

## V. ABSCHNITT.

### Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

#### § 29.

##### **Zweck und Einteilung der Steuerungen.**

Die beiden Kolbenseiten unserer Dampfmaschinen müssen abwechselnd und rechtzeitig mit der Dampfzu- und Dampfableitung in Verbindung gesetzt werden. Dies in richtiger Weise zu bewirken, ist der Zweck der Steuerungen. Dieselben lassen, wie schon in der Einleitung erwähnt, eine innere und äussere Steuerung unterscheiden. Während nämlich die erstere aus sogenannten Abschlussorganen besteht, welche in die von der Eintrittsleitung zum Cylinder oder von diesem zur Austrittsleitung führenden Kanäle eingebaut sind, rechnet man zur letzteren den Mechanismus, der die Abschlussorgane von der Kurbel- oder einer mit dieser verbundenen Steuerwelle aus in Bewegung versetzt und dadurch die erwähnten Kanäle nach Erfordernis öffnet oder schliesst.

Die Steuerungen lassen sich nach verschiedenen Gesichtspunkten einteilen.

Zunächst unterscheidet man nach der Art der Abschlussorgane: Schieber-, Hahn- und Ventilsteuerungen. Weiter bezeichnet man diejenigen Steuerungen, die stets dieselbe Dampfmenge hinter den Kolben lassen, also stets die gleiche Füllung geben, als solche mit fester Füllung oder Expansion, während man diejenigen, welche je nach dem Belastungszustande der Maschine eine bald grössere, bald kleinere Füllung zulassen, solche mit veränderlicher Füllung oder Expansion nennt. Die Änderung der Füllung kann im letzteren Falle entweder durch den Wärter oder durch den Regulator selbstthätig bewirkt werden, und demgemäss spricht man von Steuerungen mit von Hand verstellbarer und von solchen mit vom Regulator beeinflusster Füllung. Die letzteren nennt man wohl auch Präcisionssteuerungen. Steht schliesslich bei einer Steuerung das Abschlussorgan nur beim und während des Öffnens der Einlasskanäle, nicht während des Schliessens derselben durch den äusseren Steuerungsmechanismus mit der Kurbel- oder Steuerwelle in Verbindung, wird also beim Beginn des Schliessens der kinematische Zusammenhang

der äusseren Steuerung mit dem Abschlussorgan aufgehoben und dieses durch ein Gewicht, eine Feder u. s. w. plötzlich in den geschlossenen Zustand versetzt, so nennt man die Steuerung eine Auslös-, Ausklink- oder nicht zwangsläufige Steuerung, zum Unterschiede von den zwangsläufigen, bei denen das Abschlussorgan sowohl während des Öffnens, als auch während des Schliessens, überhaupt stets mit dem äusseren Steuerungsmechanismus und der Kurbelwelle in Verbindung bleibt. Als Hauptrepräsentanten der nicht zwangsläufigen Steuerungen gelten die Korliss- und Sulzersteuerungen, während man zu den zwangsläufigen die Collmann-, Hartungssteuerung u. s. w. rechnet. Nach anderer Seite unterscheidet man auch noch zwischen ganz- und halbzwangsläufigen Steuerungen und zählt zu den ersteren (Ridersteuerung und ähnliche) diejenigen, bei denen der Schluss des Abschlussorganes auch durch die äussere Steuerung veranlasst wird, diese letztere also stets in fester Verbindung mit dem Abschlussorgan bleibt, während man unter den letzteren (Collmann-, Hartungssteuerung u. s. w.) diejenigen versteht, bei denen das Abschlussorgan durch eine Feder, ein Gewicht u. s. w. in seine Schlusslage bewegt wird, wobei der kinematische Zusammenhang des Abschlussorganes mit der äusseren Steuerung durch einfache Berührung unter dem Drucke dieser Feder etc. aufrecht erhalten wird.

#### § 30.

##### **Der einfache Flach-, Dreh- und Kolbenschieber mit fester Füllung.**

Soll bei einer Dampfmaschine sowohl der Ein-, als auch der Austritt des Dampfes auf beiden Kolbenseiten durch ein einziges Abschlussorgan bewerkstelligt werden, so benutzt man dazu fast stets einen Schieber. Die durch einen solchen bewirkte Dampfverteilung lässt sich am leichtesten für den Fall verfolgen, dass die Füllung immer die gleiche bleibt. Dies soll im Nachstehenden geschehen. Wir beschränken uns dabei zunächst auf den Flachschieber, der auch wohl Muschelschieber genannt wird, und



kommen erst am Ende dieses Paragraphen auf die Kolben- und Drehschieber, die sich nur in der Form, nicht in der Art der Dampfverteilung von dem Flachschieber unterscheiden, zurück.

Der einfache Muschelschieber ist in seiner einfachsten Form nach Fig. 1 und 2, Taf. 31 gestaltet. Er wird über den Spiegel dreier Kanäle geschoben, von denen die beiden seitlichen mit dem Cylinderinnern, der mittlere mit der äusseren Atmosphäre oder dem Kondensator in Verbindung steht. Der Antrieb des Schiebers erfolgt von der Kurbelwelle aus durch ein Excenter gewöhnlich in der durch Fig. 1 angedeuteten Weise, welche Anordnung im Folgenden stets vorausgesetzt sein soll. Da das Excenter weiter nichts als eine Kurbel von einem Radius gleich der Excentricität ist, so unterscheiden wir stets die Hauptkurbel (Radius  $R$ ) zur Bewegung des Kolbens, und die Excenterkurbel (Radius gleich der Excentricität  $r$ ) zur Bewegung des Schiebers. Die in Fig. 1 und 2 dargestellte Form des Schiebers, in welcher seine Lappen gerade so breit wie die Seitenkanäle sind, bezeichnet man als Muschelschieber ohne Überdeckungen zum Unterschiede von derjenigen mit Überdeckungen in Fig. 3. In der letzteren Figur, welche den Schieber in der Mittelstellung zeigt, sind die Lappen breiter als die Seitenkanäle, und zwar um die äussere Überdeckung  $e$  nach aussen, um die innere Überdeckung  $i$  nach innen. Die Lappenbreite ist dann  $a + e + i$ , und es tritt z. B. durch den linken Kanal frischer Dampf in der ausgezogenen Pfeilrichtung in den Cylinder, wenn die äussere Kante, dagegen gebrauchter Dampf in der punktierten Pfeilrichtung aus dem Cylinder, wenn die innere Kante des linken Lappens diesen Kanal öffnet. Dampf- und -austritt hören auf, sobald die bezüglichen Kanten den Kanal schliessen.

Wie ist nun der Schieber gegenüber dem Kolben einzustellen, d. h. wie ist die Excenterkurbel auf der Kurbelwelle zu befestigen, wenn die Dampfverteilung für einen bestimmten Drehungssinn der Maschine richtig erfolgen soll.

Beim Muschelschieber ohne Überdeckungen muss offenbar bei der Totlage des Kolbens der Schieber in der Mittellage stehen, also nach Fig. 2 bei unendlich langer Excenterstange die Excenterkurbel  $OE$  der Hauptkurbel  $OK$  um  $90^\circ$  im Drehungssinne voraneilen, wenn bei Beginn des Kolbenhübes Dampf- und -austritt anfangen sollen. Geht dann z. B. der Kolben aus seiner linken Totlage nach rechts, so verschiebt sich, wie man sich durch Drehen der Kurbelwelle in Fig. 2 leicht überzeugen kann, der Schieber ebenfalls nach rechts aus seiner Mittellage, lässt also durch den linken Seitenkanal den frischen Dampf hinter den Kolben ein-, durch den rechten Seitenkanal den benützten Dampf vor dem Kolben austreten. Kommt weiter der Kolben in seine Mittellage, die Hauptkurbel also bei unendlich langer Schubstange in Fig. 2 nach  $OK'$ , so gelangt der Schieber in seine rechte Totlage, da die Excenterkurbel dann in  $OE'$  steht. Der Schieber wird nun seine Bewegung umkehren, und das ist nötig, damit er wieder in seine Mittellage kommt, wenn der Kolben die rechte Totlage erreicht.

Wir verwenden indes bei unseren Transmissions-Dampfmaschinen den Muschelschieber ohne Überdeckungen fast gar nicht, hauptsächlich weil er keine Expansion und Kompression des Dampfes im Cylinder gestattet. In demselben Augenblicke, in welchem nämlich der Schieber z. B. in Fig. 2, von rechts kommend, seine Mittellage überschreitet, schliesst die äussere

Kante und öffnet die innere Kante des linken Lappens den linken Kanal, hört also der Dampfeintritt für die linke Kolbenseite auf und fängt der Dampfaustritt daselbst an.

Soll der Muschelschieber mit Überdeckungen in Fig. 3 bei der linken Totlage des Kolbens anfangen, den linken Kanal für den Dampf-, den rechten für den -austritt zu öffnen, so muss er in diesem Augenblicke schon um die äussere Überdeckung  $e$  bzw. die innere Überdeckung  $i$  aus seiner Mittellage nach rechts verschoben sein. Wir verlangen aber, um mit Dampfvoreintritt und -austritt arbeiten zu können, dass bei der Totlage des Kolbens der Einlasskanal schon um eine Grösse  $v_e$ , der Auslasskanal schon um eine solche  $v_i$  geöffnet ist. Beides erzielen wir durch die Anordnung in Fig. 4, Taf. 31, bei der die Excenterkurbel  $OE$  der Hauptkurbel  $OK$  nicht nur um  $90^\circ$ , sondern um  $90 + \delta^\circ$  voraneilt, bei der linken bzw. rechten Totlage des Kolbens der Schieber also schon um  $Ob$  bzw.  $Ob' = e + v_e = i + v_i$  (Excenterstange unendlich lang) über seine Mittellage hinaus nach rechts bzw. links verschoben ist. Daraus folgt die wichtige Regel:

**Der Muschelschieber mit Überdeckungen muss bei der Totlage des Kolbens um  $e + v_e = i + v_i$  so aus seiner Mittellage verschoben sein, dass er den Einlasskanal um  $v_e$ , den Auslasskanal um  $v_i$  geöffnet hat, die Excenterkurbel muss also um  $90 + \delta^\circ$  der Hauptkurbel voraneilen.  $v_e$  wird das Voröffnen für den Einlass oder äussere Voröffnen,  $v_i$  dasjenige für den Auslass oder innere Voröffnen,  $\delta$  der Voreilwinkel genannt.**

Bei Berücksichtigung der endlichen Excenterstangenlänge ist nach Fig. 4, Taf. 31 der Schieber bei der linken Totlage der Hauptkurbel um  $Ob$ , bei der rechten Totlage aber nur um  $Ob'$  aus seiner Mittellage nach rechts bzw. links verschoben, wenn der Schieber um die Mitte  $S$  des Spiegels der Kanäle schwingt. Beide Ausweichungen bestimmen sich aus Gleichung 21 für  $\omega = 90 + \delta$  zu

$$\overline{Ob} = r \cdot \sin \delta + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta \text{ und}$$

$$\overline{Ob'} = r \cdot \sin \delta - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta,$$

unter  $l$  die Excenterstangenlänge verstanden.  $\overline{Ob}$  ist um das Stück

$$\overline{ab} = y = \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta$$

grösser,  $\overline{Ob'}$  um das ebenso grosse Stück  $\overline{a'b'}$  kleiner als die Ausweichung  $\overline{Oa} = \overline{Oa'} = r \cdot \sin \delta$  bei unendlich langer Excenterstange. Haben nun beide Lappen des Schiebers gleiche äussere und innere Überdeckungen, so muss offenbar infolge der endlichen Länge der Excenterstange bei der linken Totlage des Kolbens und bei der grösseren Ausweichung des Schiebers  $Ob$  nach rechts der linke Kanal für den Einlass, der rechte Kanal für den Auslass mehr geöffnet sein, als dies bei der rechten Totlage des Kolbens bezüglich des anderen Kanals der Fall ist. Wir erhalten also für beide Kolbenseiten ungleiches Voröffnen  $v_e$  bzw.  $v_i$ .

Lässt man aber in Fig. 4 den Schieber nicht um die Spiegelmitte  $S$ , sondern um eine von dieser um  $y$  nach links abstehende Ebene  $S'$  schwingen, so werden die Ausweichungen des Schiebers bezüglich der Spiegelmitte  $S$  in den beiden Totlagen des Kolbens und also auch das Voröffnen für beide Kolbenseiten gleich. Dann ist nämlich der Schieber bei der linken Totlage des Kolbens um  $\overline{Ob} - y = r \cdot \sin \delta$  nach rechts, bei der rechten Totlage um  $\overline{Ob'} + y = r \cdot \sin \delta$  nach links aus der Spiegelmitte  $S$  gewichen.

Soll also ein Muschelschieber gleiches Voröffnen für beide Kolbenseiten geben, oder, wie man in der Praxis



sagt, auf gleiches Voröffnen eingestellt werden, so muss er um eine Ebene schwingen, die um

$$y = \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta \quad \dots \quad 141$$

weiter von der Kurbelwelle absteht als die Spiegelmitte. Der mit gleich breiten Lappen versehene Schieber hat dann an dem einen Lappen die Überdeckungen  $e+y$  und  $i-y$ , an dem anderen diejenigen  $e-y$  und  $i+y$ . Das oben erwähnte Einstellen nimmt man in der Praxis in der Weise vor, dass man den Kolben und die Hauptkurbel abwechselnd in die eine und in die andere Totlage bringt und nun so lange die Schieberstangenlänge abändert, bis dass das Voröffnen für den Einlass, also auch das für den Auslass, auf beiden Kolbenseiten gleich ist.

Für die übrigen Lagen des Schiebers kann die endliche Länge der Excenterstange, die meistens das 20- bis 40fache der Excentricität  $r$  beträgt, vernachlässigt werden.

Die durch einen Muschelschieber bewirkte Dampfverteilung ist durch die folgenden Stellungen des ersteren bedingt.

Der linke Kanal wird für den eintretenden Dampf geöffnet (Fig. 7) und geschlossen (Fig. 10, Taf. 31), wenn der Schieber um die äussere Überdeckung aus seiner Mittellage nach rechts gewichen ist. Bei Öffnen (Beginn des Dampfvereintrittes) kommt aber der Schieber aus seiner Mittellage, beim Schliessen (Beginn der Expansion) geht er in diese zurück; im ersteren Falle nimmt also bei weiterer Drehung der Maschine die Ausweichung zu, im letzteren Falle ab. In der Mitte zwischen beiden Positionen steht offenbar der Schieber in der rechten Totlage.

Ist demnach in Fig. 5, Taf. 31 für die linke Kolbenseite  $OI$  die Stellung der Hauptkurbel bei Beginn des Dampfvereintrittes,  $OII$  diejenige bei Beginn der Expansion, so erhält man in der Halbierungslinie  $OK_1$  des durch beide Positionen eingeschlossenen Winkels  $IOII = \omega$  diejenige Lage der Hauptkurbel, bei der die Excenterkurbel in der rechten Totlage, also in  $OE_1$  stehen muss. Da aber Haupt- und Excenterkurbel stets einen Winkel von  $90 + \delta^\circ$  miteinander bilden, so schliesst offenbar  $OK_1$  mit der Vertikalen  $Y-Y$  den Voreilwinkel  $\delta$  der Grösse nach ein.

Der linke Kanal wird für den austretenden Dampf geöffnet (Fig. 11) und geschlossen (Fig. 14, Taf. 31), wenn der Schieber um die innere Überdeckung aus seiner Mittellage nach links verschoben ist. Beim Öffnen (Beginn des Dampfvereintrittes) nimmt die Ausweichung des Schiebers zu, beim Schliessen (Beginn der Kompression) nimmt sie ab. Die Halbierungslinie  $OK_1'$  des Winkels  $III O IV = \omega'$  in Fig. 5, Taf. 31, der durch die Hauptkurbellagen  $OIII$  (Beginn des Voraustrittes) und  $OIV$  (Beginn der Kompression) bestimmt ist, muss also ebenfalls mit der Vertikalen  $Y-Y$  den Winkel  $\delta$  einschliessen, da sie diejenige Lage der Hauptkurbel bildet, bei der die Excenterkurbel  $OE_1'$  in der linken Totlage steht.

Die vorstehenden Ergebnisse merkt man sich am besten in der folgenden Weise, wobei auf die gesperrt gedruckten Worte besonders zu achten ist.

Ist der Schieber um die äussere Überdeckung des linken Lappens nach rechts aus seiner Mittellage gewichen, so öffnet er (Beginn des Dampfvereintrittes) bei zunehmender und schliesst (Beginn der Expansion) bei abnehmender Ausweichung den linken Kanal für den eintretenden Dampf. Steht der Schieber um die innere Überdeckung des linken Lappens nach links

aus seiner Mittellage, so öffnet er den linken Kanal bei zunehmender Ausweichung (Beginn des Dampfvereintrittes) und schliesst ihn bei abnehmender Ausweichung (Beginn der Kompression) für den austretenden Dampf. Für den rechten Kanal gilt Entsprechendes für Ausweichungen des Schiebers, die zu den eben angegebenen entgegengesetzt sind.

Die Halbierungslinie des Winkels, welchen die Hauptkurbel in ihren Lagen zu Beginn des Dampfvereintrittes und der Expansion, oder zu Beginn des Dampfvereintrittes und der Kompression einschliesst, bildet mit der Vertikalen durch das Wellenmittel den Voreilwinkel  $\delta$  des zugehörigen Muschelschiebers.

Sind die Hauptkurbellagen für den Beginn von drei der erwähnten Dampfverteilungsperioden gewählt, so ist dadurch die entsprechende Lage für die vierte, also auch die Dauer sämtlicher Perioden festgelegt, welche der Muschelschieber in der Dampfverteilung bewirkt.

Bei endlicher Schubstangenlänge bewirkt ferner der um die Spiegelmitte schwingende und zu dieser Mitte symmetrisch gestaltete Schieber keine gleiche Dampfverteilung auf beiden Kolbenseiten. Unter Vernachlässigung der endlichen Excenterstangenlänge schliesst nämlich bei Beginn derselben Periode die Hauptkurbel beim Hinlauf mit der einen Totlage denselben Winkel ein, den sie beim Rücklauf mit der anderen Totlage bildet. Für gleiche Drehwinkel der Hauptkurbel fallen aber bei endlicher Schubstangenlänge die Kolbenwege für Hin- und Rücklauf nicht gleich aus, vielmehr sind die hinter dem Kolben befindlichen Wege für den Hinlauf, die vor dem Kolben befindlichen für den Rücklauf grösser. Daher wird z. B. der Füllungsweg, der immer hinter dem Kolben liegt, beim Hinlauf, also auf der Deckelseite (in Fig. 1, Taf. 31 die linke), grösser als beim Rücklauf bzw. auf der Kurbelseite, dagegen der während der Kompression durchlaufene Kolbenweg, der ja stets vor dem Kolben ist, beim Rücklauf, also auch auf der Deckelseite, grösser als beim Hinlauf bzw. auf der Kurbelseite sein.

Füllung und Kompression fallen bei dem zur Spiegelmitte symmetrisch gestalteten und um diese Mitte schwingenden Muschelschieber auf der Deckelseite (in Fig. 1, Taf. 31 die linke) grösser als auf der Kurbelseite aus.

Wollen wir die Ungleichheit in der Füllung auf beiden Kolbenseiten vermindern, so müssen wir die äussere Überdeckung, welche für die Deckelseite massgebend ist (also in Fig. 1, Taf. 31 die des linken Lappens), vergrössern, dagegen die andere äussere Überdeckung verkleinern. Denn je grösser die äussere Überdeckung wird, desto später öffnet sie den zugehörigen Kanal, desto kleiner wird also das Voröffnen für den Dampfeintritt, desto früher schliesst sie ihn aber auch wieder, desto kleiner wird also die Füllung, und umgekehrt. Die Verschiedenheit in der äusseren Überdeckung beider Lappen kann man in den meisten Fällen durch Verlängern der Schieberstange erzielen, also dadurch, dass man die Schwingungsebene des zu seiner Mitte bezüglich der äusseren Überdeckungen symmetrisch gestalteten Schiebers von der Spiegelmitte abrückt. Wohl zu beachten ist aber hierbei, dass durch das Verlängern der Schieberstange auch das Voröffnen für den Dampfeintritt auf beiden Kolbenseiten beeinflusst wird.

Ähnlich ergibt sich, dass die Ungleichheit in der Kompression auf beiden Kolbenseiten geringer wird, wenn man die innere Überdeckung des für die Deckelseite massgebenden Schieberlappens (in Fig. 1, Taf. 31 die des linken)



verkleinert und die innere Überdeckung des anderen Lappens vergrößert, also dem Schieber ungleiche innere Überdeckungen giebt. Durch letztere wird aber auch wieder das Voröffnen für den Dampfauslass geändert.

Die Ungleichheit in der Füllung beider Kolbenseiten wird beim einfachen Muschelschieber vermindert durch Verlängern der Schieberstange, also durch Verschieben der Schwingungsebene aus der Spiegelmitte, womit eine Änderung der äusseren Überdeckungen verbunden ist. Dabei ist aber zu beachten, dass diese Verschiebung der

Fig. 94.

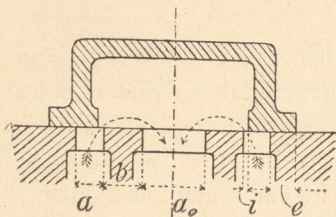


Fig. 95.

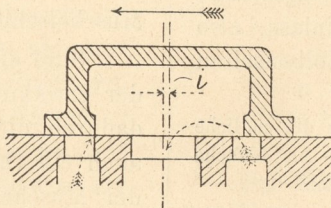
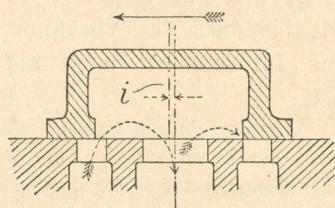


Fig. 96.



Schwingungsebene eine Ungleichheit im Voröffnen für den Dampfeintritt bewirkt, und zwar um so mehr, je mehr die Verschiebung den in Gleichung 141 angegebenen Wert  $y$  überschreitet, bei dem mit Rücksicht auf die endliche Excenterstangenlänge gleiches Voröffnen eintritt. Die Ungleichheit in der Kompression kann man nur

der beiden Seitenkanäle des Cylinders um die innere Überdeckung  $i$ . Die inneren Kanten des Schiebers stehen dann bei der Mittellage innerhalb der erwähnten Kanten der Seitenkanäle. Man kann einen solchen Schieber als einen solchen mit positiver innerer Überdeckung bezeichnen, im Gegensatz zu dem in Fig. 94 des Textes angedeuteten,

Fig. 97.

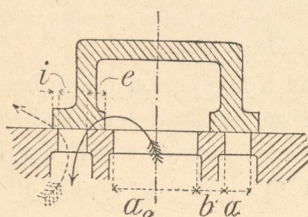
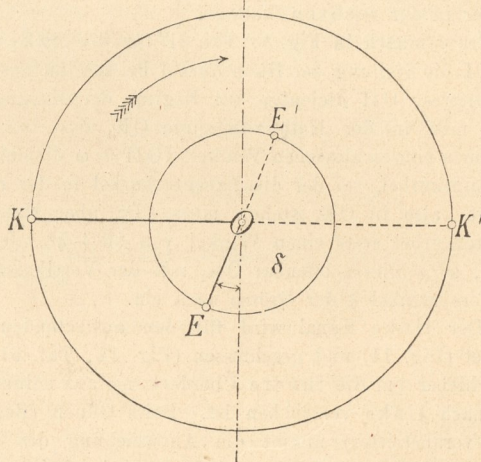


Fig. 98.



dadurch verringern, dass man die innere Überdeckung der Deckelseite kleiner als die der Kurbelseite macht, was aber auch eine Verschiedenheit im Voröffnen für den Auslass zur Folge hat.

Viele Konstrukteure stellen jetzt den Muschelschieber nicht mehr auf genau gleiches Voröffnen ein, sondern suchen auf Kosten etwas ungleichen Voröffnens durch Verlängern der Schieberstange bzw. Rücken der Schwingungsebene des Schiebers aus der Spiegelmitte eine Näherung in der Füllung, durch ungleiche innere Überdeckungen eine Näherung in der Kompression für beide Kolbenseiten zu erzielen.

wo die inneren Schieberkanten in der Mittelstellung des Schiebers ausserhalb der fraglichen Kanalkanten liegen und der Schieber also negative innere Überdeckung besitzt. Der letztere öffnet z. B. den linken Kanal für den Auslass (Fig. 95 des Textes, Beginn des Dampfvorausstrittes), wenn er um  $i$  nach rechts vor seiner Mittellage steht und in diese zurückkehrt, die Schieberausweichungen also bei weiterer Drehung der Kurbelwelle abnehmen. Der Schieber schliesst den linken Kanal für den Auslass (Beginn der Kompression), wenn er auch die in Fig. 95 des Textes angedeutete Lage einnimmt, aber sich in der entgegengesetzten Richtung bewegt, also um  $i$  nach rechts hinter der Mittellage steht und die Ausweichungen aus dieser letzteren zunehmen.



Der Schieber mit negativer innerer Überdeckung findet bisweilen Verwendung, wenn eine zu hohe Kompression vermieden werden soll.

Eine besondere Eigenschaft dieses Schiebers ist aus Fig. 94 des Textes ersichtlich. Zeitweise treten nämlich bei diesem Schieber beide Kolbenseiten zugleich mit dem Auslasskanal in Verbindung. Geht z. B. der Schieber von rechts nach links, so wird dieser gleichzeitige Auslass beider Kolbenseiten offenbar beginnen, wenn der Schieber nach Fig. 95 den linken Kanal von innen öffnet, und aufhören, wenn der Schieber nach Fig. 96 den rechten Kanal von innen schliesst. Wir merken uns demnach das Folgende.

Der einfache Muschelschieber mit negativer innerer Überdeckung setzt während eines jeden einfachen Hubes zeitweise gleichzeitig beide Kolbenseiten mit dem Auslasskanal in Verbindung. Diese Periode beginnt, wenn der Schieber den einen Seitenkanal für den Auslass öffnet (Beginn des Dampfaustrittes auf der einen Kolbenseite) und hört auf, wenn der Schieber den anderen Seitenkanal für den Auslass schliesst (Beginn der Kompression auf der anderen Kolbenseite).

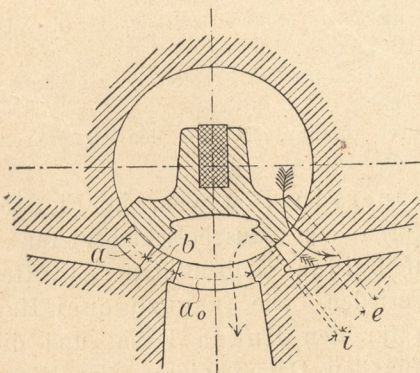
In den nächsten Paragraphen wird diese Eigentümlichkeit auch an Hand der Diagramme verfolgt werden.

Bisher wurde stets angenommen, dass der Dampfeintritt durch die äusseren, der Dampfaustritt durch die inneren Kanten der Schieberlappen gesteuert wird. Bisweilen trifft man auch die umgekehrte Anordnung nach Fig. 97 des Textes, wo die Überdeckung  $e$  innen, diejenige  $i$  aussen liegt. Man sagt dann, der Muschelschieber steuert von innen.

Der Schieber in Fig. 97 des Textes muss sich offenbar, wenn die gewünschte Dampfverteilung eintreten soll, immer in entgegengesetzter Richtung wie der gewöhnliche, von aussen gesteuerte Schieber bewegen. Die Excenterkurbel muss also so, wie Fig. 98 des Textes zeigt, aufgekeilt werden, und alle im Früheren gemachten Angaben über den Beginn und Schluss des Dampfein- und Dampfaustrittes gelten auch hier, wenn man stets links und rechts miteinander vertauscht.

Bei dem von innen gesteuerten Muschelschieber muss die Excenterkurbel der Hauptkurbel um einen Winkel von  $90 - \delta^0$  nacheilen, unter  $\delta$  den in Fig. 98 des Textes eingetragenen Winkel verstanden.

Fig. 99.

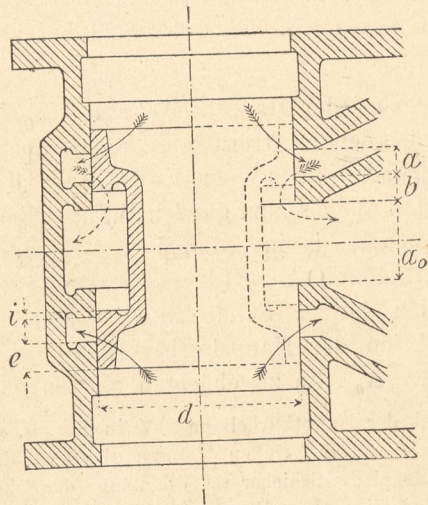


Denkt man sich den einfachen Muschelschieber mit dem Zylinderspiegel nach Fig. 99 des Textes zu einer

Achse cylindrisch gestaltet, welche senkrecht zur Längsachse des Cylinders steht, so erhält man den sogenannten Drehschieber. Derselbe macht keine geradlinig hin- und hergehende, sondern eine schwingende Bewegung. Steuert der Schieber wie in Fig. 99 den Ein- und Auslass beider Kolbenseiten, so nennt man ihn wohl auch Hahnschieber. Korlisssschieber oder -hähne, die später bei den Korlisssteuerungen behandelt werden, sind Drehschieber, die immer nur den Ein- oder Auslass einer Kolbenseite steuern, so dass solcher Schieber für gewöhnlich vier an einem Cylinder vorhanden sind.

Benutzt man schliesslich nach Fig. 100 des Textes den Längsschnitt des einfachen Muschelschiebers als Leitprofil zu einem Rotationskörper, so erhält man den

Fig. 100.



einfachen Kolbenschieber. Derselbe hat die Form eines Kolbens, dessen oberer und unterer Teil sich in dem ebenfalls cylindrisch gestalteten Schieberspiegel führt, während das Mittelstück zurücktritt. Die Achse des Kolbenschiebers liegt parallel der Längsachse des Cylinders. Der einfache Kolbenschieber, der, solange er dicht hält, völlig vom Dampfdruck entlastet ist, verursacht weit geringere Bewegungswiderstände als der einfache Muschelschieber.

Die Dampfverteilung wird durch den Dreh- und Kolbenschieber natürlich genau in derselben Weise wie durch den entsprechenden Muschelschieber bewirkt. Auch hier können positive und negative innere Überdeckungen vorkommen, und kann der Dampfeintritt sowohl von aussen, als auch von innen gesteuert werden.

Über die Ausführung der Muschel-, Dreh- und Kolbenschieber ist im letzten Abschnitte das Erforderliche vermerkt.

### § 31.

#### Das Zeunersche Schieber-Diagramm.

Trägt man nach Fig. 6, Taf. 31 entgegengesetzt zur Drehrichtung der Maschine von O aus an die Vertikale Y — Y den Voreilwinkel  $\delta$  eines einfachen Muschel-



Dreh- oder Kolbenschiebers (Fig. 3, Taf. 31) auf und schlägt über dem geneigten Schenkel dieses Winkels bzw. dessen Verlängerung mit  $OD = OD' =$  der Excentricität  $r$  als Durchmesser zwei Kreise, die sogenannten **Zeunerschen Schieberkreise**, so schneidet die Hauptkurbel in irgend einer Lage auf einem dieser beiden Kreise als Sehne diejenige Strecke ab, um welche der Schieber bei dieser Hauptkurbellage und unendlich langer Excenterstange aus seiner Mitte gewichen ist. Für die in der Figur angegebene Drehrichtung und für die Anordnung der Maschine nach Fig. 1, Taf. 31 giebt der obere Kreis die Ausweichungen des Schiebers nach rechts, der untere diejenigen nach links an. Für die entgegengesetzte Drehrichtung gilt das Umgekehrte. In der von der Drehrichtung abhängigen ersten Hälfte eines jeden Kreises nehmen die Sehnenabschnitte und Schieberausweichungen zu, entfernt sich also der Schieber aus seiner Mittellage, in der zweiten Hälfte nehmen die erwähnten Grössen ab, kehrt der Schieber also in seine Mittellage zurück.

Um die zu jeder Hauptkurbellage gehörige Kolbenstellung zu bekommen, trägt man, da es doch stets nur auf das Verhältnis des vom Kolben aus der Totlage zurückgelegten Weges zum ganzen Kolbenhube ankommt, den Hauptkurbelkreis in reduzierter Grösse, am besten mit einem Radius  $OA = OA' = 50$  oder  $100$  mm auf. Bei unendlich langer Schubstange erhält man dann durch Projektion der Hauptkurbel-Endpunkte auf eine Horizontale  $A_0 A_0'$  die zugehörigen Kolbenpositionen.

Bei der Hauptkurbellage  $OV$  in Fig. 6., die um den Winkel  $\omega$  von der linken Totlage abweicht, ist nach der obigen Regel der Schieber um die Länge der Sehne  $\overline{Op_1}$  nach rechts aus seiner Mittellage gewichen. Dass dies richtig ist, geht aus Folgendem hervor. Die Excenterkurbel steht nämlich nach Fig. 4, Taf. 31 bei der oben angegebenen Hauptkurbellage in  $OE_1$ , und es ist bei unendlich langer Excenterstange die Schieberausweichung nach rechts

$$\overline{Ob_1} = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

Ebenso gross ist aber die Sehne  $\overline{Op_1}$ , denn in dem rechtwinkligen Dreieck  $Op_1 D$  der Fig. 6 ist

$$\overline{Op_1} = \overline{OD} \cdot \sin(\delta + \omega) = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

In Fig. 6 sind nun die Dampfverteilungsperioden eingetragen, welche der Schieber am linken Kanal und auf der linken Kolben(deckel)seite (Anordnung in Fig. 1 vorausgesetzt) bewirkt. Um diese Perioden zu erhalten, hat man mit der äusseren Überdeckung  $e$  und der inneren  $i$  als Radien zwei Kreise um  $O$  zu schlagen und die Schnittpunkte  $p$  und  $q$  des ersteren mit dem oberen, diejenigen  $m$  und  $n$  des letzteren mit dem unteren Schieberkreise aufzusuchen. Beachtet man dann die auf Seite 137 angegebene Regel für das Öffnen und Schliessen des linken Kanales durch den Schieber, so folgt offenbar:

Nach Fig. 6, Taf. 31<sup>1)</sup> wird der linke Kanal für den Dampfeintritt geöffnet bei der Hauptkurbellage  $OI$  (Kolben in  $A_1$  vor der linken Tot-

lage, Beginn des Dampfvoreintrittes, Schluss der Kompression), da die Sehne  $\overline{Op} = e$  in der ersten Hälfte des oberen Schieberkreises liegt, der Schieber also um  $e$  nach rechts bei zunehmender Ausweichung (Fig. 7) aus seiner Mittellage verschoben ist; für den Dampfeintritt geschlossen bei der Hauptkurbellage  $OII$  (Kolben in  $A_2$ , Beginn der Expansion, Schluss der Füllung), da Sehne  $\overline{Oq} = e$  in der zweiten Hälfte des oberen Schieberkreises, Schieber also um  $e$  nach rechts bei abnehmender Ausweichung (Fig. 10);

für den Dampfaustritt geöffnet bei der Hauptkurbellage  $OIII$  (Kolben in  $A_3$  vor der rechten Totlage, Beginn des Dampfvoraustrittes, Schluss der Expansion), da Sehne  $\overline{Om} = i$  in der ersten Hälfte des unteren Schieberkreises, Schieber also um  $i$  nach links bei zunehmender Ausweichung (Fig. 11); für den Dampfaustritt geschlossen bei der Hauptkurbellage  $OIV$  (Kolben in  $A_4$ , Beginn der Kompression, Schluss des Dampfaustrittes), da Sehne  $\overline{On} = i$  in der zweiten Hälfte des unteren Schieberkreises, Schieber um  $i$  nach links bei abnehmender Ausweichung (Fig. 14).

Fällt die Hauptkurbel in Fig. 6, Taf. 31 mit  $\overline{OD}$  zusammen, so steht sie in der Mitte zwischen  $OI$  und  $OII$ , der Schieber in seiner rechten Totlage, weil  $\overline{OD} = r$  ist. Wir finden also die Regel auf Seite 137 bestätigt, dass die Hauptkurbel in dieser Lage mit der Vertikalen den Voreilungswinkel  $\delta$  einschliesst. Ähnliches gilt, wenn die Hauptkurbel in  $OD'$  steht. Liegt die Hauptkurbel senkrecht zu  $\overline{DOD'}$ , so befindet sich der Schieber in seiner Mittellage, da die Sehne zu Null geworden ist.

In Fig. 6 sind schliesslich noch um  $O$  Kreise mit den Radien  $e + a$  und  $i + a$  ( $a$  Weite der Seitenkanäle) geschlagen. Die Schnittpunkte des ersteren mit dem oberen Schieberkreise sind durch  $p_1, q_1$ , die des letzteren mit dem unteren durch  $m_1, n_1$  bezeichnet. Es schneidet nun die Hauptkurbel in jeder Lage in der gelb schraffierten Fläche die Strecke ab, um welche der linke Kanal für den Dampfeintritt, in der neutral schraffierten Fläche dagegen diejenige Strecke, um welche dieser Kanal für den Dampfaustritt geöffnet ist. Wir finden z. B. dass der linke Kanal bei der Hauptkurbellage

$AO$  um das Voröffnen  $xy = v_e$  für den Dampfeintritt geöffnet ist (Fig. 4, Taf. 31),

$Dp_1 V$  sich für den letzteren ganz geöffnet hat (Fig. 8, Taf. 31),

$Oq_1 VI$  anfängt, sich für den letzteren zu schliessen (Fig. 9, Taf. 31),

$OA'$  um das Voröffnen  $zu = v_i$  für den Dampfaustritt geöffnet ist,

$Om_1 VII$  sich für den letzteren ganz geöffnet hat (Fig. 12, Taf. 31),

$On_1 VIII$  anfängt, sich für den letzteren zu schliessen (Fig. 13, Taf. 31).

Das Zeunersche Diagramm in Fig. 15, Taf. 31 giebt die durch den Muschelschieber für Hin- und Rücklauf auf beiden Kolbenseiten bewirkten Dampfverteilungs-Perioden. Die ausgezogenen Hauptkurbellagen gelten für den linken Kanal und die Deckelseite, also für den Dampfeinlass beim Hin-, für den Dampfauslass beim Rücklauf, die punktierten Lagen dagegen für den rechten Kanal und die Kurbelseite, also für den Dampfeinlass beim Rück-, für den Dampfauslass

1) In den Figuren auf Taf. 31 bezeichnet

$V_{e,l}$  Dampfvoreintritt links,  
 $E_{x,r}$  Expansion rechts,  
 $V_{a,r}$  Dampfvoraustritt rechts,  
 $K_l$  Kompression links, u. s. w.



beim Hinlauf. Ferner sind zu den eingetragenen Hauptkurbellagen die zugehörigen Kolbenpositionen in die Figur unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nach dem Schorchschen Verfahren (siehe Seite 15 und 16) eingetragen, und zwar für den Hinlauf nach oben, für den Rücklauf nach unten. Wie aus der Figur ersichtlich, ergeben sich für Hin- und Rücklauf ungleich grosse Dampfverteilungs-Perioden. Die Füllung ist z. B. beim Hinlauf, die Kompression beim Rücklauf grösser, also Füllung und Kompression auf der Deckelseite grösser als auf der Kurbelseite.

Sollen in Fig. 15 die Füllungen für den Hin- und Rücklauf bzw. für beide Kolbenseiten einander genähert, d. h. die Füllung für die Deckelseite kleiner, diejenige für die Kurbelseite grösser werden, so muss offenbar der Radius des Kreises  $p - q$ , also die äussere Überdeckung links, vergrössert und der Radius des Kreises  $p' - q'$ , also die äussere Überdeckung rechts, verkleinert werden, genau wie es auf Seite 138 angegeben ist. Mit dieser Ungleichheit in den äusseren Überdeckungen, die durch Verlängern der Schieberstange, also durch Schwingen des bezüglich dieser Überdeckungen symmetrisch gestalteten Schiebers um eine von der Kurbelwelle weiter abstehende Ebene  $S'$  (Fig. 7, Taf. 32) erzielt werden kann, wird allerdings, wie aus Fig. 15, Taf. 31 leicht zu erkennen ist, das Voröffnen für den Dampfeintritt der Deckelseite verkleinert, das der Kurbelseite vergrössert.

Die Kompression wird ferner nach Fig. 15, Taf. 31 für die Deckelseite kleiner, für die Kurbelseite grösser, wenn der Radius des Kreises  $m - n$ , also die innere Überdeckung des linken Lappens, kleiner, der Radius des Kreises  $m' - n'$ , also die innere Überdeckung des rechten Lappens, grösser gemacht wird. Damit ist aber auch wieder ein ungleiches Voröffnen  $v_i$  für den Dampfaustritt verbunden, das dadurch auf der Deckelseite vergrössert, auf der Kurbelseite verkleinert wird.

Fig. 1, Taf. 32 giebt das Zeunersche Diagramm des Muschelschiebers, wenn dieser auf gleiches Voröffnen eingestellt ist, also mit Bezug auf Fig. 6, Taf. 32 um eine Ebene schwingt, die um den Wert  $y$  aus Gleichung 141 von der Spiegelmittle entfernt ist. Die äusseren und inneren Überdeckungen des symmetrischen Schiebers werden dann für den linken bzw. rechten Kanal  $e + y$  bzw.  $e - y$ , die inneren dagegen  $i - y$  bzw.  $i + y$ .

In Fig. 1 und 1a, Taf. 32 sind weiter die Kurven für die bei den einzelnen Hauptkurbellagen vorhandenen Kanaleröffnungen, sowie für die bei diesen stattfindenden Dampfgeschwindigkeiten eingetragen. Die Kanaleröffnungen kann man radial vom Punkte  $O$  aus auf der zugehörigen Hauptkurbellage auftragen, und dann ergeben sich z. B. in Fig. 1 für den linken Kanal die Einlasskurve  $O - u - v - O$ , sowie die Auslasskurve  $O - x - z - O$ , man kann die Kanaleröffnungen aber auch als Ordinaten über den zugehörigen Kolbenstellungen errichten, und dann erhält man in Fig. 1a für den Einlass beim linken Kanal die ausgezogene Kurve  $1 - 2 - 3 - 4$ , beim rechten Kanal die punktierte  $5 - 9 - 10 - 11$ , für den Auslass  $5 - 6 - 7 - 8$  bzw.  $1 - 12 - 13 - 14$ . Je grösser der Winkel  $\alpha$  und  $\alpha'$  bei den letztgenannten Kurven ausfällt, desto schneller erfolgt der Kanalschluss, je kleiner  $\alpha$  und  $\alpha'$  wird, desto

schleichender wird dieser Abschluss. Die Kurven der Dampfgeschwindigkeiten, nämlich  $1 - 15$  bzw.  $5 - 17$  für den Einlass und  $5 - 16$  bzw.  $1 - 18$  für den Auslass, erhält man, indem man sich für die einzelnen Kolbenstellungen und Hauptkurbellagen den geöffneten Kanalquerschnitt  $f_x$  ( $=$  Kanaleröffnung  $a_x$  bzw.  $a'_x$ ,  $\times$  Kanalhöhe  $h$ ) und die zugehörige Kolbengeschwindigkeit  $c_x$  nach Gleichung 24 ausrechnet und in die Gleichung 119 einführt, woraus dann

$$w_x = \frac{0 \cdot c_x}{a_x \cdot h} \text{ und } w'_x = \frac{0 \cdot c_x}{a'_x \cdot h} \quad \dots \quad 142$$

folgt. Die hieraus ermittelten Werte von  $w_x$  sind über der zugehörigen Kolbenstellung dann in irgend einem Massstabe als Ordinaten aufzutragen. Dort, wo bei den Einlasskurven die Geschwindigkeit grösser als 50 bis 60 m, bei den Auslasskurven grösser als 80 bis 100 m wird, beginnt nach den Angaben auf Seite 125 die Dampf-drosselung.

In Fig. 1, Taf. 32 ist z. B. bei der Hauptkurbellage  $O A_x$  die Eröffnung des linken Kanales für den Einlass  $a_x$ , des rechten für den Auslass  $a'_x$ . Der erstere Wert ist auf die erwähnte Hauptkurbellage von  $O$  aus aufgetragen und liefert den Punkt  $s$  der Einlasskurve  $O - u - v - O$ . In Fig. 1a ist über der zugehörigen Kolbenstellung  $A_x$  dann  $a_x = A_x - 20$  nach oben und  $a'_x = A_x - 22$  nach unten aufgetragen und dadurch der Punkt 20 für die Einlasskurve des linken, der Punkt 22 für die Auslasskurve des rechten Kanales erhalten worden. Um die Dampfgeschwindigkeiten  $A_x - 19$  bzw.  $A_x - 21$  bei dieser Kolbenstellung zu bekommen, hätte man in die obigen Gleichungen den dem Diagramm entnommenen Wert von  $a_x$  bzw.  $a'_x$  einzuführen.

Viele Konstrukteure zeichnen nach Fig. 16, Taf. 31 die Zeunerschen Schieberkreise über der thatsächlichen Lage  $OD$  bzw.  $OD'$  der Excenterkurbel bei der linken bzw. rechten Totlage der Hauptkurbel. Um dann wie früher für die einzelnen Lagen der letzteren die Ausweichungen des Schiebers als Sehnenabschnitte zu erhalten, hat man sich nicht die Hauptkurbel von  $OA$  aus, sondern deren Verlängerung, den sogenannten Fahrstrahl, von  $OP$  aus, und zwar entgegengesetzt zur Umlaufsrichtung der Maschine, gedreht zu denken.

Bei Vorwärtsdrehung der Maschine wäre also, wenn die Hauptkurbel sich in Fig. 16 aus der linken Totlage um den Winkel  $\omega$  gedreht hat, der Polstrahl nach  $OP_x$  gekommen. Die Ausweichung des Schiebers ist dann gleich der Sehne  $OB_x$  nach rechts aus der Mittellage.

In Fig. 16, Taf. 31 ist weiter das Zeunersche Diagramm in einer Form aufgetragen, wie es von Kirchhoff<sup>1)</sup> behandelt worden ist. Schlägt man nämlich nach der Figur über der linken Totlage der Hauptkurbel  $OA$  als Durchmesser einen Kreis, den sogenannten Kolbenkreis, trägt ferner in den oberen Schieberkreise die Kreise von den Radien  $i$  und  $i + a$ , in den unteren diejenigen von den Radien  $e$  und  $e + a$  ein und bezeichnet schliesslich den oben erwähnten Fahrstrahl bis zur Mitte  $O$  als positiv, seine Verlängerung, also seinen Teil jenseits von  $O$ , aber negativ, so gelten, wie nach dem Früheren leicht einzusehen ist, die folgenden Regeln.

1) Kirchhoff, Graphische Behandlung der Schiebersteuerungen, Verlag von R. Schulze, Mittweida.



Im Kolbenkreise schneidet bei unendlich langer Schubstange der Fahrstrahl als Sehne von O aus diejenige Strecke ab, um welche der Kolben aus seiner Mittellage gewichen ist, und zwar nach rechts, wenn die Sehne dem positiven, nach links, wenn sie dem negativen Teil des Fahrstrahles angehört. Bei der eingetragenen Drehrichtung nimmt die Ausweichung des Kolbens zu, wenn der Fahrstrahl in der oberen Hälfte des Kolbenkreises, dagegen ab, wenn er in der unteren Hälfte liegt. Überträgt man die Sehne durch Drehen um O auf die Horizontale OA, so erhält man die Ausweichung des Kolbens im Verhältnis zum halben Hube.

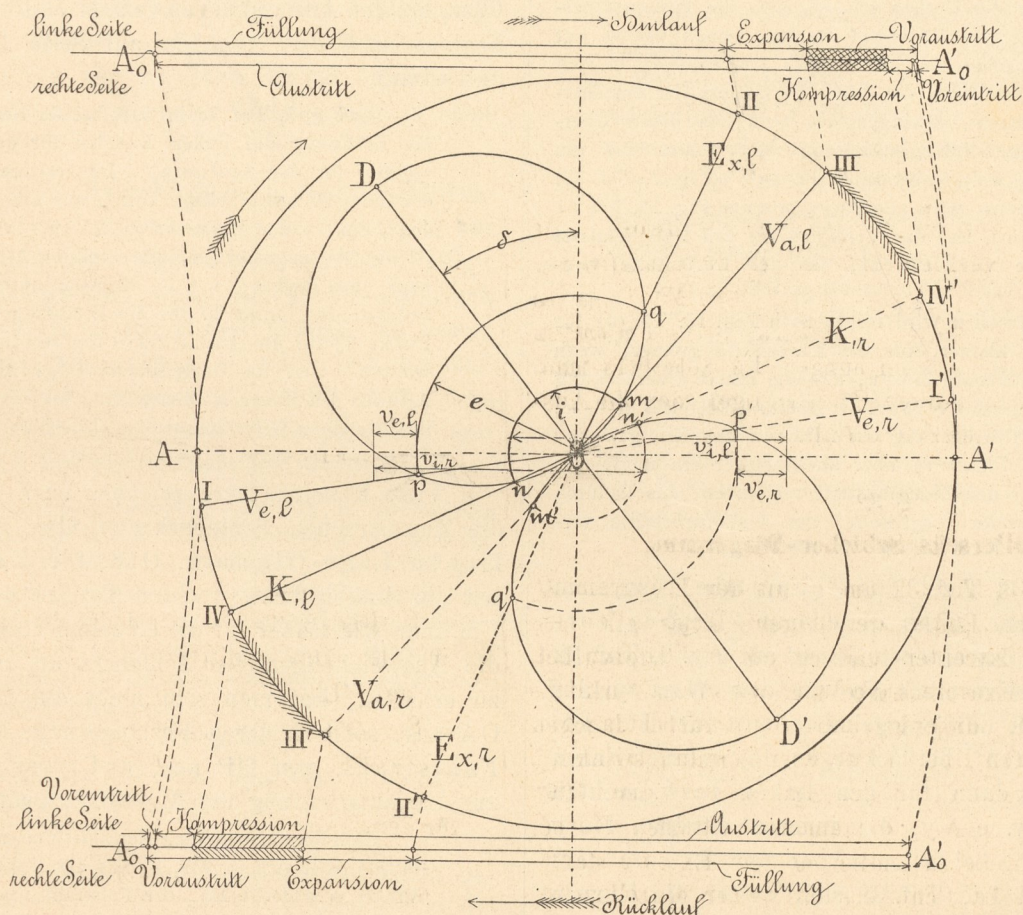
In den beiden angelegten Flächen der Schieberkreise

der Kolben nach links um  $\overline{OA_x} = \overline{OC_x}$  (negativer Teil des Fahrstrahles) aus seiner Mitte gewichen, wobei seine Ausweichung abnimmt, er sich also seiner Mittellage nähert (Fahrstrahl in der unteren Hälfte des Kolbenkreises).

Will man weiter z. B. aus dem Diagramm entnehmen, um wieviel der Schieber die Kanäle geöffnet hat, wenn der Kolben um das 0,15 fache seines Hubes vor der linken Totlage steht, so hat man  $\overline{AA_4} = 0,3 \overline{AO}$  um O nach oben (da der Kolben sich aus der Mitte entfernt, die Ausweichungen aus dieser also zunehmen) bis nach IV zu drehen. OIV bildet dann den negativen Teil des Polstrahles, weil der Kolben links von der Mitte steht, und demnach wird der linke Kanal gerade für den austretenden Dampf geschlossen, während der rechte bereits für den eintretenden Dampf geschlossen ist.

Aus der Fig. 16 ergeben sich demgemäss die folgenden Dampfverteilungs-Perioden:

Fig. 101.



schneidet ferner der Fahrstrahl mit seinem positiven Teile die Eröffnung des rechten, mit seinem negativen Teile diejenige des linken Kanals ab, und zwar gilt die Eröffnung dem eintretenden Dampf, wenn die Fläche durch die Kreise von den Radien  $e$  und  $e+a$ , dem austretenden Dampf, wenn sie durch die Kreise von den Radien  $i$  und  $i+a$  bsgrenzt wird. Liegt der Fahrstrahl in Bezug auf seine Drehrichtung in der ersten Hälfte der Schieberkreise, so nehmen die Eröffnungen zu, liegt er in der zweiten Hälfte, so nehmen sie ab.

Für die Lage  $OP_x$  des Fahrstrahles in Fig. 16 ist z. B.: der rechte Kanal für den austretenden Dampf um  $\overline{xy}$  (positiver Teil des Strahles), der linke für den eintretenden Dampf um  $\overline{uv}$  (negativer Teil des Strahles geöffnet, und es nehmen die Eröffnungen ab (Fahrstrahl in der zweiten Hälfte der Schieberkreise);

- pos. Fahrstrahl in O1, Kolben links aus der Mitte in  $A_1$ ....  
Beginn des Dampfvereintritts links,
- pos. Fahrstrahl in O2, Kolben rechts aus der Mitte in  $A_2$ ....  
Beginn der Expansion links,
- pos. Fahrstrahl in O3, Kolben rechts aus der Mitte in  $A_3$ ....  
Beginn des Dampfvereintritts links,
- pos. Fahrstrahl in O4, Kolben links aus der Mitte in  $A_4$ ....  
Beginn der Kompression links,
- pos. Fahrstrahl in O1', Kolben rechts aus der Mitte in  $A_1$ ....  
Beginn des Dampfvereintritts rechts, u. s. w.

Bisher wurde für die Diagramme immer ein einfacher Muschel-, Dreh- oder Kolbenschieber mit positiver innerer Überdeckung und Steuerung des Dampfvereintritts durch die äusseren Kanten der Schieberlappen vorausgesetzt. Im Folgenden soll nun kurz auf die Abänderungen im Zeunerschen Diagramm bei negativer innerer Über-



deckung und Steuerung des Dampfeintrittes durch die inneren Kanten der Lappen hingewiesen werden.

Bei negativer innerer Überdeckung zunächst wird man unter Berücksichtigung des auf Seite 138 über den Beginn und Schluss des Dampfauslasses Gesagten nach Fig. 101 des Textes die Schnittpunkte  $m$  und  $n$ , welche die Hauptkurbellagen für den Beginn des Voraustrittes und der Kompression auf der linken Kolben-seite (immer die Anordnung der Maschine in Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt) ergeben, durch Ziehen des  $i$  Kreises im oberen Schieberkreise, die Punkte  $m'$  und  $n'$  für den Beginn derselben Perioden auf der anderen Kolben-seite durch Schlagen des  $i$  Kreises im unteren Schieberkreise erhalten.

Fig. 101 des Textes deutet weiter die Hauptkurbellagen an, zwischen denen die auf Seite 139 erwähnte gleichzeitige Verbindung beider Kolben-seiten mit dem Auslassrohr stattfindet. Während des Hinlaufes geschieht dies, wenn die Hauptkurbel von III nach IV', während des Rücklaufes, wenn sie von III' nach IV geht. Die Lagen III bzw. III' entsprechen dem Beginn des Voraustrittes links bzw. rechts, diejenigen IV' bzw. IV dem Beginn der Kompression rechts bzw. links.

Für den von innen gesteuerten Schieber gilt ferner das Zeunersche Diagramm sofort, wenn man (immer unter Voraussetzung der Anordnung der Maschine in Fig. 1, Taf. 31) den oberen Schieberkreis als denjenigen ansieht, welcher die Ausweichungen des Schiebers nach links, dagegen den unteren als denjenigen, der die Ausweichungen nach rechts darstellt.

## § 32.

### Das Müllersche Schieber-Diagramm.

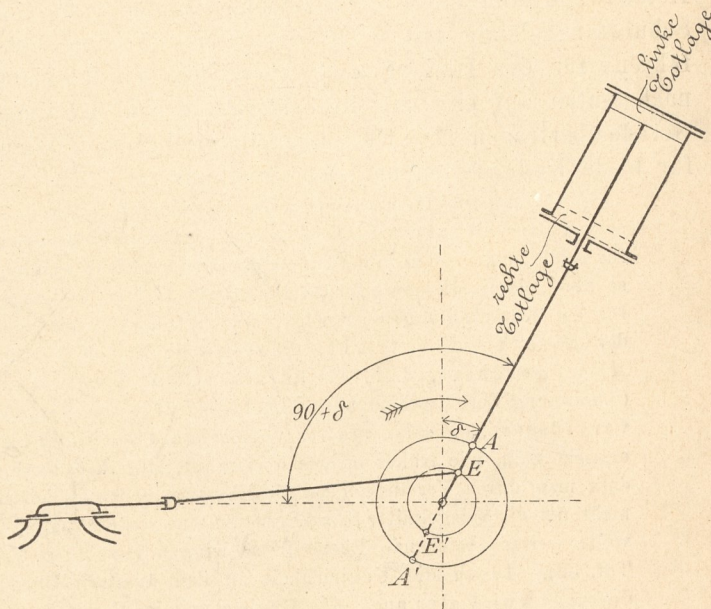
Der in Fig 3, Taf. 32 um  $O$  mit der Excentricität  $OE = OA = r$  als Radius geschlagene Kreis gilt hier zugleich für die Excenter- und reduzierte Hauptkurbel. Die Totlagen der Excenterkurbel sind wie in der Wirklichkeit  $OE$  und  $OE'$ , diejenigen der Hauptkurbel dagegen sind in  $OA$  und  $OA'$ , also unter dem Voreilungswinkel  $\delta$  gegen die Vertikale  $Y-Y$  geneigt, anzunehmen. Für irgend eine Lage  $OA_x$  der gemeinschaftlichen Kurbel erhält man dann bei unendlich langer Excenterstange die Ausweichung des Schiebers aus seiner Mittellage in der Horizontalen  $A_x B_1$ , um welche der Kurbelendpunkt  $A_x$  von der Vertikalen  $Y-Y$  absteht. Je nachdem diese Horizontale rechts oder links von der erwähnten Vertikalen liegt, steht auch der Schieber rechts oder links von seiner Mittellage. Den zu irgend einer Kurbellage  $OA_x$  gehörigen reduzierten Kolbenweg  $A_0 A_x$  aus der einen Totlage findet man bei unendlich langer Schubstange durch Projektion des Punktes  $A_x$  auf  $AA'$ , oder auf eine dieser parallelen und gleich grossen Geraden  $A_0 A_0'$ .

Nach Fig. 4, Taf. 31 erhält man bei unendlich langer Excenterstange für irgend eine Lage  $OE_1$  der Excenterkurbel die Schieberausweichung  $\overline{Ob_1}$ . Es ist aber  $\overline{Ob_1} = \overline{B_1 E_1}$ , und das ist der horizontale Abstand, wie er nach den obigen Angaben dem Müllerschen Diagramm in Fig. 3, Taf. 32 als Schieberausweichung entnommen wird. Die Kolbenhublinie hat man sich in dieser Figur in die Verlängerung von  $AA'$ , also Kolben, Kreuzkopf, Schubstange und Hauptkurbel nach

Fig. 102 des Textes um einen Winkel  $90 + \delta^\circ$  gedreht zu denken, damit Excenter- und Hauptkurbel bei stets richtiger Lage von Schieber und Kolben zu einander sich wie eine einzige Kurbel bewegen können.

In das Müllersche Diagramm der Fig. 3, Taf. 32 sind weiter für den linken Kanal und die Deckelseite (Anordnung der Maschine nach Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt) die Dampfverteilungs-Perioden eingetragen. Man erhält dieselben, indem man rechts von der Mittellinie  $Y-Y$  im Abstände der äusseren Überdeckung  $e$  die Vertikale  $X-X$ , links im Abstände der inneren Überdeckung  $i$  die Vertikale  $Z-Z$  zieht und deren Schnittpunkte I, II, III und IV mit dem Kurbelkreise aufsucht. Berücksichtigt man dann die auf Seite 137 für den Beginn und Schluss der Kanäle angeführten Regeln, so ergibt sich das Folgende.

Fig. 102.



In Fig. 3, Taf. 32 wird der linke Kanal für den Dampfeintritt geöffnet bei der Kurbellage  $OI$ , Kolben in  $A_1$  (Beginn des Dampfvoreintrittes, Schluss der Kompression), da der Schieber um  $e$  nach rechts bei zunehmender Ausweichung aus seiner Mittellage gewichen ist; für den Dampfeintritt geschlossen bei der Kurbellage  $OII$ , Kolben in  $A_2$  (Beginn der Expansion, Schluss der Füllung), da Schieber um  $e$  nach rechts bei abnehmender Ausweichung; für den Dampfaustritt geöffnet bei der Kurbellage  $OIII$ , Kolben in  $A_3$  (Beginn des Dampfvoraustrittes, Schluss der Expansion), da Schieber um  $i$  nach links bei zunehmender Ausweichung; für den Dampfaustritt geschlossen bei der Kurbellage  $OIV$ , Kolben in  $A_4$  (Beginn der Kompression, Schluss des Dampfaustrittes), da Schieber um  $i$  nach links bei abnehmender Ausweichung.

Schliesslich sind in Fig. 3, Taf. 32 parallel zur Vertikalen  $Y-Y$  und im Abstände  $e + a$  nach rechts,  $i + a$  nach links von dieser zwei Vertikalen gezogen. Für jede Kurbellage schneidet dann die durch den Kurbelendpunkt gezogene Horizontale die jeweilige Eröffnung des linken Kanales ab, und zwar in der gelb schraffierten Fläche für den eintretenden, in der neutral schraffierten für den austretenden Dampf. Bei der Kurbellage  $OA_x$  ist z. B. der linke



Kanal um  $\overline{A_x y}$  für den eintretenden Dampf geöffnet. Bei der Lage  $OA$  (Kolben im linken Totpunkte) wird ferner der linke Kanal um  $\overline{Az}$ , das ist das Voröffnen  $v_e$  für den Dampf-eintritt, bei der Lage  $OA'$  (Kolben im rechten Totpunkte) um  $\overline{A'u}$ , das ist das Voröffnen  $v_i$  für den Dampfaustritt, offen sein.

Mit Hilfe der jeweiligen Kanaleröffnungen kann man, genau wie dies auf Seite 141 für das Zeunersche Diagramm angegeben wurde, auch hier die Kurven für die Kanaleröffnungen und Dampfgeschwindigkeiten verzeichnen.

Das Müllersche Diagramm in Fig. 4, Taf. 32 giebt die durch den Schieber bewirkten Dampfverteilungs-Perioden für die linke und rechte Kolbenseite. Für die erstere sind die Kurbellagen ausgezogen, für die letztere punktiert. Die den Perioden entsprechenden Kolbenwege sind unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge mit Hilfe des Schorchschen Verfahrens für den Hinlauf nach oben, für den Rücklauf nach unten auf eine zur Kolbenhublinie  $\overline{AA'}$  parallele Gerade übertragen. Die Dampfverteilungs-Perioden fallen für beide Kolbenseiten ungleich gross aus.

Füllung und Kompression fallen wieder auf der Deckelseite grösser als auf der Kurbelseite aus. Sollen die Füllungen für beide Kolbenseiten in der Grösse einander genähert werden, so muss, damit diejenige für die Deckelseite kleiner, diejenige für die Kurbelseite grösser wird, die Vertikale  $X-X$  von der Mitte  $Y-Y$  entfernt, die Vertikale  $X'-X'$  dieser Mitte genähert, d. h. die äussere Überdeckung links (Anordnung der Maschine nach Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt) vergrössert, diejenige rechts verkleinert werden. Dies erreicht man, wie früher mehrfach erwähnt, einfach dadurch, dass man durch Verlängern der Schieberstange den Schieber nicht um die Spiegelmitte  $S$ , sondern um eine von der Kurbelwelle weiter abstehende Ebene  $S'$  schwingen lässt (Fig. 7, Taf. 32). Durch die Ungleichheit in den äusseren Überdeckungen wird aber auch eine Ungleichheit im Voröffnen  $v_e$  bewirkt, das für die Deckelseite verkleinert, für die Kurbelseite vergrössert wird.

Die Kompression wird ihrer Dauer nach für beide Kolbenseiten genähert, also diejenige für die Kurbelseite grösser, diejenige für die Deckelseite kleiner, wenn die Vertikalen  $Z'-Z'$  bzw.  $Z-Z$  von der Mitte  $Y-Y$  entfernt bzw. dieser Mitte genähert werden, d. h. bei der vorliegenden Maschinenanordnung die innere Überdeckung rechts grösser, die links kleiner gemacht wird. Damit ist dann wieder ein ungleiches Voröffnen  $v_i$  verbunden, das für die Kurbelseite verkleinert, für die Deckelseite vergrössert wird.

Will man vermittelst des Müllerschen Diagrammes die Dampfverteilungs-Perioden haben, die ein auf gleiches Voröffnen eingestellter Muschelschieber bewirkt, so hat man die Vertikalen  $X-X$ ,  $X'-X'$ ,  $Z-Z$  und  $Z'-Z'$  so zu ziehen, dass die äusseren Überdeckungen  $e+y$  links,  $e-y$  rechts, die inneren  $i-y$  links,  $i+y$  rechts werden, unter  $y$  die in Gleichung 141 angegebene Entfernung der Schwingungsebene von der Spiegelmitte  $S$  verstanden.

Wie die Vertikalen  $X-X$ ,  $X'-X'$ ,  $Z-Z$  und  $Z'-Z'$  bei Schiebern mit negativer innerer Überdeckung, oder bei von innen gesteuerten Schiebern zu ziehen sind, dürfte der Leser nach dem auf Seite 138 hierüber Vermerkten wohl selber finden.

Denkt man sich das Müllersche Diagramm in Fig. 3, Taf. 32 um einen Winkel  $90+\delta$  nach links herum gedreht, so erhält man das unter dem Namen Müller-Reuleauxsche bekannte Schieber-Diagramm in Fig. 5, Taf. 34. Der Schieberkreis ist also hier auch mit einem Radius  $OA=OE$  = der Excentricität  $r$  geschlagen und

bildet gleichzeitig den reduzierten Hauptkurbelkreis. Die Totlagen der Hauptkurbel fallen in  $OA$  und  $OA'$ , die der Excenterkurbel in  $OE$  und  $OE'$ , welch' letztere gegen die Vertikale  $Y-Y$  unter dem Voreilungswinkel  $\delta$  geneigt stehen. Für irgend eine Lage  $OA_x$  der Hauptkurbel ist bei unendlich langer Excenterstange die Ausweichung des Schiebers gleich dem Lote  $\overline{A_x B_1}$ , das von dem Kurbelendpunkte auf eine zu  $EOE'$  senkrechte Gerade  $X-X$  gefällt wird. Liegt dieses Lot oberhalb von  $X-X$ , so ist bei dem gewählten Drehungssinne der Maschine der Schieber nach rechts, liegt es unterhalb von  $X-X$ , so ist er nach links aus der Mittellage verschoben. Der Kolbenweg, welcher der Hauptkurbellage  $OA_x$  bei unendlich langer Schubstange entspricht, ist  $\overline{A_0 A_x}$  und wird in bekannter Weise gefunden.

Während man sich also bei dem Müllerschen Diagramm nach Fig. 102 des Textes den Kolben, die Schubstange und die Hauptkurbel bei unveränderter Schieberbahn um einen Winkel von  $90+\delta^\circ$  im Drehungssinne verschoben zu denken hat, bleibt bei dem Müller-Reuleauxschen Diagramm die Kolbenbahn unverändert und wird die Schieberbahn um einen Winkel von  $90-\delta^\circ$  gedreht.

In Fig. 5, Taf. 34 sind wieder für die linke Kolbenseite diejenigen Hauptkurbellagen  $OI$ ,  $OII$ ... eingetragen, welche für die Dampfverteilung massgebend sind.

Steht die Hauptkurbel in  $OE$  bzw.  $OE'$ , d. h. nimmt sie die mittlere Lage zwischen  $OI$  (Beginn des Dampf-eintrittes) und  $OII$  (Beginn der Expansion) bzw. zwischen  $OIII$  (Beginn des Dampfaustrittes) und  $OIV$  (Beginn der Kompression) ein, so steht der Schieber in der rechten bzw. linken Totlage und  $OE$  sowie  $OE'$  müssen hier mit der Vertikalen den Voreilungswinkel  $\delta$  einschliessen, wie es auf Seite 137 schon angegeben ist.

Das Müller-Reuleauxsche Diagramm eignet sich am besten für den ersten Entwurf einer Steuerung, d. h. für die Bestimmung der Hauptverhältnisse der vorliegenden Schieber, während das Müllersche Diagramm die einzelnen Dampfverteilungs-Perioden leichter verfolgen lässt.

### § 33.

#### Bestimmung der Verhältnisse eines Flach-, Dreh- oder Kolbenschiebers mit fester Füllung.

Die Verhältnisse eines solchen Schiebers sind stets im Anschluss an das Indikator-Diagramm der Maschine zu bestimmen. Man wählt zunächst die Dauer der Vorein- und Voraustrittsperiode, von denen die erstere höchstens  $1\frac{1}{2}\%$  betragen soll, die letztere zunächst beliebig anzunehmen und später in Einklang mit der Kompression zu bringen ist. Sobald dann die dritte Periode (Füllung oder Kompression) angenommen wird, ist auch die vierte (Kompression bzw. Füllung) und der Voreilungswinkel  $\delta$  des Muschelschiebers festgelegt.

Nach Fig. 6, Taf. 31 oder Fig. 5, Taf. 34, je nachdem man das Zeunersche oder Müller-Reuleauxsche Diagramm zur Bestimmung der Schieberverhältnisse benutzen will, schlägt man den reduzierten Kurbelkreis mit einem Radius  $OA=50$  mm am besten, trägt die Kolbenwege  $A_0 A_1$  und  $A_0' A_3$ , welche der Vorein- und Voraustrittsperiode entsprechen, auf und sucht die zugehörigen Hauptkurbellagen  $OI$  bzw.  $OIII$  zunächst für unendlich lange Schubstange. Wählt man dann die dritte Periode, z. B. die Füllung  $A_0 A_2$  mit der Hauptkurbellage  $OII$ , so ist auch die Kompression mit der Lage  $OIV$  bzw.  $A_0 A_4$  festgelegt, da die Halbierungslinie  $OD$  ( $OE'$  in Fig. 5, Taf. 34)







der Hauptkurbel entsprechende Kolbengeschwindigkeit (siehe Gleichung 24) ist. Dann ist ferner nach Fig. 103 des Textes

$$\overline{OC} = a_x + e = \overline{OD} \cdot \cos(\delta - \beta) = r \cdot \cos(\delta - \beta),$$

oder

$$r = \frac{a_x + e}{\cos(\delta - \beta)}.$$

Vereinigt man diese Beziehung mit derjenigen

$$e + v_e = r \cdot \sin \delta,$$

so folgt

$$r = \frac{a_x - v_e}{\cos(\delta - \beta) - \sin \delta} \quad \dots \quad 146$$

Die Gleichungen 145 und 146 können zur Bestimmung von  $v_e$  dienen, wenn  $v_e$  frei wählbar ist. Das ist aber, sobald, wie im Vorstehenden angenommen, die Hauptkurbellagen  $OV_e$  und  $OE_x$  für den Voreintritt und die Füllung festliegen, nicht mehr der Fall; dann tritt, da

$$r = a + e$$

und

$$r \cdot \cos \varphi = e$$

ist, unter  $\varphi$  den  $\angle V_e OD = E_x OD$  in Fig. 6, Taf. 31 verstanden, an Stelle der Gleichung 145 diejenige

$$r = \frac{a}{1 - \cos \varphi} \quad \dots \quad 145a$$

und an Stelle der Gleichung 146 die auf ähnliche Weise sich ergebende

$$r = \frac{a_x}{\cos(\delta - \beta) - \cos \varphi} \quad \dots \quad 146a$$

$v_e$  beträgt beim einfachen Schieber gewöhnlich 0,2 bis 0,4  $a$ ,  $v_i$  ist 2 bis 4 mal so gross als  $v_e$ .

Bei Benutzung des Müller-Reuleauxschen Diagrammes nach Fig. 5, Taf. 34 wählt man<sup>1)</sup> nach der endgiltigen Festlegung der Dampfverteilungs-Perioden am besten die Kurbellage  $OV$ , bei welcher der Kanal anfangen soll, sich für den Dampfeintritt zu schliessen. Vergleicht man dann die so angenommene Kanalweite  $a$  des Diagrammes mit dem nach § 27 berechneten Werte von  $a$ , so erhält man den Massstab der Figur, vermittelt dessen man die Excentricität  $r$ , die Überdeckungen  $e$  und  $i$ , sowie das Voröffnen  $v_e$  und  $v_i$  nach der Zeichnung berechnen kann.

Schliesslich dürfte es sich empfehlen, an Hand der Diagramme die Dampfverteilungs-Perioden für beide Kolbenseiten unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge (Fig. 15, Taf. 31 und Fig. 4, Taf. 32) zu ermitteln und hiernach die Indikator-Diagramme für Hin- und Rücklauf zu prüfen.

Will man den Schieber auf gleiches Voröffnen einstellen, so sind für die Deckelseite die Kreise mit den Radien  $e + y$  und  $i - y$ , für die Kurbelseite mit den Radien  $e - y$  und  $i + y$  in das Diagramm einzutragen und hiernach die Dampfverteilungs-Perioden zu bestimmen, wie das bei dem Zeuner'schen Diagramm in Fig. 1, Taf. 32 geschehen ist.

Will man dagegen durch den Schieber eine mittlere Füllung und Kompression für beide Kolbenseiten auf Kosten eines etwas ungleichen Voröffnens erzielen, so muss man mit Hilfe der Hauptkurbellagen bei dieser mittleren Füllung bezw. Kompression die äusseren bezw. inneren Überdeckungen für beide Kolbenseiten aus dem Diagramm entnehmen. Die ungleichen äusseren Überdeckungen können vermittelt des symmetrisch gestalteten Schiebers durch Verlängern der Schieberstange erreicht werden, die inneren Überdeckungen müssen ungleich ausgeführt werden.

1) Nach des Ingenieurs Taschenbuch „Die Hütte“.

Die Stegbreite am Cylinderspiegel  $b$  beträgt zweckmässig

$$b = \frac{a}{2} + 10 \text{ bis } 15 \text{ mm} \quad \dots \quad 147$$

Die Weite  $a_o$  des mittleren Kanals muss so gross sein, dass derselbe bei den Totlagen des Schiebers noch um mindestens  $a$  geöffnet ist. Es muss also mit Bezug auf Fig. 3, Taf. 31, da der Schieber aus seiner Mittellage um  $r$  nach links und rechts geht,

bei aussen gesteuerten Schiebern

$$a_o \geq i + r + a - b \quad \dots \quad 148a$$

bei innen gesteuerten

$$a_o \geq e + r + a - b \quad \dots \quad 148b$$

sein.

### Beispiel.

Für eine Auspuffmaschine von 150 mm Cylinderdurchmesser und 200 mm Hub, die in der Minute 225 Umdrehungen macht, sind die Verhältnisse eines Muschelschiebers zu bestimmen, der 70% Füllung giebt. Der Dampf tritt mit 5,5 Atm absoluter Spannung in den Cylinder.

Wir schlagen nach Fig. 6, Taf. 31 bezw. Fig. 5, Taf. 34 einen reduzierten Kurbelkreis mit dem Radius  $OA = 50$  mm und wählen die Dauer der Voreintrittsperiode zu  $\frac{1}{2}\%$ , diejenige der Voraustrittsperiode zu  $5\%$ , welchen Perioden bei einem reduzierten Kolbenhube von 100 mm die Kolbenwege  $A_o A_1 = 0,5$  mm bezw.  $A_3 A_o' = 5$  mm, sowie die Hauptkurbellagen  $OI$  bezw.  $OIII$  entsprechen. Durch die verlangte Füllung von 70%, zu der der Kolbenweg  $A_o A_2 = 70$  mm und die Kurbellage  $OII$  gehört, ist nun sofort die Halbierungslinie  $OD$  ( $OE'$  in Fig. 5, Taf. 34) des Winkels  $IOII$  und der Voreilwinkel

$$\delta = 37^\circ,$$

sowie durch Antragen des Winkels  $III OD'$  ( $III OE$  in Fig. 5, Taf. 34) die Kurbellage  $OIV$  und die Kolbenstellung  $A_4$  zu Beginn der Kompression festgelegt.

Konstruiert man von diesem Punkte  $A_4$  in Fig. 6a, Taf. 31 bezw. Fig. 5, Taf. 34 und von einer Austrittsspannung  $p_e = 1,1$  Atm aus die Kompressionskurve des Indikator-Diagrammes, so ergibt sich bei einem Koeffizienten

$$\text{des schädlichen Raumes } \frac{M}{S} = 6\% \text{ (entsprechend einer Länge}$$

$M = 6$  mm) die Endspannung der Kompression zu  $p_3 = 4$  Atm, also noch 1,5 Atm unter der Eintrittsspannung. Wäre die Kompression noch zu gross, so müsste man eine Änderung der Dampfverteilungs-Perioden in dem früher angegebenen Sinne treffen oder den schädlichen Raum vergrössern.

Es beträgt nun

die nutzbare Kolbenfläche (bei einer Dicke der nur durch einen Cylinderdeckel gehenden Kolbenstange von 28 mm)

$$O = 15^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 2,8^2 \frac{\pi}{4} = \sim 173,64 \text{ qcm},$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung 22

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,2 \cdot 225}{30} = 1,5 \text{ m},$$



und deshalb muss gemäss Gleichung 126 der lichte Kanalquerschnitt

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = a \cdot h = \frac{O \cdot c}{22} = \frac{173,64 \cdot 1,5}{22} = \sim 11,84 \text{ qcm}$$

oder

$$d_1 = \sim 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm},$$

und mit  $h = 10,5 \text{ cm} = 105 \text{ mm}$  (entsprechend 0,7 D nach den Angaben auf Seite 126)

$$a = \frac{11,84}{10,5} = \sim 1,1 \text{ cm} = 11 \text{ mm}$$

sein.

Bei Benutzung des Zeunerschen Diagrammes ist jetzt die Excentricität  $r$  zu wählen. Gleichung 143 ergibt z. B. für  $k = 2,7$  (bei  $\delta = 37^\circ$ )

$$r = 0,314 \frac{173,64 \cdot 1,5}{10,5} 2,7 = \sim 21 \text{ mm}.$$

In Fig. 6, Taf. 31 sind die Schieberkreise  $OD = OD'$  mit  $r = 22 \text{ mm}$

Durchmesser in doppelt natürlicher Grösse geschlagen. Der obere Kreis schneidet auf den Hauptkurbellagen OI und OII die äussere Überdeckung

$$\overline{Op} = \overline{Oq} = e = 10,5 \text{ mm},$$

der untere auf OIII und OIV die innere Überdeckung

$$\overline{Om} = \overline{On} = i = 4,5 \text{ mm}$$

ab. Das Voröffnen ist

$$\overline{xy} = v_e = 2,8 \text{ mm} \text{ und } \overline{zu} = v_i = 9 \text{ mm}.$$

In Fig. 15, Taf. 31 sind weiter nach dem Diagramm die Dampfverteilungs-Perioden für die linke und rechte Kolben-seite bei einer Schubstangenlänge gleich dem 5fachen Kurbelradius ermittelt. Es ergeben sich ungleiche Dampfverteilungs-Perioden für beide Seiten, z. B. für die linke Kolben(Deckel)seite eine Füllung von 74,4%, eine Kompression von 19,3% für die rechte Kolben(Kurbel)seite eine Füllung von 66%, eine Kompression von 13,7%.

Soll nun der Schieber auf gleiches Voröffnen eingestellt werden, so muss er durch Verlängern der Schieberstange um eine Ebene  $S'$  (Fig. 6, Taf. 32) zum Schwingen gebracht werden, die bei einer Excenterstangenlänge  $l = 20r$  nach Gleichung 141 um

$$y = \frac{1}{2} \frac{1}{20} 22 \cdot \cos^2 37^\circ = \sim 0,35 \text{ mm}$$

weiter als die Spiegelmitte  $S$  von der Kurbelwelle absteht. Der linke Kanal erhält dann eine äussere Überdeckung  $e + y = 10,85 \text{ mm}$ , eine innere  $i - y = 4,15 \text{ mm}$ , der rechte Kanal eine äussere  $e - y = 10,15 \text{ mm}$  und eine innere  $i + y = 4,85 \text{ mm}$ . Mit diesen Überdeckungen sind dem Diagramm in Fig. 1, Taf. 32 Kreise eingeschlagen und darnach die Dampfverteilungs-Perioden für beide Kolbenseiten aufgesucht.

Aus dem hiernach konstruierten Indikator-Diagramm der linken Kolbenseite in Fig. 1 b, Taf. 32 ergibt sich eine Kompressions-Endspannung  $p_3 = 4,5 \text{ Atm}$ , die also nur 1 Atm unter der Eintrittsspannung bleibt. Die Ordinaten für die Kurven der Dampfgeschwindigkeiten in Fig. 1 a, Taf. 32 ermitteln sich folgendermassen. Bei der Hauptkurbellage  $OA_x$ , die unter einem Winkel  $\alpha = 80^\circ$  gegen die linke Totlage geneigt ist, beträgt die Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung 24, da gemäss Gleichung 22

$$v = \frac{\pi R \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 225}{30} = \sim 2,356 \text{ m}$$

ist,

$$c_x = 2,356 \cdot \sin 80^\circ \left(1 + \frac{1}{5} \cos 80^\circ\right) = \sim 2,4 \text{ m}.$$

Der linke Kanal ist bei dieser Kurbellage nach dem Diagramm um  $a_x = 8,8 \text{ mm}$  für den eintretenden Dampf, der rechte Kanal um  $a_x' = 11 \text{ mm}$ , also voll für den austretenden Dampf geöffnet. Nach Gleichung 142 besitzt somit dann der eintretende Dampf eine Geschwindigkeit

$$w_x = \frac{O \cdot c_x}{a_x \cdot h} = \frac{173,64 \cdot 2,4}{0,88 \cdot 10,5} = \sim 45 \text{ m},$$

der austretende eine solche von

$$w_x' = \frac{O \cdot c_x}{a_x' \cdot h} = \frac{173,64 \cdot 2,4}{1,1 \cdot 10,5} = \sim 36 \text{ m}.$$

Soll der Schieber für beide Seiten annähernd gleiche Füllung und Kompression geben, so kann man in der folgenden Weise vorgehen. Nach Fig. 2, Taf. 32 ist für die linke Kolben(Deckel)seite die Füllung auf 72,25% (gegenüber 74,4% im Fig. 15, Taf. 31), für die rechte Kolben(Kurbel)seite auf 67,4% (gegenüber 66%) abgeändert worden, und sind die zugehörigen Hauptkurbellagen OII bzw. OII' aufgesucht. OII schneidet dann auf dem oberen Schieberkreise die äussere Überdeckung des linken Lappens  $\overline{Oq} = 11,5 \text{ mm}$ , OII' auf dem unteren Kreise diejenige des rechten Lappens  $\overline{Oq'} = 10 \text{ mm}$  ab. Diese Ungleichheit der äusseren Überdeckung kann man erzielen dadurch, dass man durch Verlängern der Schieberstange den bezüglich der äusseren Überdeckungen zu seiner Mitte symmetrisch gestalteten Schieber um eine Ebene  $S'$  schwingen lässt, welche um  $\frac{11,5 - 10}{2} = 0,75 \text{ mm}$

von der Spiegelmitte  $S$  absteht (siehe Fig. 7, Taf. 32). Das Voröffnen  $v_e$  beträgt dann nach Fig. 2, Taf. 32 für den linken Kanal  $\overline{xy} = 1,7 \text{ mm}$ , für den rechten  $\overline{x'y'} = 3,2 \text{ mm}$ , oder unter Berücksichtigung der endlichen Excenterstangenlänge für den linken Kanal  $1,7 + y = 1,7 + 0,35 = 2,05 \text{ mm}$ , für den rechten  $3,2 - 0,35 = 2,85 \text{ mm}$ .

Weiter ist in Fig. 2, Taf. 32 für die linke Kolben-seite die Kompression zu 17,5% (gegenüber 19,3% in Fig. 15, Taf. 31), für die rechte Seite zu 15% (gegenüber 13,7%) angenommen. Die dazu aufgesuchten Hauptkurbellagen OIV und OIV' schneiden in den Schieberkreisen die innere Überdeckung des linken Lappens  $\overline{On} = 3,2 \text{ mm}$ , die des rechten  $\overline{On'} = 5,2 \text{ mm}$  ab. Das Voröffnen  $v_i$  beträgt dann für den rechten Kanal  $\overline{z'y} = 8 \text{ mm}$ , für den linken  $\overline{zy'} = 10 \text{ mm}$ , oder unter Berücksichtigung der endlichen Excenterstangenlänge  $8 + y = 8 + 0,35 = 8,35 \text{ mm}$  für den rechten,  $10 - y = 10 - 0,35 = 9,65 \text{ mm}$  für den linken Kanal.

Bei Benutzung des Müller-Reuleauxschen Diagrammes hat man nach Festlegung der Dampfverteilungs-Perioden und deren Kurbellagen in Fig. 5, Taf. 34 die Lage OV der Hauptkurbel zu wählen, bei welcher der linke Kanal anfängt, sich für den Einlass zu schliessen. Die Strecke  $\overline{Vk} = 25 \text{ mm}$  stellt dann die Weite  $a = 11 \text{ mm}$  des Kanals dar. Es ist also der Massstab der Zeichnung  $\frac{25}{11} : 1$  oder 2,27:1. Aus der Zeichnung entnehmen wir aber



$r = OA = 50 \text{ mm}$ , das ist in Wirklichkeit

$$r = \frac{50}{2,27} = \sim 22 \text{ mm},$$

$e = 24 \text{ mm}$ , das ist in Wirklichkeit  $e = \frac{24}{2,27} = \sim 10,5 \text{ mm}$ ,

$i = 11 \text{ mm}$ , das ist in Wirklichkeit  $i = \frac{11}{2,27} = \sim 4,5 \text{ mm}$ ,  
u. s. w.

In Fig. 4, Taf. 32 sind für die erhaltenen Dimensionen die Dampfverteilungs-Perioden für beide Kolbenseiten unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nach dem Müllerschen Diagramm ermittelt. Wollte man die Überdeckungen des Schiebers aus diesem Diagramm für annähernd gleiche Füllung und Kompression auf beiden Kolbenseiten ermitteln, so hätte man folgendermassen zu verfahren.

Einer Füllung von 72,25% auf der linken und einer solchen von 67,4% auf der rechten Kolbenseite entsprechen z. B. die Hauptkurbellagen OII und OII', sowie die äusseren Überdeckungen

$e = 11,5 \text{ mm}$  am linken und  $e = 10 \text{ mm}$  am rechten Lappen. Dabei wird das Voröffnen für den Dampf Eintritt bei unendlich langer Excenterstange

$v_e = 1,7 \text{ mm}$  für den linken und  $v_e = 3,2 \text{ mm}$  für den rechten Kanal.

Weiter verlangt eine Kompression von 17,5% auf der linken und 15% auf der rechten Kolbenseite gemäss den Hauptkurbellagen OIV und OIV' eine innere Überdeckung

$i = 3,2 \text{ mm}$  am linken und  $i = 5,2 \text{ mm}$  am rechten Lappen. Dann beträgt das Voröffnen für den Dampfaustritt bei unendlich langer Excenterstange

$v_i = 8 \text{ mm}$  am rechten und  $v_i = 10 \text{ mm}$  am linken Kanal.

Die Ungleichheit der äusseren Überdeckung erzielt man dadurch, dass man den hierin zur Spiegelmitte symmetrisch gestalteten Schieber um die Ebene S' in Fig. 7, Taf. 32 schwingen lässt, welche von S um  $\frac{11,5 - 10}{2} = 0,75 \text{ mm}$  absteht.

Um aus Fig. 4, Taf. 32 die Dampfverteilungs-Perioden zu bekommen, welche der Schieber giebt, wenn er auf gleiches Voröffnen eingestellt ist, also zur Ebene S', welche von S um  $y$  (Fig. 6, Taf. 32) absteht, schwingt, hat man die Geraden X—X im Abstände  $e + y$ , X'—X' im Abstände  $e - y$ , Z—Z im Abstände  $i - y$ , Z'—Z' im Abstände  $i + y$  zu ziehen. Die Schnittpunkte dieser Geraden mit dem Schieberkreise geben die Endpunkte der Hauptkurbellagen an, welche für die Dampfverteilung massgebend sind.

Die Weite  $a_0$  des Mittelkanales am Cylinder muss der Gleichung 148a genügen, muss also mit  $i = 4,5$  (bei symmetrisch zur Spiegelmitte gestaltetem Schieber)  $r = 22$ ,

$$a = 11, b = \frac{a}{2} + 10 = \sim 16 \text{ mm (Fig. 5, Taf. 32)}$$

$$a_0 > 4,5 + 22 + 11 - 16$$

sein. Er genügt bei

$$a_0 = 25 \text{ mm}$$

auch für den unsymmetrisch gestalteten Schieber in Fig. 7, Taf. 32 mit  $i = 5,2$  vollkommen.

## § 34.

### Der Tricksche Kanalschieber.

Verbindet man die beiden Lappen eines einfachen Muschelschiebers durch einen über den Rücken des letzteren geführten Zwischenkanal, so erhält man den in Fig. 1a, Taf. 33 angedeuteten Muschelschieber mit Trickischem Zwischenkanal. Fig. 1, Taf. 41 zeigt die Anordnung dieses Kanales beim einfachen Kolbenschieber. Beim Muschel- und Drehschieber besitzt der Kanal im Querschnitt die Form eines Rechteckes, beim Kolbenschieber die eines Kreisringes.

Der Zweck des Zwischenkanales ist, dem frischen Dampfe den Eintritt in die Cylinderkanäle nicht nur von dem einen, sondern von beiden Enden des Schiebers her zu ermöglichen und dadurch eine schnellere Eröffnung und Schliessung dieser Kanäle zu bewirken. Wie dies erreicht wird, zeigt Fig. 1a bis c, Taf. 33. Fig. 1a giebt den Schieber in seiner Mittellage, Fig. 1b denselben bei der linken Totlage des Kolbens und Fig. 1c schliesslich denselben bei der vollen Eröffnung des linken Seitenkanales.

Aus Fig. 1b und c ist ersichtlich, dass bei der Eröffnung des linken Seitenkanales durch die linke äussere Kante des Schiebers um eine gewisse Strecke der Zwischenkanal an der rechten Seite um dieselbe Strecke geöffnet wird, der frische Dampf also von links und rechts in den linken Seitenkanal eintreten kann. Während somit der einfache Muschelschieber bei der Totlage des Kolbens um  $e + v_e$  aus seiner Mittellage verschoben sein muss, braucht der Tricksche Kanalschieber für dasselbe Voröffnen  $v_e$  nur eine Verschiebung um  $e + \frac{v_e}{2}$

nach Fig. 1b. Entsprechend beträgt bei der vollen Eröffnung des Seitenkanales die Verschiebung des Trickschen Schiebers nach Fig. 1c nur  $e + \frac{a}{2}$ , während sie beim einfachen Muschelschieber ohne Zwischenkanal  $e + a$  sein muss. Ist die Ausweichung des Trickschen Schiebers aus seiner Mittellage gleich  $e + \frac{a}{2}$  geworden, so bleibt bei weiterer Ausweichung die Eröffnung des Seitenkanales konstant, nämlich gleich  $a$ , wovon man sich leicht durch Fig. 1c überzeugen kann.

Der Tricksche Kanalschieber giebt also bis zur vollen Eröffnung des Kanales in jedem Augenblicke einen doppelt so grossen Eintrittsquerschnitt frei wie der entsprechende Schieber ohne Zwischenkanal, bei derselben Excentricität öffnet und schliesst also auch der Tricksche Schieber den Eintrittskanal doppelt so schnell wie der gewöhnliche Schieber.

Bezüglich der Dimensionen des Trickschen Schiebers ist das Folgende zu beachten. Ist  $a$  die nach den Angaben in § 27 berechnete Kanalweite, so macht man die Weite des Zwischenkanales  $\frac{a}{2}$ .

Die Wandstärke der äusseren Wandung beträgt

$$s = 5 \text{ bis } 13 \text{ mm},$$



während die Weite der Seitenkanäle im Schieberspiegel  $a + s$  sein muss. Soll ferner der Zwischenkanal am Schieberspiegel bei einer Ausweichung des Schiebers um  $e$  aus seiner Mittellage für den eintretenden Dampf geöffnet werden, was offenbar nötig ist, damit eine doppelte Eröffnung stattfindet, so müssen die äusseren Flächen des Schieberspiegels nach Fig. 1 a, Taf. 33 (siehe die rechte Seite) eine Breite

$$2e - s$$

haben. Sind dabei die äusseren Überdeckungen ungleich, so muss die fragliche Breite natürlich

$$e_l + e_r - s$$

sein, unter  $e_l$  die äussere Überdeckung links, unter  $e_r$  diejenige rechts verstanden. Der Voreilwinkel  $\delta$ , die Überdeckungen  $e$  und  $i$  schliesslich bestimmen sich mit Hilfe der Schieber-Diagramme genau wie beim einfachen Muschelschieber, nur kann die Excentricität  $r$  hier wegen der doppelten Kanaleröffnung entsprechend kleiner, das Voröffnen  $v_e$  entsprechend grösser als dort angenommen werden.

Für die zu wählende Excentricität  $r$  können hier ähnliche Gleichungen, wie sie beim einfachen Schieber ohne Zwischenkanal auf Seite 145 und 146 angeführt wurden, aufgestellt werden. Soll also der Tricksche Schieber z. B. in der Totlage den Kanal ganz öffnen, so muss (entsprechend Gleichung 144 und 145) hier

$$r = \frac{1}{2} a + e \quad \dots \quad 149$$

und, da

$$r \cdot \sin \delta = \frac{1}{2} v_e + e$$

ist, auch

$$r = \frac{\frac{1}{2} (a - v_e)}{1 - \sin \delta} \quad \dots \quad 150$$

sein. Soll dagegen die Dampfdrosselung bei einer Hauptkurbellage beginnen, die um den Winkel  $\beta$  von der Vertikalen (Fig. 103 des Textes) abweicht, so hat man

$$a_x = \frac{O \cdot c_x}{50 \text{ bis } 60 h},$$

wenn  $c_x$  die einem Drehwinkel

$$\omega = 90 - \beta$$

der Hauptkurbel aus der Totlage entsprechende Kolbengeschwindigkeit bedeutet. Ferner ist hier

$$r \cdot \cos (\delta - \beta) = \frac{1}{2} a_x + e,$$

sowie

$$r \cdot \sin \delta = \frac{1}{2} v_e + e,$$

woraus dann (entsprechend der Gleichung 146) folgt

$$r = \frac{\frac{1}{2} (a_x - v_e)}{\cos (\delta - \beta) - \sin \delta} \quad \dots \quad 151$$

Die Gleichungen 150 und 151 können aber nur dann durch Wahl von  $v_e$  zur Berechnung von  $r$  für die gestellten Bedingungen benutzt werden, wenn die Voreintrittsperiode oder Füllung, bezw. die Hauptkurbellagen  $OV_e$  und  $OE_x$ , noch nicht festliegen. Ist das der Fall, so hat man bei voller Kanaleröffnung durch den Schieber in dessen Totlagen

$$r = \frac{1}{2} a + e$$

und, wenn  $\varphi$  der Winkel ist, den die Hauptkurbellage  $OV_e$  oder  $OE_x$  mit der Mittellinie  $OD$  des Schieberkreises bildet,

$$r \cdot \cos \varphi = e,$$

woraus

$$r = \frac{\frac{1}{2} a}{1 - \cos \varphi} \quad \dots \quad 150a$$

folgt. Entsprechend ergibt sich, wenn bei dem in Fig. 103 des Textes angedeuteten Winkel  $\beta$  die Drosselung beginnen soll,

$$r \cdot \cos (\delta - \beta) = \frac{1}{2} a_x + e$$

und

$$r \cdot \cos \varphi = e,$$

woraus wird

$$r = \frac{\frac{1}{2} a_x}{\cos (\delta - \beta) - \cos \varphi} \quad \dots \quad 151a$$

Im Schieber-Diagramm stellt sich nur die Einlassfläche für den eintretenden Dampf anders dar; sonst bleibt dasselbe unverändert wie beim Muschelschieber ohne Zwischenkanal bestehen. Mit Bezug auf Fig. 2 und 3, Taf. 33 hat man nämlich beim Trickschen Schieber auf jeder Hauptkurbellage sowohl während der Kanaleröffnung, als auch während des Kanalschlusses für den eintretenden Dampf das zwischen dem  $e$ -Kreise bezw. der Linie III und dem Schieberkreise liegende Stück radial bezw. horizontal nach aussen nochmals aufzutragen. Hat dieses Stück die Grösse  $\frac{a}{2}$  erreicht, ist also der Kanal ganz geöffnet, so begrenzt wieder der mit  $e + a$  geschlagene Kreis bezw. die entsprechende Vertikale die fragliche Einlassfläche.

So ist z. B. in Fig. 2 und 3, Taf. 33 bei der linken Totlage  $OA$  der Hauptkurbel das Stück  $\frac{v_e}{2}$ , sowie bei einer anderen Lage der letzteren dasjenige  $\frac{a_x}{2}$  verdoppelt und die Einlassfläche wie sonst gelb schraffiert worden.

Eine besondere Eigenschaft, deren praktische Anwendung zur Erzielung der weiter unten angegebenen Vorteile zuerst von Otto H. Mueller jr. in Budapest gezeigt wurde,<sup>1)</sup> besitzt der Tricksche Kanalschieber, wenn sein Zwischenkanal nach Fig. 4 a, Taf. 33 so weit gemacht wird, dass er bei der Mittellage des Schiebers jeden der beiden Seitenkanäle öffnet. Es werden dann während einer gewissen Zeit beide Seiten des Kolbens miteinander in Verbindung gesetzt, womit ein Spannungsausgleich auf beiden Kolbenseiten verbunden ist. Der Beginn und Schluss dieser Periode lässt sich leicht an Hand der erwähnten Figur feststellen.

Nach derselben ist

$c_1$  das Stück, durch welches der linke,

$c_2$  dasjenige, durch welches der rechte Seiten- und der Zwischenkanal bei der Mittellage des Schiebers in Verbindung stehen. Bewegt sich nun der Schieber von links nach rechts, so wird die Verbindung beider Kolbenseiten offenbar beginnen, wenn der Schieber nach Fig. 4 b, Taf. 33 um  $c_1$  vor der Mitte, die Kante 5 also über der Kante 4 liegt, und aufhören, wenn der Schieber nach Fig. 4 c, Taf. 33 um  $c_2$  hinter der Mitte, die Kante 7 also über der Kante 6 steht. Geht dagegen der Schieber von rechts nach links, so wird die erwähnte Periode beginnen, wenn der Schieber die Lage in Fig. 4 c, und aufhören, wenn er diejenige in Fig. 4 b einnimmt.

In Fig. 5, Taf. 33 ist das Zeunersche, in Fig. 6, Tafel 33 das Müllersche Diagramm für einen solchen Trickschen Schieber mit Überströmung, wie er wohl genannt wird, angedeutet. In der ersten Figur schneidet der mit  $c_2$  als Radius um  $O$  geschlagene Kreis den oberen Schieberkreis im Punkte 1, der mit  $c_1$  als Radius gezogene

1) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1889.



Kreis den unteren Schieberkreis im Punkte 2. Bei der Hauptkurbellage O1V, wo der aus seiner rechten Totlage kommende Schieber um  $\overline{O1} = c_2$  vor seiner Mittellage (Fig. 4c, Taf. 33) steht, muss somit die Überströmung beginnen, bei der Hauptkurbellage O2VI dagegen, wo der Schieber um  $\overline{O2} = c_1$  links hinter der Mittellage (Fig. 4b, Taf. 33) steht, muss diese Überströmung aufhören. In Fig. 6, Taf. 33 erhält man die Hauptkurbellagen OV und OVI, wenn man im horizontalen Abstände  $c_2$  rechts und  $c_1$  links von O zwei Vertikalen zieht und deren Schnittpunkte mit der unteren Hälfte des Schieber- bzw. Kurbelkreises aufsucht. In Fig. 5 und 6 ist die Überströmung nur für den Hinlauf des Kolbens angedeutet; für den Rücklauf wird der Leser sie wohl nach dem oben Vermerkten selbst auffinden können.

Die Hauptkurbellagen OV und OVI fallen in Fig. 5 und 6, Taf. 33 in die Expansionsperiode der hinteren und in die Kompressionsperiode der vorderen Kolbenseite. Nach den zugehörigen Indikator-Diagrammen in Fig. 5a und 6a, Taf. 33 herrscht also beim Beginn der Überströmung hinter dem Kolben die Expansionsspannung  $p'$ , vor dem Kolben die Kompressionspannung  $p''$ . Das Volumen des Dampfes hinter dem Kolben entspricht ferner einer Länge  $M + S'$ , dasjenige vor dem Kolben einer solchen  $M + S''$ . Die aus der Mischung beider Dampfmen gen hervorgehende Spannung  $p_x$  kann aus der Gleichung

$$p_x (M + S' + M + S'') = p' (M + S') + p'' (M + S'')$$

bestimmt werden und ergibt sich, da

$$M + S' + M + S'' = 2M + S$$

ist, zu

$$p_x = \frac{p' (M + S') + p'' (M + S'')}{2M + S}$$

Die Vorteile, welche mit einer solchen Mischung des Dampfes beider Kolbenseiten verbunden sind, bestehen nach O. H. Mueller im Folgenden.

1. Bei hoher Dampfeintrittsspannung  $p$  wird der Voraustritt verbessert, indem die grössere Spannung  $p'$  bis auf  $p_x$  (siehe Fig. 5a und 6a, Taf. 33) während der Überströmung sinkt, und die Kompression erhöht, da die kleinere Spannung  $p''$  auf  $p_x$  während der Überströmung steigt. Eine sehr hohe Kompression lässt sich bei einem gewöhnlichen Schieber mit nicht zu grosser Füllung nur durch einen sehr grossen Voraustritt erkaufen, der hier also nicht nötig ist.

2. Bei niedriger Dampfeintrittsspannung  $p$  und kleiner Füllung wird eine zu hohe Kompression, namentlich eine Steigerung der Kompressionsendspannung  $p_3$  über  $p$  hinaus, die ja ein Abheben des Schiebers zur Folge haben würde, verhütet, andererseits aber auch ein Fallen der Expansionslinie bis unter die Austrittsline, die sogenannte Schleifenbildung, die ja einen Arbeitsverlust mit sich bringt, vermieden. Bei kleiner Eintrittsspannung  $p$  und geringer Füllung ist nämlich  $p'$  sehr klein,  $p''$  dagegen verhältnismässig hoch. Bei der Überströmung wird dann  $p_x$  grösser als  $p'$  und kleiner als  $p''$  werden.

3. Der Tricksche Schieber mit Überströmung auf beiden Kolbenseiten gewährt also den Vorteil, bei Drosselungsmaschinen, wo der Regulator auf eine Drossel-

klappe oder ein Drosselventil einwirkt und bei geringer Belastung der Maschine die Eintrittsspannung infolge der Drosselung niedrig ausfällt, mit kleiner Füllung und hoher Expansion arbeiten zu können, wodurch die Ökonomie des Betriebes gesteigert wird.

Die Grössen  $c_1$  und  $c_2$  sind entsprechend dem gewünschten Spannungsausgleich auf beiden Kolbenseiten zu wählen, müssen aber immer kleiner als die zugehörige Überdeckung genommen werden, also mit Bezug auf Fig. 4a, Taf. 33 muss  $c_1$  kleiner als die linke,  $c_2$  kleiner als die rechte innere Überdeckung des Schiebers sein. Die Stärke  $s$  muss hier in den meisten Fällen grösser, als früher angegeben, gemacht werden.

### Beispiele.

Die im 2. Beispiele auf Seite 116 angeführte Maschine der Firma Pokorny & Wittekind, Maschinenfabrik in Bockenheim bei Frankfurt am Main, von 200 mm Cylinderbohrung, 200 mm Hub und 400 Umdrehungen besitzt als Steuerungsorgan einen Kolbenschieber mit Trickschem Zwischenkanale und fester Füllung. Die letztere beträgt für den Niedergang des Kolbens 35%, für den Hochgang mit Rücksicht auf das Gestängengewicht und die infolge der einseitigen Kolbenstange hier kleinere nutzbare Kolbenfläche 40%. Der Dampf tritt mit höchstens 6 Atm in den Cylinder ein, der Regulator wirkt auf ein Drosselventil. Es sind die Verhältnisse des Schiebers zu bestimmen, wenn derselbe den Dampfeintritt von innen steuert.

Wir bestimmen zunächst den erforderlichen Kanalquerschnitt aus Gleichung 126 und erhalten, da die nutzbare Kolbenfläche bei 4 cm Durchmesser der einseitigen Kolbenstange

$$O = 20^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 4^2 \frac{\pi}{4} = 314,16 - \frac{1}{2} 12,566 = \sim 308 \text{ qcm,}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,2 \cdot 400}{30} = \sim 2,67 \text{ m}$$

beträgt, mit der Ausführung übereinstimmende Werte, wenn wir

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30} = \frac{308 \cdot 2,67}{30} = \sim 27,4 \text{ qcm}$$

setzen. Der in Fig. 2, Taf. 40 dargestellte Schieber besitzt nun einen Durchmesser

$$d = 9,6 \text{ cm} = 96 \text{ mm,}$$

so dass also der Umfang der nicht durch Stege unterbrochenen cylindrischen Einlasskanäle

$$\pi d = \pi \cdot 9,6 = 30,16 \text{ cm}$$

ist. Der oben berechnete Querschnitt verlangt demnach eine Kanalweite

$$a = \frac{27,4}{30,16} = \sim 0,9 \text{ cm} = 9 \text{ mm.}$$

Das Dampfeintrittsrohr müsste nach Gleichung 120 ebenfalls einen Querschnitt

$$f = d^2 \frac{\pi}{4} = 27,4 \text{ qcm}$$



bekommen, welchem in Übereinstimmung mit der Ausführung ein Durchmesser

$$d = \sim 6 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$

entspricht.

Das Dampfauslassrohr verlangt nach Gleichung 121 einen lichten Querschnitt

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{0 \cdot c_m}{22} = \frac{308 \cdot 2,67}{22} = 37,4 \text{ qcm},$$

dem der in der Ausführung gewählte Durchmesser

$$d_0 = \sim 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm}$$

genügt.

Um den Voreilwinkel  $\delta$  des Kolbenschiebers zu erhalten, ist in Fig. 2a, Taf. 40 die Hauptkurbellage, welche einer Füllung von 35% auf der oberen Kolben(Deckel)seite entspricht, unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge aufgetragen worden. Wählt man dann den Voreintritt dieser Kolbenseite zu 0,15%<sup>1)</sup> und sucht auch die diesem entsprechende Hauptkurbellage auf, so liefert die Halbierungslinie des Winkels, der durch die erwähnten Hauptkurbellagen eingeschlossen wird ( $V_e O E_x$  nach den früheren Bezeichnungen, die aber in die Figur nicht eingetragen sind), mit der Vertikalen durch O den Voreilwinkel

$$\delta = 58^\circ.$$

Die Verlängerung der Halbierungslinie über O hinaus muss ferner mit der einer Füllung von 40% auf der unteren Kolben(Kurbel)seite entsprechenden (punktiert eingetragenen) Hauptkurbellage denselben Winkel bilden, den die erstere mit der (ebenfalls punktiert eingetragenen) Hauptkurbellage für den Voreintritt dieser Kolbenseite einschliesst. Der letztere ist also durch den Voreintritt der anderen Kolbenseite bzw. durch den Voreilwinkel bei den hier vorgeschriebenen Füllungen festgelegt und ergibt sich aus der Figur zu 2,5%. Im Falle dieser Wert nicht passend erscheint, müsste also der Voreintritt oben anders gewählt werden, was aber hier nicht gut zugänglich ist, da weniger als 0,15% Voreintritt wohl kaum statthaft sind und ein grösserer Wert als 0,15% einen noch grösseren Voreintritt als 2,5% auf der anderen Kolbenseite bei der Füllung von 35 bzw. 40% liefern würde.

Da der Schieber den Dampfeintritt von innen steuern soll, so muss die Excenterkurbel, wie auf Seite 139 erklärt und wie in Fig. 2b, Taf. 40 angedeutet, der Hauptkurbel um einen Winkel

$$90 - \delta = 90 - 58 = 32^\circ$$

nacheilen.

Sollen jetzt die übrigen Dimensionen des Schiebers und die anderen Dampfverteilungsperioden bestimmt werden, so hat man die Excentricität  $r$  zu wählen. Dies ist in der Ausführung so geschehen, dass der Schieber in seiner oberen Totlage den oberen Seitenkanal gerade ganz öffnet. Dazu gehört nach Seite 149 ein Wert

$$r = \frac{1}{2} a + e.$$

1) Auf Taf. 40 ist in einem Teile der Auflage irrtümlich 0,3% angegeben.

Ferner ist, wenn  $\varphi$  den Winkel bezeichnet, den die Hauptkurbellagen bei Beginn des Voreintrittes oder der Expansion mit der Mittellinie des zugehörigen Schieberkreises bilden,

$$r \cdot \cos \varphi = e.$$

Durch Vereinigung dieser beiden Gleichungen für  $r$  erhält man die Gleichung 150a, nämlich

$$r = \frac{\frac{1}{2} a}{1 - \cos \varphi}.$$

Im vorliegenden Falle ist für die obere Kolben(Deckel)seite  $\varphi = 35^\circ$ , womit dann

$$r = \frac{\frac{1}{2} 9}{1 - 0,819} = \sim 25 \text{ mm}^1)$$

folgt. Zugleich ergibt sich für den Dampfeintritt der oberen Kolbenseite eine Deckung

$$e_1 = r - \frac{1}{2} a = 25 - 4,5 = 20,5 \text{ mm},$$

sowie ein Voröffnen

$$\frac{1}{2} v_e = r \cdot \sin \delta - e_1 = 25 \cdot 0,848 - 20,5 = 0,7 \text{ mm}.$$

Weiter erhält man im Diagramme der Fig. 2a, Taf. 40, wenn man die Schnittpunkte des mit 25 mm Durchmesser geschlagenen unteren Schieberkreises und der punktierten Hauptkurbellagen für den Beginn der Expansion und des Voreintrittes aufsucht, eine Deckung des unteren Kanales

$$e_r = 15 \text{ mm},$$

sowie ein Voröffnen für den Dampfeintritt daselbst

$$\frac{1}{2} v_e = r \cdot \sin \delta - e_r = 25 \cdot 0,848 - 15 = 6,2 \text{ mm}.$$

Untersucht man die Drosselungsverhältnisse der Steuerung, so findet man, dass bei einer Drehung der Hauptkurbel aus deren oberen Totlage um einen Winkel

$$\omega = 50^\circ,$$

die Kanaleröffnung nach dem Diagramm

$$a_x = 2 \cdot 3,25 = 6,5 \text{ mm} = 0,65 \text{ cm}$$

ist. Die Hauptkurbel schliesst dann nämlich mit der Mittellinie des oberen Schieberkreises einen Winkel von  $50 - (90 - \delta)$

$= 50 - 32 = 18^\circ$  ein, und es muss  $\frac{1}{2} a_x = r \cdot \cos 18^\circ - e_1 = 25 \cdot 0,951 - 20,5 = 3,25 \text{ mm}$  sein. Der Kolben besitzt ferner nach Gleichung 24 für

$$\frac{R}{L} = \frac{1}{5} \text{ und } v = \frac{\pi}{2} c_m$$

eine Kolbengeschwindigkeit

$$c_x = \frac{\pi}{2} 2,67 \cdot \sin 50^\circ \left(1 + \frac{1}{5} \cos 50^\circ\right) = \sim 3,62 \text{ m},$$

und somit beträgt die Dampfgeschwindigkeit bei dieser Hauptkurbellage nach Gleichung 142

$$w_x = \frac{308 \cdot 3,62}{0,65 \cdot 30,16^2} = \sim 57 \text{ m}.$$

Hier dürfte also ungefähr die Drosselung des Dampfes während des Dampfeintrittes auf der oberen Kolbenseite beginnen.

Für den Rücklauf (Hochgang) des Kolbens ergibt sich entsprechend für  $\varphi = 74^\circ$  eine Kolbengeschwindigkeit

$$c_x = \frac{\pi}{2} c_m \cdot \sin 74^\circ \left(1 - \frac{1}{5} \cos 74^\circ\right) = \sim 3,8 \text{ m}.$$

1) In Fig. 2b, Taf. 40 ist für einen Teil der Auflage irrtümlich  $r$  mit 24 mm angegeben.

2)  $h$  ist beim vorliegenden Drehschieber gleich  $\pi d$  zu setzen.



Die Mittellinie des unteren Schieberkreises schliesst mit der durch diesen Winkel festgelegten Hauptkurbellage einen Winkel von  $74 - (90 - \delta) = 74 - 32 = 42^\circ$  ein. Die Ausweichung des Schiebers aus seiner Mittellage ist also dann  $r \cdot \cos 42^\circ = 25 \cdot 0,743 = \sim 18,6$  mm

und somit die Kanaleröffnung

$$a_x = 2(18,6 - 15) = 7,2 \text{ mm.}$$

Aus Gleichung 142 folgt mit diesen Werten eine Geschwindigkeit des eintretenden Dampfes

$$w_x = \frac{308 \cdot 3,8}{0,72 \cdot 30,16} = \sim 54 \text{ m,}$$

so dass bei dieser Hauptkurbellage die Drosselung ungefähr beginnen dürfte.

Mit Bezug auf Fig. 2, Taf. 40 und den Angaben auf Seite 148 ist in der Ausführung gemacht worden:

die Weite des Zwischenkanales

$$\frac{a}{2} = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ mm (in der Zeichnung 5 mm),}$$

die Wandstärke der inneren Wand des Zwischenkanales

$$s = 5 \text{ mm,}$$

die Weite des oberen Cylinderkanales

$$a + s = 9 + 5 = 14 \text{ mm,}$$

die Weite des unteren Cylinderkanales

$$a + s + 6 = 9 + 5 + 6 = 20 \text{ mm,}$$

was wahrscheinlich mit Rücksicht darauf geschehen ist, dass der Druckwechsel in der unteren Totlage einen grösseren schädlichen Raum an der unteren Cylinderseite verlangt,

eine Breite der Spiegelfläche zwischen dem äusseren und dem inneren Kanale

$$e_1 + e_r - s = 20,5 + 15 - 5 = 30,5 \text{ mm,}$$

die nötig ist, damit der Zwischenkanal rechtzeitig für den Dampfeintritt geöffnet wird,

eine Weite des mittleren Kanales nach Gleichung 148 b, in die hier  $\frac{1}{2}a$  für  $a$  zu setzen ist,

$$a_0 \geq 20,5 + 25 + 4,5 - 30,5 \text{ oder } a_0 \geq 19,5 \text{ mm.}^1)$$

Die inneren Überdeckungen sind so zu wählen, dass die Kompressionsendspannung die niedrigste Dampfeintrittsspannung nicht übersteigt. In der Ausführung beträgt

die obere innere Überdeckung  $i_1 = 4$  mm,

die untere innere Überdeckung  $i_r = 12$  mm,

und es ergibt sich dann für die obere Kolben(Deckel)seite

eine Kompression von 34,7%,

ein Voraustritt von 14%,

für die untere Kolben(Kurbel)seite dagegen

eine Kompression von 38,5%,

ein Voraustritt von 8%.

In den Indikator-Diagrammen der Fig. 2a, Taf. 40 betragen die Kompressionsendspannungen für die mit 15 bzw. 18% schädlichen Raum konstruierten Mariotteschen Hyperbeln

$$p_3 = 3,9 \text{ bzw. } 3,4 \text{ kg.}$$

Da sich das Dampfauslassrohr an der oberen Seite des Schiebergehäuses befindet, so muss der von der unteren Kolben-seite austretende Dampf durch den Kolbenschieber nach oben treten. Der innere Querschnitt des Kolbenschiebers muss demnach den früher berechneten Einlassquerschnitt

$$f_k = 27,4 \text{ qcm}$$

mindestens besitzen. Das ist der Fall, denn der innere lichte Durchmesser des Schiebers ist nach Fig. 2, Taf. 40 60 mm = 6 cm, wozu ein Querschnitt von

$$6^2 \frac{\pi}{4} = 28,27 \text{ qcm}$$

gehört.

## 2. Eine stehende Tandem-Verbundmaschine

von

260 mm Bohrung des kleinen,

400 mm Bohrung des grossen Cylinders,

200 mm gemeinsamem Hube,

300 Umdrehungen in der Minute

arbeitet mit Auspuff und besitzt am Niederdruck-cylinder einen Trickschen Flachschieber. Der letztere hat 0,4 Füllung im Mittel zu geben, und der Dampf tritt in den grossen Cylinder mit 4,5 Atm absolut ein. Es sind die Verhältnisse dieses Schiebers zu bestimmen, wenn derselbe auf annähernd gleiche Füllung und Kompression, sowie annähernd gleiches Voröffnen eingestellt wird.

Die nutzbare Kolbenfläche des grossen Cylinders beträgt unter Berücksichtigung einer einseitigen Kolbenstange von 50 mm Durchmesser

$$O = 40^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 5^2 \frac{\pi}{4} = \sim 1247 \text{ qcm,}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,2 \cdot 300}{30} = 2 \text{ m.}$$

Diese Werte verlangen nach Gleichung 126 einen Querschnitt der Einlasskanäle von vielleicht

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30} = \frac{1247 \cdot 2}{30} = \sim 83 \text{ qcm.}$$

Wählt man dann die Höhe der Einlasskanäle zu

$$h = 35 \text{ cm} = 350 \text{ mm,}$$

so muss die Kanalweite

$$a = \frac{83}{35} = \sim 2,4 \text{ cm} = 24 \text{ mm}$$

betragen.

In Fig. 104a des Textes ist das Müller-Reuleauxsche Diagramm des Schiebers verzeichnet. Der reduzierte Hauptkurbelkreis, der hier zugleich Schieberkreis ist, ist mit 50 mm Radius geschlagen. Die Hauptkurbellage OII entspricht einer Füllung von 40%, diejenige OI einem Dampfvereintritt von 0,75% bei unendlich langer Schubstange. Die Halbierungslinie OD des Winkels IOII schliesst dann mit der Vertikalen Y—Y den Voreilwinkel des Schiebers

$$\delta = \sim 56^\circ$$

ein. Um die Excentricität zu bekommen, hat man die Kurbellage OV zu wählen, bei welcher der Schieber anfangen soll, den Kanal für den eintretenden Dampf zu schliessen. Nimmt man OV unter einem Winkel von  $45^\circ$  zur Horizontalen geneigt an und zieht V $\bar{k}$  senkrecht zu III, so stellt V $\bar{k}$  die halbe Kanalweite  $a$  beim Trickschen Schieber dar. Aus der Figur entnehmen wir

$$V\bar{k} = 13 \text{ mm,}$$

und diese entsprechen also

$$\frac{1}{2} a = \frac{1}{2} 24 = 12 \text{ mm.}$$

1) Die Ausführung zeigt hier wie in der Zeichnung sonderbarer Weise nur 14 mm.



1 mm der Zeichnung stellt somit  $\frac{12}{13}$  mm der Wirklichkeit dar. Der Excenterkreis ist mit 50 mm Radius geschlagen, die Excentricität ist also

$$r = 50 \frac{12}{13} = \sim 46 \text{ mm.}$$

Deckelseite eine Füllung von rund 45%, für die Kurbelseite eine solche von rund 35%. Nähert man nun die Füllungen bis auf 42 bzw. 38% einander, so hat man die zugehörigen Hauptkurbellagen  $OE_{x,l}$  und  $OE_{x,r}$  unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge aufzusuchen und von den Punkten  $E_{x,l}$  und  $E_{x,r}$  Lote auf

Fig. 104a.

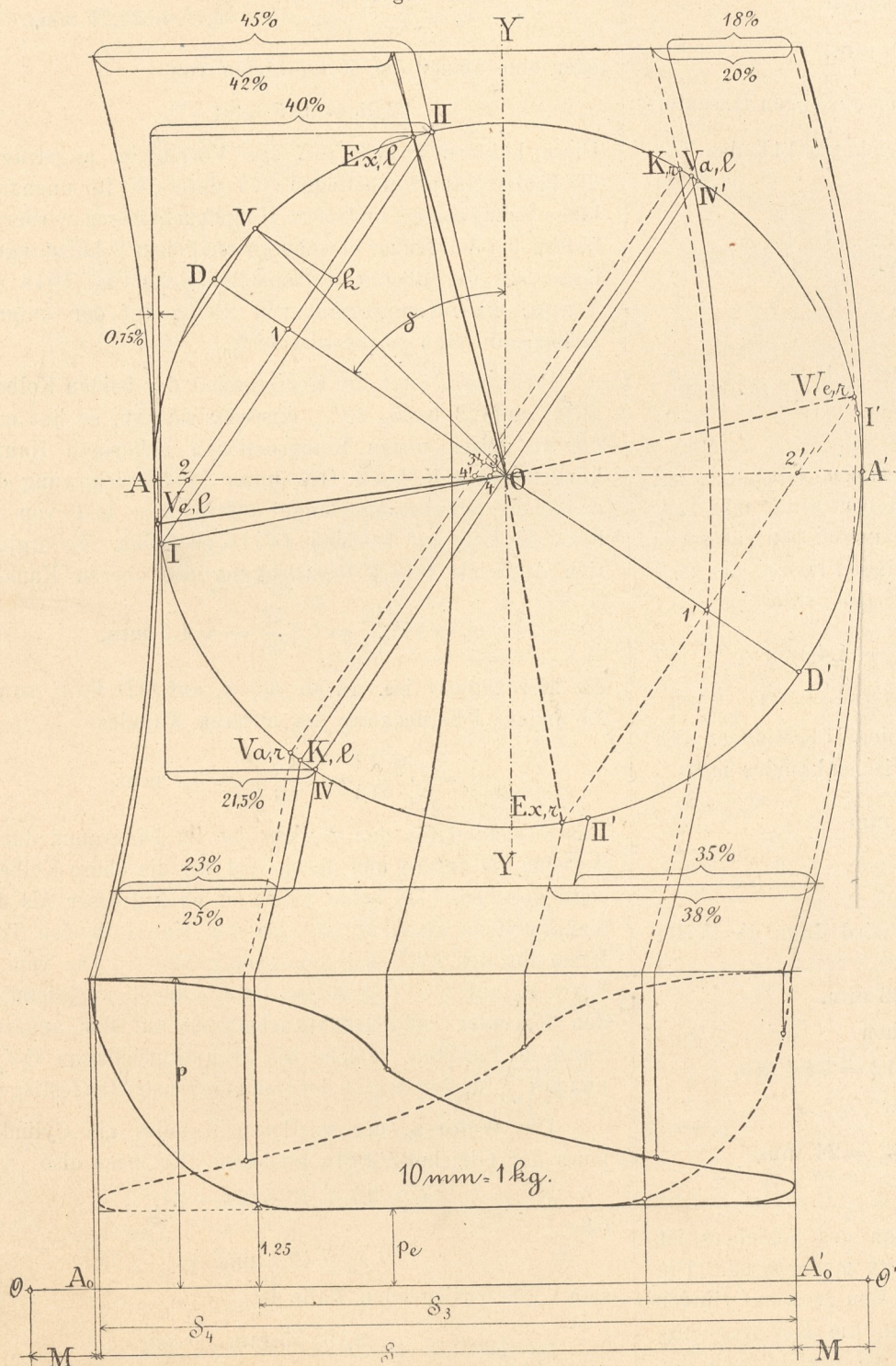


Fig. 104b.

Um weiter die äusseren Überdeckungen für annähernd gleiche Füllung auf beiden Kolbenseiten zu erhalten, ist links oben in Fig. 104a die der Hauptkurbellage OII, rechts unten die derjenigen OII' zugehörige Füllung für eine Schubstangenlänge, die das Fünffache des Kurbelradius ist, aufgesucht worden. Es ergibt sich für die

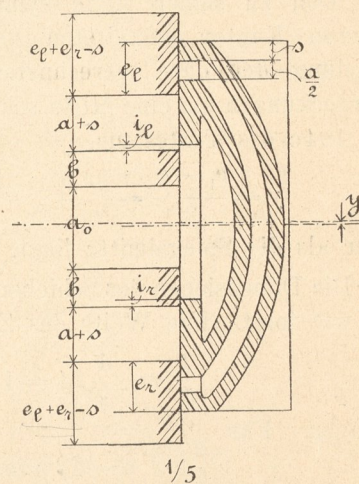


Fig. 104c.

$\overline{OD}$  bzw.  $\overline{OD'}$  zu fällen. Man erhält dann nicht nur in  $OV_{e,l}$  und  $OV_{e,r}$  die Hauptkurbellagen für den Beginn des Voreintrittes, sondern auch in  $\overline{OI}$  und  $\overline{OI'}$  die erforderlichen äusseren Überdeckungen und in  $A2$  und  $A'2'$  das Voröffnen  $\frac{1}{2}v_e$  für den Dampfeintritt. Es ist



$$\overline{OI} = 37,5, \overline{OI'} = 34,5 \text{ mm}, \\ \overline{A2} = 4,5, \overline{A'2'} = 8 \text{ mm},$$

und also muss betragen

die äussere Überdeckung des Schiebers oben

$$e_1 = 37,5 \frac{12}{13} = 34,6 \text{ mm},$$

die entsprechende Überdeckung unten

$$e_r = 34,5 \frac{12}{13} = 31,8 \text{ mm},$$

während unter Berücksichtigung der endlichen Excenterstangenlänge  $\left(\frac{r}{l} = \frac{1}{20}\right)$  nach Gleichung 141 das Voröffnen für den Dampfeintritt oben

$$v_{e,1} = 2 \cdot 4,5 \frac{12}{13} + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta = 9 \frac{12}{13} + \frac{1}{2} \frac{1}{20} 46 \cdot 0,559^2 \\ = \sim 8,7 \text{ mm},$$

dasjenige unten dagegen

$$v_{e,r} = 2 \cdot 8 \frac{12}{13} - \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta = 16 \frac{12}{13} - \frac{1}{2} \frac{1}{20} 46 \cdot 0,559^2 \\ = \sim 14,4 \text{ mm}$$

ist. Den zu seiner Mitte symmetrisch bezüglich der äusseren Kanten gestalteten Schieber wird man zur Erzielung der oben berechneten ungleichen äusseren Überdeckungen um eine Mitte schwingen lassen, die nach Fig. 104c des Textes um

$$y = \frac{e_1 - e_r}{2} = \frac{34,6 - 31,8}{2} = 1,4 \text{ mm}$$

höher als die Spiegelmitte liegt.

Die Dimensionen des Schieberspiegels bestimmen sich nun wie folgt. Die Weite des Zwischenkanales muss

$$\frac{1}{2} a = \frac{1}{2} 24 = 12 \text{ mm}$$

betragen. Für

$$s = 12 \text{ mm}$$

Stärke der äusseren Schieberwand wird dann die Weite der Seitenkanäle

$$a + s = 24 + 12 = 36 \text{ mm},$$

die Breite der äusseren Spiegelflächen

$$e_1 + e_r - s = 34,6 + 31,8 - 12 = 54,4 \text{ mm}$$

sein müssen. Die Stegstärke wurde

$$b = \frac{1}{2} a + 12 = \frac{1}{2} 24 + 12 = 24 \text{ mm}$$

gemacht.

Für die inneren Überdeckungen des Schiebers ist die Kompression und der Voraustritt massgebend. Die Spannung, mit welcher der Dampf in den grossen Cylinder tritt, ist 4,5 kg. Treiben wir nun die Kompressionsendspannung bis auf  $p_3 = 3,25$  kg, so ergibt sich der Weg  $S - S_3$  des Kolbens, den dieser von Beginn der Kompression an bis in die Totlage noch zurückzulegen hat, bei einer Länge  $M = 10$  mm des schädlichen Raumes (für  $S = 100$  mm Basis des Indikator-Diagrammes) und einer Austrittsspannung  $p_e = 1,25$  kg bei Beginn der Kompression aus der Gleichung

$$p_3(M + S - S_3) = p_e(M + S - S_3),$$

unter  $S - S_3$  den Abstand des Kolbens von der Totlage bei Beginn des Voreintrittes verstanden, der hier bei unendlich langer Schubstange zu 0,75 mm angenommen wurde. Unter Einführung der Werte erhält man aus der Gleichung

$$3,75(10 + 0,75) = 1,25(10 + S - S_3),$$

$$S - S_3 = \frac{3,75(10 + 0,75)}{1,25} - 10 = 22,25 \text{ mm},$$

oder eine Dauer der Kompression von

$$22,25 - 0,75 = 21,5\%.$$

Diese letztere ergibt, an den Voreintritt angetragen, die beiden Hauptkurbellagen OIV und OIV' für unendlich lange Schubstange, und diese Hauptkurbellagen wiederum liefern bei der früher erwähnten endlichen Schubstangenlänge auf der oberen Kolbenseite (siehe Fig. 104a des Textes) eine Kompression von 25%, auf der unteren Kolbenseite eine solche von 18%.

Will man jetzt die Kompression der beiden Kolbenseiten auf 23 bzw. 20% einander nähern, so hat man die zu diesen neuen Kompressionen gehörigen Hauptkurbellagen OK<sub>1</sub> bzw. OK<sub>r</sub> unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge aufzusuchen und von K<sub>1</sub> bzw. K<sub>r</sub> Lote auf die Linie  $\overline{DOD'}$  zu fällen. Es ergibt sich dann als innere Überdeckung des oberen Kanales

$$i_1 = \overline{O3} \frac{12}{13} = 1,8 \frac{12}{13} = \sim 1,7 \text{ mm},$$

die hier negativ ist, da sie mit  $e_1$  auf OD fällt, sowie die innere Überdeckung des unteren Kanales

$$i_r = \overline{O3'} \frac{12}{13} = 4 \frac{12}{13} = \sim 3,7 \text{ mm}.$$

Das Voröffnen für den Auslass ist im Diagramm durch  $\overline{A4'}$  für die untere und durch  $\overline{A'4}$  für die obere Kolbenseite gegeben. Da beide Strecken aber grösser als die Kanalweite  $a$  sind, so ist also der Kanal in den Totlagen für den Auslass schon ganz geöffnet. Die von K<sub>1</sub> bzw. K<sub>r</sub> auf  $\overline{DOD'}$  gefällten Lote schneiden schliesslich den Excenter- und Hauptkurbelkreis auf der anderen Seite in Punkten, welche die Hauptkurbellagen OV<sub>a,1</sub> und OV<sub>a,r</sub> für den Beginn des Dampfvoraustrittes festlegen.

Die Weite  $a_0$  des mittleren Kanales am Cylinder muss der Gleichung 148a genügen. Es muss also

$$a_0 \geq 3,7 + 46 + 24 - 24,$$

oder

$$a_0 \geq 49,7 \text{ mm}$$

sein. Im vorliegenden Falle ist

$$a_0 = 55 \text{ mm}$$

gemacht.

3. Eine stehende Verbundmaschine mit zwei unter 90° gegeneinander versetzten Kurbeln und Kondensation soll am grossen Cylinder durch einen Trickschen Kanalschieber mit zeitweiser Überströmung auf beiden Kolbenseiten gesteuert werden. Die Verhältnisse der Maschine sind die folgenden:



Bohrung des kleinen Cylinders 300 mm,  
Bohrung des grossen Cylinders 520 mm,  
Gemeinsamer Hub 520 mm,  
Umdrehungszahl in der Minute 180,  
Eintrittsspannung des Dampfes im kleinen Cy-  
linder 11 Atm absolut.  
Wie bestimmen sich die Verhältnisse der er-  
wähnten Steuerung?

Die Gleichung 126 verlangt dann einen Querschnitt  
der Eintrittskanäle von vielleicht

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{32} = \frac{2107 \cdot 3,12}{32} = \sim 205,4 \text{ qcm.}$$

Macht man, um die Kanäle nicht zu weit zu erhalten,  
die Kanalhöhe

$$h = 52 \text{ cm} = 520 \text{ mm,}$$

Fig. 105a.

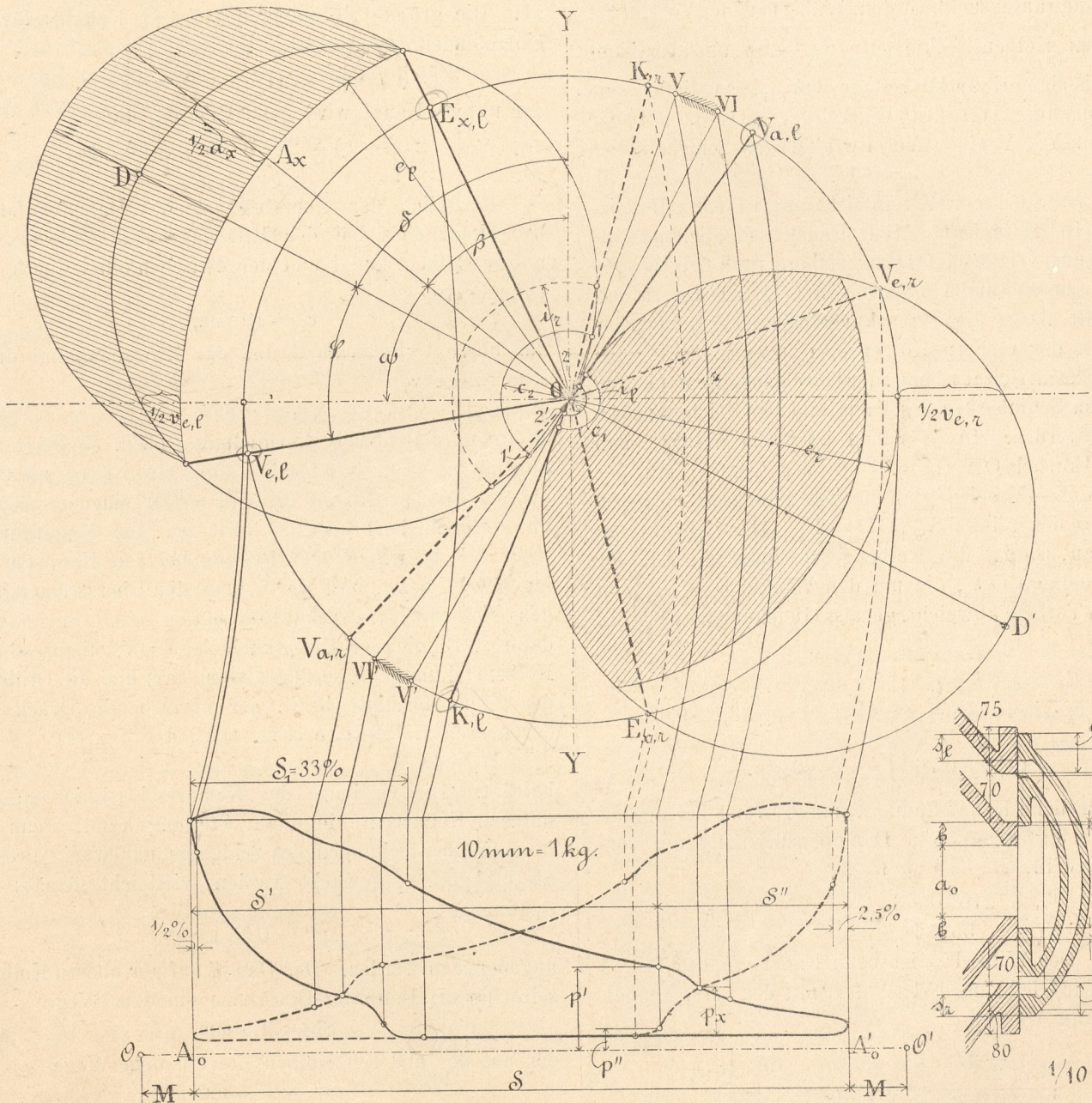


Fig. 105b.

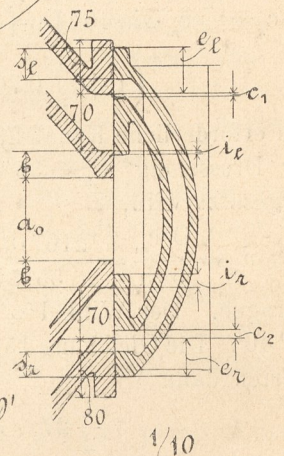


Fig. 105c.

Es ermittelt sich die nutzbare Kolbenfläche des  
grossen Cylinders bei einer einseitigen Kolbenstange  
von 65 mm Durchmesser zu

$$O = 52^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 6,5^2 \frac{\pi}{4} = \sim 2107 \text{ qcm,}$$

sowie die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,52 \cdot 180}{30} = 3,12 \text{ m.}$$

was nur möglich ist, wenn die Kanäle in die Vorbohrung  
münden, so ergibt sich eine Kanalweite von

$$a = \frac{205,4}{52} = \sim 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm.}$$

Um die Füllung und die Dampfeintrittslinie des  
grossen Cylinders zu bekommen, hat man sich nun, wie  
dies im III. Abschnitte und auf Taf. 29 gezeigt wurde,  
die rankinisierten Diagramme der Maschine zu konstruieren.



Die daraus sich ergebende Füllungslinie ist in Fig. 105b des Textes angedeutet, und es beträgt hiernach die Füllung des grossen Cylinders

$$\frac{S_1}{S} = \sim 0,33.$$

Um gleiche Leistungen auf beiden Kolbenseiten zu erhalten, ist diese Füllung für Hin- und Rücklauf angenommen worden. Die hieraus sich ergebenden Hauptkurbellagen  $OE_{x,1}$  und  $OE_{x,r}$  sind im Schieber-Diagramm der Fig. 105a des Textes unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge aufgesucht worden. Wählt man den Voreintritt der oberen Kolben(Deckel)seite zu  $\frac{1}{2}^0$  und bestimmt die zugehörige Hauptkurbellage  $OV_{e,1}$ , so liefert die Halbierungslinie  $\overline{OD}$  des Winkels  $V_{e,1}OE_{x,1}$  mit der Vertikalen Y—Y einen Voreilwinkel des Schiebers

$$\delta = \sim 61^0.$$

Dadurch ist auch der Voreintritt der unteren Kolben-(Kurbel)seite festgelegt. Man braucht nämlich nur die Verlängerung  $\overline{OD'}$  von  $\overline{OD}$  zu ziehen und den Winkel  $E_{x,r}OD'$  auf die andere Seite von  $\overline{OD'}$  zu übertragen. Man erhält dann die Hauptkurbellage  $OV_{e,r}$  und den Voreintritt der rechten Kolbenseite zu  $\sim 2,5^0$ .

Die Excentricität  $r$  bezw. der Durchmesser der jetzt zu schlagenden Schieberkreise soll an Hand der Gleichung 151a bestimmt werden. In derselben ist  $\beta$  der Winkel, den die Hauptkurbel  $OA_x$  (Fig. 105a des Textes) mit der Vertikalen Y—Y bei Beginn der Drosselung einschliessen soll, und  $\varphi$  der Winkel  $V_{e,1}OD = E_{x,1}OD$ . Nimmt man  $\beta = 50^0$  an, so ist die Kolbengeschwindigkeit bei der Hauptkurbellage  $OA_x$ , die um den Winkel  $\omega = 40^0$  von der linken Totlage abweicht, gemäss Gleichung 24 bezw. 22

$$\text{für } \frac{R}{L} = \frac{1}{5}$$

$$c_x = \frac{\pi}{2} c_m \cdot \sin 40^0 \left( 1 + \frac{1}{5} \cos 40^0 \right) = \frac{\pi}{2} 3,12 \cdot 0,643 \left( 1 + \frac{1}{5} 0,766 \right) = \sim 3,63 \text{ m.}$$

Die erforderliche Kanalöffnung  $a_x$  muss, wenn bei Beginn der Drosselung  $w_x = 55 \text{ m}$  Dampfgeschwindigkeit vorausgesetzt wird,

$$a_x = \frac{O \cdot c_m}{55h} = \frac{2107 \cdot 3,63}{55 \cdot 52} = \sim 2,7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}$$

betragen. Der Winkel  $\varphi$  ist nach Fig. 105a des Textes  $36^0 40'$ . Die Gleichung 151a liefert mit den vorstehenden Werten dann

$$r = \frac{\frac{1}{2} 27}{\cos(61^0 - 50^0) - \cos 36^0 40'} = \frac{13,5}{0,9816 - 0,8021} = \sim 75 \text{ mm.}$$

Bei dieser Excentricität muss die obere äussere Überdeckung

$$e_1 = r \cdot \cos(\delta - \beta) - \frac{1}{2} a_x = 75 \cdot \cos(61^0 - 50^0) - \frac{1}{2} 27 = 60 \text{ mm,}$$

sowie das Voröffnen für den Dampfeintritt des oberen Kanales

$$\frac{1}{2} v_{e,1} = r \cdot \sin \delta - e_1 = 75 \cdot \sin 61^0 - 60 = \sim 5,6 \text{ mm}$$

betragen. Diese Werte ergeben sich auch aus der Figur, sobald man mit  $r = 75 \text{ mm}$  als Durchmesser den oberen Schieberkreis schlägt. Der untere Schieberkreis schneidet auf der Hauptkurbellage  $OE_{x,r}$  die untere äussere Überdeckung

$$e_r = 50 \text{ mm,}$$

sowie auf der unteren Totlage der Hauptkurbel das Voröffnen des unteren Kanales für den Dampfeintritt

$$\frac{1}{2} v_{e,r} = \sim 15,6 \text{ mm}$$

ab. Die grösste Eröffnung des oberen Kanales für den eintretenden Dampf ist

$$2(r - e_1) = 2(75 - 60) = 30 \text{ mm,}$$

der untere Kanal wird ganz geöffnet, da

$$2(r - e_r) = 2(75 - 50) = 50 \text{ mm}$$

ist.

Bezüglich der Überströmung des Dampfes ist zu bemerken, dass bei der Mittellage des Schiebers der untere Cylinderkanal und der Zwischenkanal durch eine Öffnung von

$$c_2 = 10 \text{ mm,}$$

der obere Cylinderkanal und der Zwischenkanal durch eine solche von

$$c_1 = 3 \text{ mm}$$

Weite miteinander in Verbindung stehen. Schlägt man nun mit  $c_2 = \overline{OI} = \overline{OI'}$  als Radius einen Kreis um O im oberen, desgleichen mit  $c_1 = \overline{O2} = \overline{O2'}$  einen solchen im unteren Schieberkreise, so tritt bei den Hauptkurbellagen OV bzw. OV' der Beginn, bei den Hauptkurbellagen OVI bzw. OVI' der Schluss der Überströmung für den Kolbennieder- bzw. -hochgang ein. Sucht man dann z. B. die der Hauptkurbellage OV entsprechende Kolbenstellung auf, so findet man, dass hier die Ordinate der Expansionslinie bezw. der herrschende Druck auf der oberen Kolbenseite (Fig. 105b des Textes)

$$p' = 1,25 \text{ kg}$$

beträgt. Die Ordinate der Kompressionslinie auf der unteren Kolbenseite in dieser Stellung kann, wenn die inneren Überdeckungen des Schiebers nur wenig grösser als  $c_1$  bzw.  $c_2$  gemacht werden, vielleicht gemäss der Spannung

$$p'' = 0,25 \text{ kg}$$

angenommen werden. Der Dampf auf der oberen Kolbenseite hat im Indikator-Diagramm ein dem Wege

$$S' = 71,5 \text{ mm,}$$

der auf der anderen Kolbenseite ein dem Wege

$$S'' = 28,5 \text{ mm}$$

entsprechendes Volumen. Bei einer Länge

$$M = 8 \text{ mm}$$

des schädlichen Raumes bestimmt sich dann aus der auf Seite 150 angeführten Gleichung die bei der Überströmung entstehende Mischspannung zu

$$p_x = \frac{1,25(8 + 71,5) + 0,25(8 + 28,5)}{2 \cdot 8 + 100} = \sim 0,94 \text{ kg.}$$

Dieselbe ist in der der Hauptkurbellage OVI entsprechenden Kolbenstellung als Ordinate aufzutragen, und von dem dadurch erhaltenen Punkte kann die Expansionslinie bis



zum Beginn des Voraustrittes, die Kompressionslinie bis zum Beginn des Voreintrittes weiter im Indikator-Diagramme gezeichnet werden.

Die Grössen  $c_1$  und  $c_2$  lassen sich nur durch Probieren ermitteln. Man konstruiert am besten die Kompressionslinie von der gewählten Kompressionsendspannung  $p_3$  aus rückwärts als Expansionslinie und wählt die der Hauptkurbellage OVI entsprechende Kolbenstellung. Dadurch ist zugleich  $p_x$  gegeben. Dann muss man die zu OV gehörige Kolbenlage versuchsweise annehmen, und zwar so lange, bis dass mit den erhaltenen Werten von  $p'$ ,  $S'$  und  $S''$  sich für ein ebenfalls gewähltes  $p''$  aus der obigen Gleichung der gewünschte Wert von  $p_x$  ergibt.

Die inneren Überdeckungen des Schiebers wurden nur wenig grösser als  $c_1$  bzw.  $c_2$  gemacht, und zwar die obere innere Überdeckung

$$i_1 = 5 \text{ mm},$$

die untere

$$i_r = 17 \text{ mm}.$$

Die Weite des Zwischenkanales braucht nur  $\frac{1}{2} a$  zu betragen, ist aber hier, um keine zu grossen Werte für die Wandstärke  $s$  und die Kanalweite  $a + s$  zu bekommen,

$$\frac{1}{2} a + c_2 = \frac{1}{2} 40 + 10 = 30 \text{ mm}$$

gemacht worden. Von den äusseren Kanten der beiden Seitenkanäle (Fig. 105c des Textes) an ist dann der Zwischenkanal oben noch 25 mm ( $30 - c_1$ ), unten noch 20 mm ( $30 - c_2$ ) weit. Hiermit ergibt sich die äussere Wandstärke oben zu

$$s_1 = e_1 - 25 = 60 - 25 = 35 \text{ mm},$$

unten zu

$$s_r = e_r - 20 = 50 - 20 = 30 \text{ mm},$$

und die Weite des unteren Cylinderkanales

$$a + s_r = 40 + 30 = 70 \text{ mm},$$

die des oberen

$$a + s_1 = 40 + 35 = 75 \text{ mm},$$

wofür aber auch nur 70 mm genommen sind, da dieser Kanal ja doch nicht ganz durch den Schieber geöffnet wird.

Die Breite der äusseren Flächen des Schieberspiegels schliesslich muss, damit die Einströmung durch den Zwischenkanal richtig beginnt, oben

$$e_1 + e_r - s_1 = 60 + 50 - 35 = 75 \text{ mm},$$

unten

$$e_r + e_1 - s_r = 50 + 60 - 30 = 80 \text{ mm}$$

betragen. Die Stegstärke am Schieberspiegel ist

$$b = \frac{a}{2} + 15 = 20 + 15 = 35 \text{ mm},$$

die Weite des Zwischenkanales nach Gleichung 148a

$$a_0 \geq 17 + 75 + 40 - 35,$$

oder

$$a_0 = 110 \text{ mm}$$

gemacht worden.

### § 35.

#### Der Weissssche Schieber.

Während der Tricksche Kanalschieber eine doppelte Eröffnung der Cylinderkanäle für den eintretenden Dampf ermöglicht, erzielt der dem Civilingenieur F. J. Weiss

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

in Basel patentierte Schieber eine solche doppelte Eröffnung für den austretenden Dampf. Die Form dieses Schiebers ist aus Fig. 7b und c, Taf. 33 ersichtlich, wo der Schieber als Grundschieber einer Doppelschieber-Steuerung, die später in diesem Buche behandelt werden, wiedergegeben ist. Der Dampftritt kann bei einem solchen Grundschieber nur durch die an den Enden desselben angeordneten Durchlasskanäle erfolgen, im Übrigen geht aber die Dampfverteilung für den eintretenden Dampf durch den Grundschieber genau in derselben Weise wie beim einfachen Muschelschieber vor sich.

Um eine doppelte Eröffnung für den Auslass des Dampfes zu bekommen, ist in den Schieber eine Zwischenwand eingesetzt und der Schieberspiegel nach Art der Fig. 7b, Taf. 33 gestaltet. Denkt man sich in dieser Figur z. B. dem Schieber nach links aus seiner Mittellage verschoben, so erkennt man, dass der durch den linken Seitenkanal des Cylinders austretende Dampf im Sinne der beiden punktiert angedeuteten Pfeile an zwei Stellen in den mittleren Kanal bzw. das Auslassrohr treten wird, sobald die erwähnte Verschiebung die Grösse der inneren Überdeckung  $i$  erreicht hat.

Im Schieber-Diagramm wird man also die Auslassfläche bei diesem Schieber in der Weise anzudeuten haben, dass man die bezüglichen Kanaleröffnungen so lange verdoppelt, bis diese Verdoppelung die Kanalweite  $a$  erreicht hat. Dies ist sowohl in Fig. 7, Taf. 33, als auch in Fig. 8 derselben

Tafel geschehen, indem in der ersten Figur die Eröffnungen  $\frac{a_x}{2}$  radial, in der letzten Figur horizontal nach aussen verdoppelt wurden, bis dass die Weite  $a$  vorhanden ist.

Die Vorteile, die mit einer solchen doppelten Eröffnung des Auslasses verbunden sind, bestehen hauptsächlich darin, dass diese Eröffnung viel schneller als beim gewöhnlichen Schieber vor sich geht und der Kanal in der Totlage des Kolbens oder sogar schon vorher ganz für den austretenden Dampf geöffnet ist. Das letztere kann zwar auch beim gewöhnlichen Muschelschieber erreicht werden, jedoch nur unter Verhältnissen, welche die Steuerung wieder in anderer Hinsicht benachteiligen. Ist aber das Voröffnen in der Totlage für den austretenden Dampf gleich der ganzen Kanalweite, so hat der Dampf Zeit, auf seine richtige Austrittsspannung zu sinken, und es werden Drosselungen beim Beginn des Austrittes vermieden. Ebenso schnell wie die Eröffnung erfolgt auch der Schluss des Auslasskanales bei dem vorliegenden Schieber.

Der Schieber in Fig. 7b, Taf. 33 gestattet weiter während kurzer Zeit ein Überströmen des Dampfes von der einen Kolbenseite zur anderen, indem er die beiden Seiten des Kolbens zeitweise miteinander in Verbindung setzt. In der Mittellage des Schiebers sind nämlich nach der Figur die beiden Seitenkanäle durch die inneren Kanten des Schiebers um die Weite  $c$  geöffnet. Die hierdurch ermöglichte Verbindung beider Kolbenseiten beginnt offenbar, wenn der Schieber um  $c$  vor seiner Mittellage steht und in diese zurückkehrt (Fig. 7c, Taf. 33, wenn der Schieber von rechts nach links geht), die Verbindung hört auf, wenn der Schieber um  $c$  hinter



seiner Mittellage steht und aus dieser kommt. Um die zugehörigen Hauptkurbellagen im Diagramm zu erhalten, hat man in Fig. 7, Taf. 33 mit  $c$  als Radius einen Kreis um  $O$  zu schlagen und die Schnittpunkte desselben mit den beiden Schieberkreisen aufzusuchen, während in Fig. 8, Taf. 33 links und rechts im Abstände  $c$  von  $Y-Y$  Vertikalen zu ziehen und deren Schnittpunkte mit dem Schieber- bzw. reduzierten Hauptkurbelkreise zu bestimmen sind. Während des Kolbenhinlaufes beginnt dann z. B. die Überströmung bei der Hauptkurbellage  $OV$  und hört auf bei derjenigen  $OVI$ . Durch die Überströmung tritt natürlich eine Mischung des Dampfes auf beiden Kolbenseiten ein. Ist also nach Fig. 7a und 8a bei Beginn der Überströmung

$p'$  die Spannung hinter,  $p''$  diejenige vor dem Kolben,  $S'$  der Kolbenweg aus der linken,  $S''$  derjenige bis zur rechten Totlage,

so bestimmt sich die Mischspannung  $p_x$ , wie schon im vorigen Paragraphen angegeben, aus der Gleichung

$$p'(M + S') + p''(M + S'') = p_x(2M + S)$$

zu

$$p_x = \frac{p'(M + S') + p''(M + S'')}{2M + S}$$

Durch die Überströmung wird eine Verbesserung des Austrittes, sowie eine hohe Kompression erzielt, die sonst nur bei sehr grossem Dampfaustritt möglich wäre.

Die Verhältnisse des vorliegenden Schiebers bestimmen sich unter Voraussetzung einer Doppelschieber-Steuerung nach den Angaben von F. J. Weiss wie folgt.

Ist, wie früher angegeben, die Kanalweite  $a$  festgelegt, so nehme man, da die Überströmweite  $c$  stets kleiner als die innere Überdeckung  $i$  sein muss, die sogenannte Sicherheitsdeckung, das ist die Differenz

$$d = i - c,$$

bei den kleinsten Maschinen zu 2 mm, bei grösseren wachsend bis zu 6 mm für die allergrössten Maschinen an. Dann muss die Überströmweite

$$c = \frac{a}{4} - \frac{d}{2}$$

werden. Man mache aber auch bei den allerkleinsten Maschinen  $c$  nie unter 3 mm und vergrössere das so erhaltene  $c$  bei allen etwas rasch laufenden Maschinen um etwa den dritten Teil.

Hiermit wird die innere Überdeckung

$$i = c + d.$$

Für die Stegdicke empfiehlt sich der Wert

$$b = 0,3a + 10 \text{ mm.}$$

Die äussere Überdeckung macht Weiss

$$e = 0,7a + 0,6d \text{ bei Auspuffmaschinen,}$$

$$e = 0,9a + 0,6d \text{ bei Kondensationsmaschinen,}$$

die Weite des Durchlasskanales kann (siehe die Doppelschieber-Steuerungen)

$$a_1 = 0,8a \text{ bis } 0,85a$$

gemacht werden. Für die Excentricität  $r$  des Grundschiebers soll die Bedingung<sup>1)</sup>

$$r = a_1 + e,$$

für den Voreilwinkel diejenige<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Siehe auch die später bei den Doppelschieber-Steuerungen hierüber gemachten Angaben.

$$\sin \delta = \frac{e + v_e}{r}$$

massgebend sein, wobei das Voröffnen

$$v_e = \frac{1}{4}a \text{ bis } \frac{1}{3}a$$

betragen soll.

Bei diesen Verhältnissen findet man, dass, obschon der Voraustritt nur 6 bis 8% des Kolbenhubes ist, der Austrittskanal seine volle Eröffnung erreicht, wenn die Kurbel noch um ca. 10 bis 15 Grad vor der Totlage steht.

### Beispiel.

Für eine Dampfmaschine von 260 mm Cylinderbohrung und 400 mm Hub, die in der Minute 140 Umdrehungen macht, sind die Verhältnisse eines Weisschen Grundschiebers zu bestimmen.

Dieselben ergeben sich nach den Angaben von F. J. Weiss selbst wie folgt.

Bei 45 mm Dicke der einseitigen Kolbenstange ist die nutzbare Kolbenfläche

$$O = 26^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 4,5^2 \frac{\pi}{4} = 531 - 8 = 523 \text{ qcm.}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit beträgt

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,4 \cdot 140}{30} = \sim 1,87 \text{ m.}$$

Hiermit folgt der erforderliche Kanalquerschnitt aus Gleichung 126 zu

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{28} = \frac{523 \cdot 1,87}{28} = \sim 35 \text{ qcm,}$$

sowie bei einer Kanalhöhe von

$$h = 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm}$$

eine Kanalweite von

$$a = \frac{35}{15} = 2,35 \text{ cm, oder } \sim 2,4 \text{ cm} = 24 \text{ mm.}$$

Die Sicherheitsdeckung ist für diese Maschinengrösse passend

$$d = 3 \text{ mm}$$

zu nehmen. Damit müsste nach den gemachten Angaben die Weite der Überströmspalte

$$c = \frac{a}{4} - \frac{d}{2} = \frac{24}{4} - \frac{3}{2} = 4,5 \text{ mm}$$

gemacht werden, welcher Wert aber mit Rücksicht auf den schnellen Gang der Maschine auf

$$c = 6 \text{ mm}$$

erhöht werden soll.

Nun ergibt sich die innere Überdeckung

$$i = c + d = 6 + 3 = 9 \text{ mm,}$$

die Stegdicke

$$b = 0,3a + 10 = 0,3 \cdot 24 + 10 = \sim 18 \text{ mm.}$$

Arbeitet weiter die Maschine mit Auspuff, so ist eine äussere Überdeckung:

$$e = 0,7a + 0,6d = 0,7 \cdot 24 + 0,6 \cdot 3 = \sim 19 \text{ mm,}$$

sowie eine Weite des Durchlasskanales

$$a_1 = 0,8a \text{ bis } 0,85a = 0,8 \cdot 24 \text{ bis } 0,85 \cdot 24 \\ = 19,2 \text{ bis } 20,4 = \sim 20 \text{ mm}$$

zu empfehlen.



Die Excentricität schliesslich hat

$$r = a_1 + e = 20 + 19 = 39 \text{ mm},$$

der Voreilwinkel bei einem Voröffnen für den eintretenden Dampf von

$$v_e = \frac{1}{4} a \text{ bis } \frac{1}{3} a = \frac{1}{4} 24 \text{ bis } \frac{1}{3} 24 = 6 \text{ bis } 8 \text{ mm},$$

oder im Mittel von

$$v_e = 7 \text{ mm},$$

gemäss der Gleichung

nicht mehr fest, sondern muss beweglich auf der Kurbelwelle angeordnet und vom Regulator in einer dem jeweiligen Belastungszustande der Maschine entsprechenden Lage festgehalten werden. Die Linie, auf welcher der Mittelpunkt des treibenden Excenters durch den Regulator verschoben werden kann, heisst die Centralkurve. Sie ist gewöhnlich eine gerade Linie oder ein Kreisbogen.

Um die Änderungen, welchen die Dampfverteilung

Fig. 106 a.

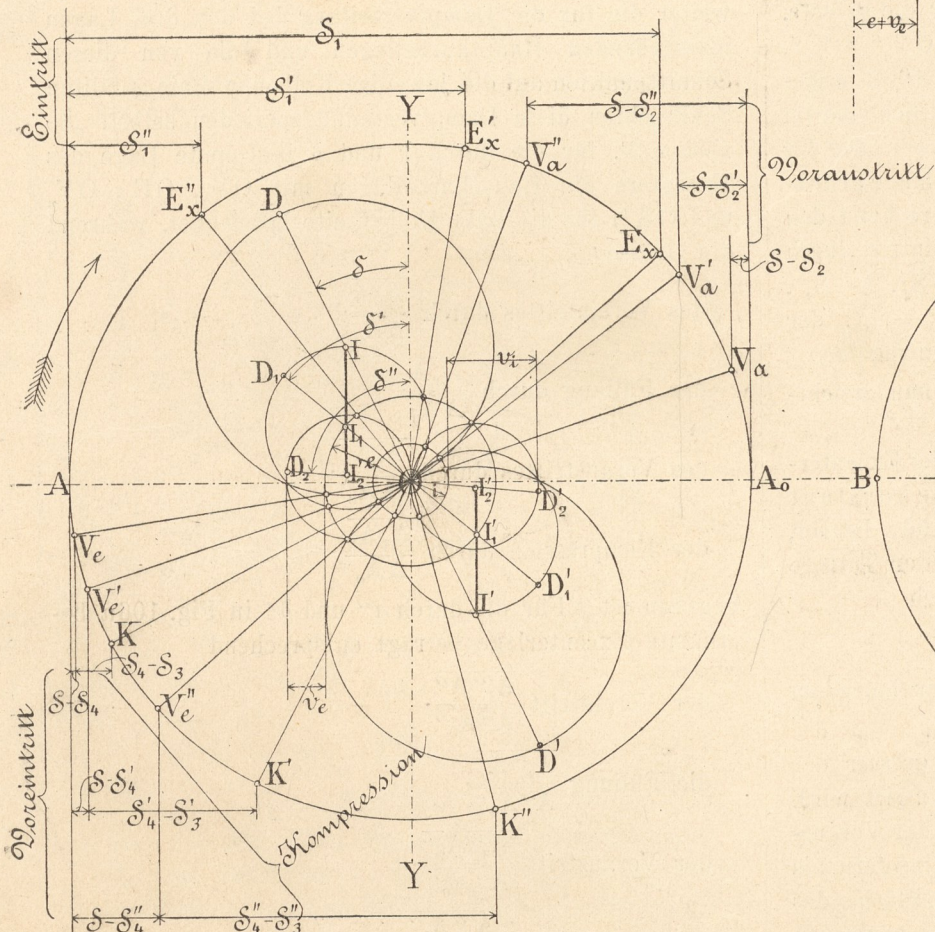
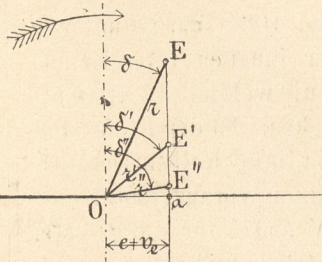


Fig. 106 b.

$$\sin \delta = \frac{e + v_e}{r} = \frac{19 + 7}{39} = 0,666,$$

$$\delta = \sim 42^\circ$$

zu betragen.

### § 36.

#### Flach-, Kolben- und Drehschieber mit veränderlicher Füllung.

Der Flach-, Kolben-, Drehschieber lässt eine in genügend weiten Grenzen veränderliche Füllung zu, sobald die Excentricität und der Voreilwinkel des treibenden Excenters verändert werden kann. Das letztere darf dann

in beiden Fällen bei einer Verschiebung des Excenters unterworfen ist, allgemein verfolgen zu können, ist in Fig. 106 a des Textes eine gerade Linie als Centralkurve angenommen und die Excenterkurbel in drei verschiedenen Lagen des Excenters angedeutet worden. Der höchsten Lage des letzteren bei der linken Totlage der Hauptkurbel entspricht die Excentricität  $r = OE$  und der Voreilwinkel  $\delta$ , der mittleren  $r' = OE'$  und  $\delta'$ , und der tiefsten  $r'' = OE''$  und  $\delta''$ . In Fig. 106 b sind weiter die diesen drei Lagen entsprechenden Zeunerschen Schieber-Diagramme gezeichnet. Man erhält dieselben in der bekannten Weise einfach dadurch, dass man ent-



gegen zur Drehrichtung der Maschine von der Vertikalen Y—Y aus die einzelnen Voreinwinkel  $\delta$ ,  $\delta'$  und  $\delta''$  anträgt und über einer Länge  $r$ ,  $r'$  bzw.  $r''$  der neuen Schenkel als Durchmesser Kreise schlägt. Die Schieberkreise über  $\overline{OD}$  und  $\overline{OD'}$  entsprechen der grössten Excenterkurbel in Fig. 106a, diejenigen über  $\overline{OD_1}$  und  $\overline{OD_1'}$  der mittleren und diejenigen über  $\overline{OD_2}$  und  $\overline{OD_2'}$  der kleinsten, und zwar sind alle Excentricitäten in doppelter Grösse aufgetragen worden, so dass die Verbindungslinien  $I_1 I_2$  bzw.  $I_1' I_2'$  der Mittelpunkte der Schieberkreise auf jeder Seite wieder die Centralkurve ergeben. Schlägt man dann im Diagramm der Fig. 106b um O mit der äusseren Überdeckung  $e$  und der inneren  $i$  Kreise, so lassen sich die Hauptkurbellagen, welche die Dampfverteilungsperioden bestimmen, ziehen. In der Figur sind diese Hauptkurbellagen nur für die linke Kolben(Deckel)seite, die bekannte Maschinenanordnung vorausgesetzt, eingetragen und mit  $OV_e$ ,  $OE_x$ ,  $OV_a$ ,  $OK$  für die grösste,  $OV_e'$ ,  $OE_x'$ ,  $OV_a'$ ,  $OK'$  für die mittlere und  $OV_e''$ ,  $OE_x''$ ,  $OV_a''$ ,  $OK''$  für die kleinste der in Fig. 106a ange deuteten Excentricitäten bezeichnet. Schliesslich sind im Diagramm der Fig. 106b die Dampfverteilungsperioden der linken Kolben(Deckel)seite für eine unendlich lange Schubstange herausgezogen, und ist, wieder entsprechend den drei Grössen der Excenterkurbel, der Dampftritt durch  $S_1$ ,  $S_1'$ ,  $S_1''$ , der Voraustritt durch  $S_2$ ,  $S_2'$ ,  $S_2''$ , die Kompression mit  $S_3$ ,  $S_3'$ ,  $S_3''$ , der Voreintritt durch  $S_4$ ,  $S_4'$ ,  $S_4''$  angegeben.

Aus dem Diagramm der Fig. 106b ist nun ersichtlich, dass

1. das Voröffnen  $v_e$  und  $v_i$  für jede Grösse der Excenterkurbel bei einer geraden Linie als Centralkurve konstant bleibt. Es geht dies auch schon aus Fig. 106a hervor, da hier die Ausweichung des Schiebers bei der Totlage der Hauptkurbel stets dieselbe bleibt, nämlich

$$\overline{Oa} = e + v_e;$$

2. mit abnehmender Excentricität und zunehmendem Voreilwinkel die Füllung kleiner wird;

3. je kleiner die Füllung ist, um so grösser der Voraustritt, die Kompression und der Voreintritt wird. Der Umstand, dass mit abnehmender Füllung der Voraustritt und die Kompression zunehmen, kann insofern als Vorteil angesehen werden, als dadurch die Fläche des Indikator-Diagrammes sowohl von oben, als auch von unten, die Leistung der Maschine also sowohl durch die eine, als auch durch die andere Periode verringert wird, die Regulierfähigkeit dieser Steuerung somit gross ist. Der weitere Umstand, dass mit zunehmender Kompression der Voreintritt zunimmt, wirkt auch günstig, da hierdurch einer zu hohen Kompressionsendspannung bzw. einem Anwachsen derselben über die Eintrittsspannung hinaus vorgebeugt wird.

In Fig. 106c des Textes ist ferner das Müllersche Diagramm für die in Fig. 106a ange deuteten drei Excentricitäten und Voreilwinkel angegeben. Man hat hier von der Vertikalen Y—Y aus im Drehungssinne der Maschine die Winkel  $\delta$ ,  $\delta'$  und  $\delta''$  anzutragen und die neuen Schenkel

als Hublinien für die Kolbenbewegung, die Horizontale durch O aber in jedem Falle als Hublinie für die Schieberbewegung anzusehen. Der mit der jeweiligen Excentricität  $r$ ,  $r'$  bzw.  $r''$  als Radius geschlagene Kreis stellt dann sowohl den Hauptkurbel-, als auch den Excenterkurbelkreis dar. Steht somit die Excenterkurbel bei der linken Totlage der Hauptkurbel nach Fig. 106a unter dem Winkel  $\delta$  zur Vertikalen, so entspricht  $\overline{AA_0}$  dem Kolben-,  $\overline{BB_0}$  dem Schieberhube, für den Voreilwinkel  $\delta'$  ist dies mit  $\overline{A'A_0'}$  bzw.  $\overline{B'B_0'}$  und für den Voreilwinkel  $\delta''$  mit  $\overline{A''A_0''}$  bzw.  $\overline{B''B_0''}$  der Fall. In Fig. 106c sind die Excentricitäten  $r$ ,  $r'$  und  $r''$  doppelt so gross wie in Fig. 106a aufgetragen worden, und  $\overline{AA'A''}$  bzw.  $\overline{A_0A_0'A_0''}$  stellen somit zwei zur Centralkurve parallele Linien dar.

Die Schnittpunkte der im Abstände  $e$  bzw.  $i$  von Y—Y gezogenen Vertikalen mit den drei Kreisen liefern weiter die für die Dampfverteilung bei den drei Lagen massgebenden Hauptkurbellagen und die von diesen Schnittpunkten auf die jeweilige Kolbenhublinie gefällten Senkrechten diese Dampfverteilungsperioden selbst. So sind z. B. für die durch  $r$  und  $\delta$  bestimmte Lage des Excenters die Hauptkurbellagen mit  $OV_e$ ,  $OE_x$ ,  $OV_a$  und  $OK$ <sup>1)</sup> für die linke Kolbenseite bezeichnet, während die Grösse

$$\text{des Voreintrittes durch } \frac{\overline{A_1 A}}{\overline{A A_0}},$$

$$\text{der Füllung durch } \frac{\overline{A_2 A}}{\overline{A A_0}},$$

$$\text{des Voraustrittes durch } \frac{\overline{A_3 A_0}}{\overline{A A_0}},$$

$$\text{der Kompression durch } \frac{\overline{A_4 A_1}}{\overline{A A_0}},$$

gegeben ist. Für die durch  $r''$  und  $\delta''$  in Fig. 106a bestimmte Excenterlage beträgt entsprechend

$$\text{der Voreintritt } \frac{\overline{A_1'' A''}}{\overline{A'' A_0''}},$$

$$\text{die Füllung } \frac{\overline{A_2'' A''}}{\overline{A'' A_0''}},$$

$$\text{der Voraustritt } \frac{\overline{A_3'' A_0''}}{\overline{A'' A_0''}},$$

$$\text{der Kompression } \frac{\overline{A_4'' A_1''}}{\overline{A'' A_0''}}.$$

Die Änderungen in der Dampfverteilung, welche beim Verschieben des Excenters eintreten, sind aber aus dem Müllerschen Diagramme nicht so deutlich zu ersehen wie aus dem Zeunerschen.

In Fig. 107a des Textes ist weiter ein Kreisbogen als Centralkurve angenommen worden. Fig. 107b giebt das zugehörige Zeunersche, Fig. 107c das Müllersche Schieber-Diagramm. In die sämtlichen Figuren sind genau dieselben Bezeichnungen wie in Fig. 106a bis c eingetragen. Die innere Überdeckung  $i$  ist aber hier

1) Diese Lagen sind in der Figur der Deutlichkeit wegen nicht gezogen.



negativ angenommen und deshalb der mit ihr geschlagene Kreis um O in Fig. 107b bzw. die in ihrem Abstande von Y — Y gezogene Vertikale in Fig. 107c auf dieselbe Seite wie der e-Kreis bzw. die e-Vertikale gelegt worden.

Fig. 107a.

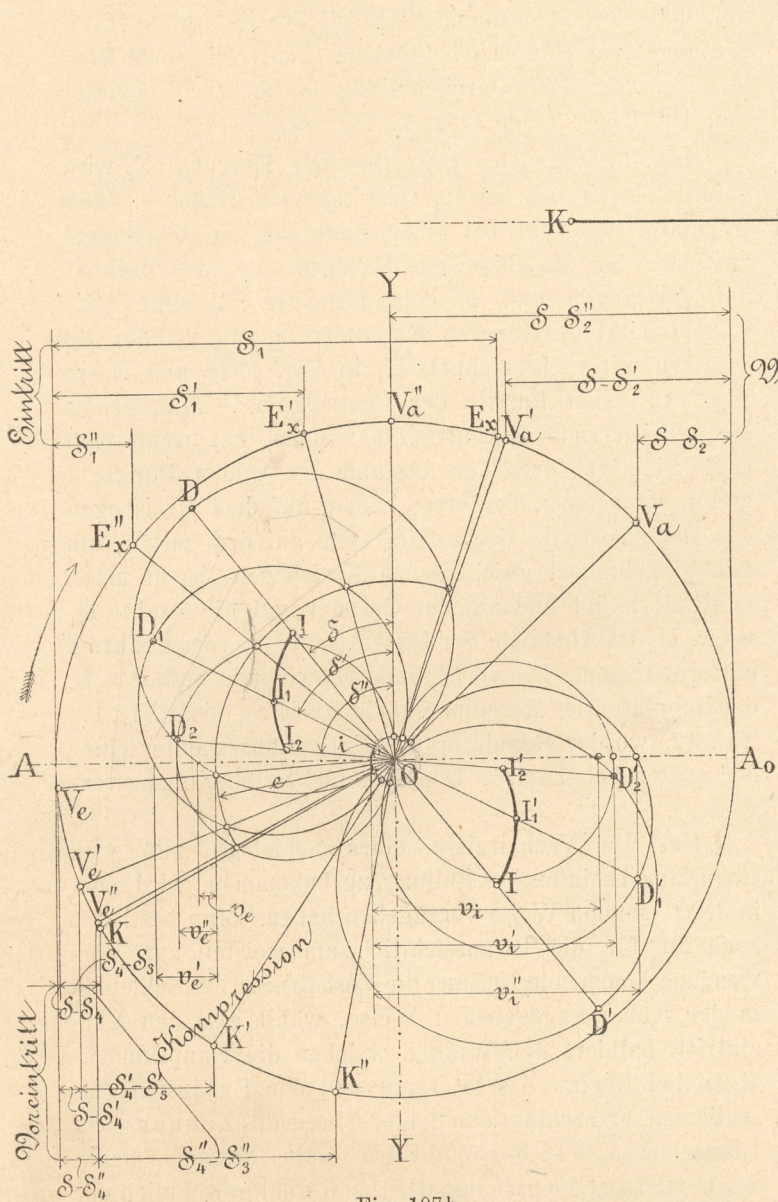


Fig. 107b.

Aus den Fig. 107a bis c erkennt man nun, dass

1. das Voröffnen  $v_e$  bzw.  $v_i$  für die einzelnen Excentricitäten und Voreilwinkel verschieden ausfällt, und zwar um so mehr, je kleiner der Radius der Central-kurve ist und je mehr eine durch die Endpunkte I und  $I_2$  gelegte Gerade von der Senkrechten zur Hauptkurbel abweicht. Während man nun früher ein konstantes Voröffnen als unbedingt erforderlich erachtete, weisen die jetzt gebräuchlichen Ausführungen der vorliegenden Steuerungen und zugehörigen Regulatoren meist eine Veränderlichkeit im Voröffnen bei den verschiedenen Grössen der Excenterkurbel auf. Jedenfalls wird es aber im letzteren Falle zweckmässig sein, diese Veränderlichkeit im Voröffnen in genügend engen Grenzen zu halten, also möglichst flache Kreisbögen, deren Endpunkte  $I$   $I_2$  eine möglichst senkrechte Gerade zur Hauptkurbel ergeben, als Centralkurven zu verwenden;

2. die Füllung um so grösser wird, je grösser die Excentricität und je kleiner der Voreilwinkel ist; *neil*
3. mit abnehmender Füllung die Kompression und der Voraustritt zunehmen, also auch hier eine Ver-

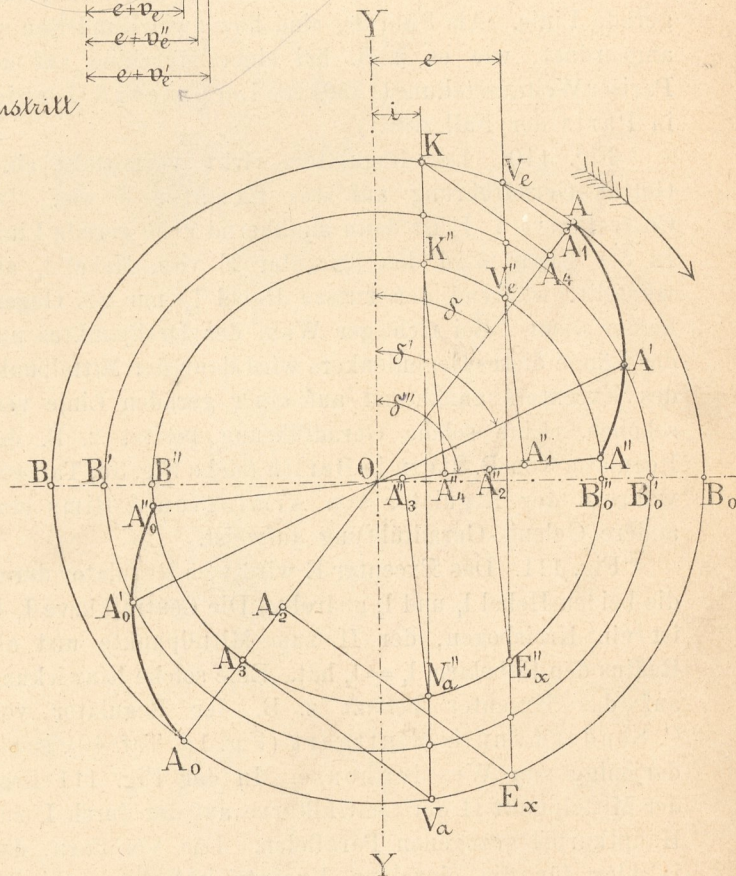
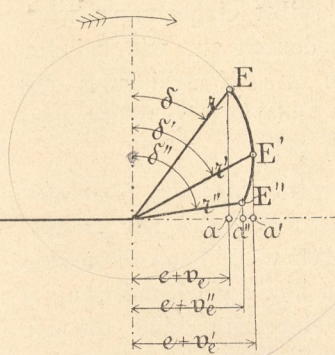


Fig. 107c.

kleinerung des Indikator-Diagrammes sowohl von unten, als auch von oben stattfindet, was ja im Interesse der Regulierung der Maschine günstig ist. Was den Voreintritt anbelangt, so ist dessen Veränderlichkeit für die einzelnen Excentricitäten und Voreilwinkel von dem Verlauf der Centralkurve in Bezug auf den Mittelpunkt O und auf den e-Kreis abhängig. Im vorliegenden Fall fällt z. B. der grösste Voreintritt ungefähr mit der kleinsten Füllung und der kleinste Voreintritt mit der grössten Füllung zusammen. Das erstere ist insofern vorteilhaft, als dann bei der sehr grossen Kompression, welche die kleinste Füllung mit sich bringt, einem allzuhohen Anwachsen der Kompressionsendspannung vorgebeugt wird, das letztere kann bis zu einem gewissen Grade in der Weise ausgeglichen werden, dass man den Schieber bei der grössten Füllung in der Totlage der Hauptkurbel genügend weit öffnen lässt, also die Grösse  $v_e$  hinreichend bemisst.



Zum Verständnis der späteren Beispiele wird es gut sein, auf die Art und Weise, wie in der Hauptsache die Verstellung des Excenters durch den Regulator erfolgt, hinzuweisen, wenn auch erst im VI. Abschnitte auf die Konstruktion der verschiedenen Regulatoren, wie sie hier zur Anwendung kommen, selbst eingegangen wird. Fig. 108 bis 112<sup>1)</sup> des Textes deuten an, wie bei den gebräuchlicheren Ausführungen die Verschiebung des steuernden Excenters bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine vor sich geht.

Fig. 108. Das Excenter E wird durch den Regulator in einer genauen Geradföhrung senkrecht zur Hauptkurbel verschoben. Die Centralkurve  $I_1 I_3$  ist dann eine gerade Linie. Als Föhrung sind hier zwei Rundeisen s s angeordnet, wie es z. B. bei einer Maschine auf der Pariser Weltausstellung (1889) von Lecouteux & Garnier in Paris der Fall war.<sup>2)</sup>

Fig. 110. Der Regulator wirkt vermittelt einer Gelenk-Geradföhrung auf das Excenter E ein. Die Centralkurve  $I_1 I_2$  ist dann annähernd eine gerade Linie. In der Figur wird das Excenter E vom Hebel  $l_1$  aus verstellt, während der untere Hebel  $l_2$  nur als Gegenlenker dient. Bei richtiger Wahl des Drehpunktes und der Länge dieses Gegenlenkers wird dann der Mittelpunkt des Excenters annähernd auf einer geraden Linie verschoben. Eine solche Geradföhrung besitzt z. B. der Regulator von B. Stein in Berlin (siehe Fig. 3a, Taf. 40), während der Regulator von Armington & Sims eine andere Gelenk-Geradföhrung aufweist.

Fig. 111. Das Excenter E wird vom Regulator durch die beiden Hebel  $l_1$  und  $l_2$  gedreht. Die Centralkurve  $I_1 I_3$  ist ein Kreisbogen, der II zum Mittelpunkte und als Radius den Hebelarm  $l_1 = l_2$  hat. Eine solche Einwirkung auf das Excenter besitzt z. B. der Regulator von C. Sondermann in Stuttgart (Fig. 1a, Taf. 40), sowie derjenige von Westinghouse. In der Fig. 111 liegt der Mittelpunkt II der Centralkurve auf der durch  $I_1$  zur Hauptkurbel gezogenen Parallelen. Das Voröffnen, das ja hier für die einzelnen Excentricitäten verschieden ausfällt, würde in engere Grenzen eingeschränkt werden, wenn die Verbindungsgerade der Endpunkte  $I_1$  und  $I_3$  nach dem Obigen senkrecht zur Hauptkurbel stünde, der Mittelpunkt II also auf einer durch die Mitte der Geraden  $I_1 I_3$  zur Hauptkurbel gezogenen Parallelen läge.

Fig. 109. Auf der Kurbelwelle ist ein Excenter  $E_1$  festgekeilt, und auf diesem kann vom Regulator das steuernde Excenter  $E_2$  gedreht werden. Die Centralkurve  $II_1 II_3$  ist ein Kreisbogen, welcher die Mitte I des festen Excenters  $E_1$  zum Mittelpunkte und die Excentricität  $r_1$  des drehbaren Excenters  $E_2$  zum Radius hat. Als resultierende Excentricität  $r$  beim Voreilwinkel  $\delta$  bzw.  $r''$  bei demjenigen  $\delta''$  gilt immer die dritte Seite des aus der Excentricität  $r_0$  des festen Excenters und

der jeweiligen Lage von  $r_1$  gebildeten Dreiecks. Bei derselben Excentricität  $r_1$  fällt das Voröffnen wieder für die einzelnen Einstelllagen des steuernden Excenters  $E_2$  um so weniger verschieden aus, je weniger der Winkel, den die Gerade  $II_1 II_3$  mit der Hauptkurbel einschliesst, von  $90^\circ$  abweicht; wenn möglich, soll also die Gerade  $II_1 II_3$  senkrecht zur Hauptkurbel stehen. Die vorliegende Konstruktion der Excentereinstellung besitzt der Regulator von Dr. Pröll (siehe Fig. 2, Taf. 41).

Fig. 112a und b. Das steuernde Excenter  $E_2$  wird geföhrte durch den um  $b_1$  schwingenden Hebel  $l_2$ . Der Regulator verdreht bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine ein Excenter  $E_1$ , das drehbar auf der Welle und in dem Excenter  $E_2$  sitzt. Die Excentricität des inneren Excenters ist mit  $r_0$ , die des äusseren mit  $r_1$  bezeichnet,  $II_1$  in Fig. 112a und  $II_3$  in Fig. 112b sind Punkte der Centralkurve. Man erhält die resultierende Excentricität  $r$  bzw.  $r''$ , wenn man berücksichtigt, dass der Abstand der beiden Punkte I und y, von denen der erste immer auf dem Kreisbogen des Hebelarmes  $l_2$ , der zweite stets auf dem mit  $r_0$  um das Wellenmittel geschlagenen Kreisbogen liegen muss, konstant bleibt und auf der Geraden y I die Punkte  $II_1$  bzw.  $II_3$  im Abstände der Excentricität  $r_1$  vom Punkte I entfernt liegen. Die vorliegende Einwirkung besitzt z. B. der Regulator der Maschinenfabrik Örlikon (siehe Fig. 1a, Taf. 42, wo der Regulator das Expansionsexcenter einer der später behandelten Doppel-Schiebersteuerungen verstellt).

Um die Verhältnisse eines Schiebers mit vom Regulator beeinflusster Füllung zu bekommen, wird man in der folgenden Weise vorzugehen haben. Man bestimmt zunächst für die voraussichtlich am meisten zur Verwendung kommende Füllung die Verhältnisse des Schiebers in der früher angegebenen Weise, wählt also den Voreintritt, halbiert den Winkel, welchen die Hauptkurbelagen bei Beginn des letzteren und der Expansion einschliessen, und schlägt den Schieberkreis des Zeunerschen Diagrammes. Bei der Wahl des Radius desselben bzw. der mittleren Excentricität wird man wohl gewöhnlich der Forderung genügen, dass der Schieber bei dieser meistbenutzten Füllung in seiner Totlage den Einlasskanal ganz oder nahezu ganz öffnet, also die Gleichungen 145a bzw. 150a zur Bestimmung der erwähnten Excentricität verwenden, wenn die letztere nicht durch einfaches Probieren für die angegebene Bedingung aufgesucht wird. Der Mittelpunkt des geschlagenen Schieberkreises, dessen Schnittpunkte mit den vorhin erwähnten Hauptkurbellagen die äussere Überdeckung des Schiebers liefern, ist dann ein Punkt der Centralkurve. Diese ist nun selbst versuchsweise anzunehmen, und zwar je nach der Einwirkung des zu verwendenden Regulators als gerade Linie oder Kreisbogen. Für die zu gebende grösste und kleinste, wie überhaupt für jede beliebige Füllung lassen sich dann leicht die zugehörigen Schieberkreise zeichnen, wenn man bedenkt, dass die Mittelpunkte dieser Kreise auf der Centralkurve liegen und jeder von ihnen sowohl durch den Mittelpunkt O, als

1) Die Endpunkte der Centralkurve sind hier nicht wie in Fig. 106 und 107, sondern wie auf den angeführten Tafeln bezeichnet.

2) Siehe „Salomon, Die Dampfmaschinen der Pariser Weltausstellung (1889)“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890.



auch durch den Schnittpunkt des e-Kreises mit der Hauptkurbellage, bei welcher für die betreffende Füllung die Expansion beginnt, gehen muss. An Hand der einzelnen Schieberkreise kann man weiter die Grösse des Voröffnens, des Voreintrittes und die Eröffnung des Einlasskanales für die einzelnen Füllungen verfolgen. Sind alle diese Grössen geprüft und als passend befunden worden, so kann die gewählte Centralkurve beibehalten werden; ist das nicht der Fall, so wird man jetzt leicht eine neue Centralkurve wählen können, welche eine in dem gewünschten Sinne bessere Dampfverteilung ergibt.

weiter absteht. Die Einstellung auf genau gleiche Füllung für beide Kolbenseiten kann nur bei einem einzigen Füllungsgrad  $\epsilon$  wirkt werden, und als solchen wird man natürlich den am häufigsten vorkommenden wählen. Gewöhnlich geschieht aber bei den vorliegenden Steuerungen eine solche Einstellung auf annähernd oder genau gleiche Füllung in der Praxis nicht, da dann auch das Voröffnen für den Dampftritt auf beiden Kolbenseiten verschieden ausfällt. Dagegen sucht man in der Praxis vielfach annähernd gleiche Kompressionen auf beiden Kolbenseiten durch ungleiche innere Überdeckungen zu erzielen.

Fig. 108.

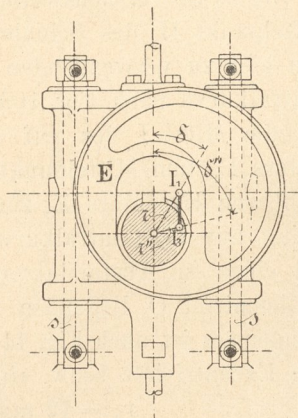


Fig. 112a.

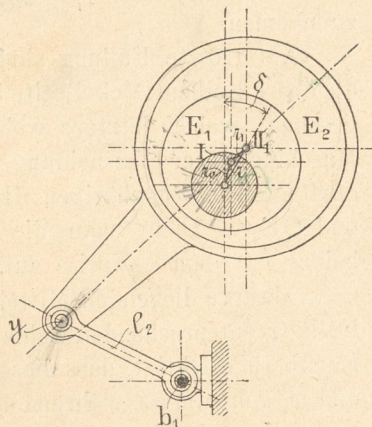


Fig. 109.

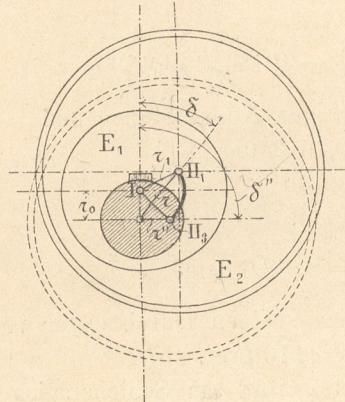


Fig. 112b.

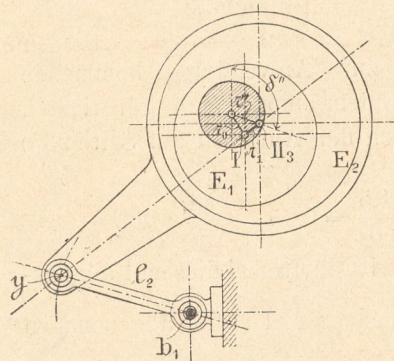
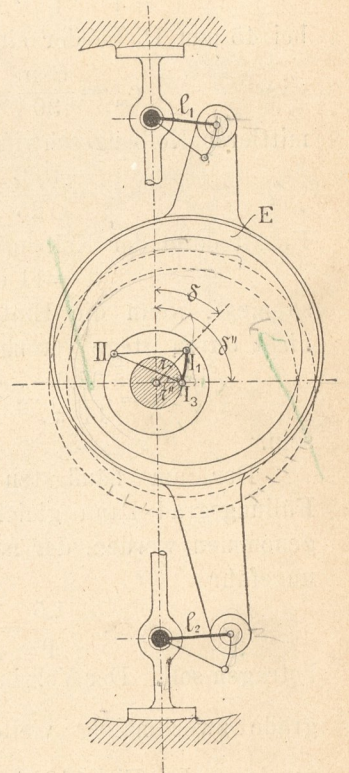


Fig. 111.



Stets ist aber bei der Wahl der Centralkurve und deren Grösse die zu verwendende Regulatorkonstruktion mit in Rücksicht zu ziehen.

Die innere Überdeckung des Schiebers bemisst man am besten so, dass bei der kleinsten Füllung, wo die Kompression am grössten ausfällt, die Kompressionsendspannung noch entsprechend weit unter der Dampf-eintrittsspannung bleibt. In den meisten Fällen wird das letztere nur durch ganz geringe positive oder sogar negative innere Überdeckungen zu erreichen sein.

Will man auch hier den Schieber auf annähernd gleiche Füllungen für beide Kolbenseiten einstellen, so hat man die Grösse der nun verschieden grossen äusseren Überdeckungen dem Diagramme zu entnehmen und den bezüglich der äusseren Überdeckungen symmetrisch zu seiner Mitte gestalteten Schieber um eine Ebene schwingen zu lassen, welche von der Spiegelmitte um die halbe Differenz der dem Diagramm entnommenen äusseren Überdeckungen

Will man das Müllersche Schieber-Diagramm zur Bestimmung der Verhältnisse der vorliegenden Steuerungen benutzen, so wird man zunächst mit Hilfe des Reuleauxschen Diagrammes in der früher angegebenen Weise für den am meisten vorkommenden Füllungsgrad und einen hierzu gewählten Voreintritt den Voreilwinkel, die Excentricität und die äussere Überdeckung ermitteln. Mit diesen Grössen lässt sich dann das Müllersche Diagramm für den erwähnten Füllungsgrad, sowie bei einer gewählten Centralkurve auch für die übrigen Füllungsgrade zeichnen (siehe Fig. 106c des Textes). Entspricht die Dampfverteilung, welche sich nun für die einzelnen Voreilwinkel und Excentricitäten ergibt, den gestellten Anforderungen, so kann die gewählte Centralkurve beibehalten, sonst aber leicht in besserem Sinne neu gewählt werden. Die innere Überdeckung wird wieder mit Rücksicht auf die Endspannung der grössten Kompression, die bei der kleinsten Füllung auftritt, gewählt.



### Beispiele.

1. Für einen stehenden Schnellläufer von 250 mm Cylinderbohrung, 250 mm Hub und 240 Umdrehungen in der Minute sind die Verhältnisse eines Kolbenschiebers mit Trickschem Zwischenkanal und vom Regulator beeinflusster Füllung zu bestimmen. Als Regulator soll derjenige von Dr. Pröll zur Verwendung kommen. Der Dampf tritt mit 6 Atm absolut in den Cylinder ein.

Bestimmt man den Querschnitt der Einlasskanäle gemäss Gleichung 126 zu

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{25},$$

so ergibt sich mit

$$O = 25^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 4,5^2 \frac{\pi}{4} = 491 - 8 = 483 \text{ qcm}$$

bei 45 mm Dicke der einseitigen Kolbenstange und

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,25 \cdot 240}{30} = 2 \text{ m}$$

mittlerer Kolbengeschwindigkeit

$$f_k = \frac{483 \cdot 2}{25} = \sim 38,6 \text{ qcm.}$$

Erhält dann der Kolbenschieber einen Durchmesser von

$$d = 11 \text{ cm} = \mathbf{110 \text{ mm}},$$

so muss, wenn die Eintrittskanäle am Schieberspiegel nicht durch Stege verengt werden, die Kanalweite

$$a = \frac{38,6}{11 \cdot \pi} = \sim 1,1 \text{ cm} = \mathbf{11 \text{ mm}}$$

sein.

Der am häufigsten zur Anwendung kommende Füllungsgrad kann gleich dem ökonomisch günstigsten genommen werden, der nach den Angaben auf Seite 93<sup>1)</sup> ungefähr

$$\frac{1,5}{p} = \frac{1,5}{6} = 0,25$$

betragen soll. Der Voreintritt dürfte bei diesem Füllungsgrade zweckmässig vielleicht zu  $1 \frac{1}{2} \%$  angenommen werden.

In Fig. 113b des Textes ist der reduzierte Hauptkurbelkreis mit 50 mm Radius geschlagen und sind die den angegebenen Perioden entsprechenden Hauptkurbellagen  $OE_x'$  und  $OV_e'$  aufgesucht worden. Die Halbierungslinie des Winkels  $E_x'OV_e'$  liefert dann mit der Vertikalen Y—Y für den vorliegenden Füllungsgrad den erforderlichen Voreilwinkel, nämlich

$$\delta' = 67^\circ.$$

Die Excentricität  $r'$  ist ferner so gewählt worden, dass der Schieber in seinen Totlagen den Kanal um 10,3 mm, also fast ganz öffnet. Setzt man diesen Wert von 10,3 für  $a$  in die Gleichung 150a ein, so erhält man, da nach der Figur der Winkel  $V_e'OD_1 = \varphi = 37^\circ$  ist,

$$r' = \frac{\frac{1}{2} 10,3}{1 - \cos 37^\circ} = \sim 25,65 \text{ mm},$$

was ebenso schnell durch Probieren und Schlagen einiger Versuchskreise gefunden worden wäre. Die Hauptkurbel-

lage  $OE_x'$  schneidet in der Figur auf dem mit 25,65 mm in doppelter Grösse als Durchmesser aufgetragenen Schieberkreise  $OD_1$  die äussere Überdeckung

$$e = 25,65 - \frac{1}{2} 10,3 = \mathbf{20,5 \text{ mm}}$$

ab. Das Voröffnen für den eintretenden Dampf beträgt weiter bei der vorliegenden Füllung

$$v_e' = \sim 6 \text{ mm.}$$

Unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge, die das 5fache des Kurbelradius ist, wird, wie in Fig. 113b eingetragen, die Füllung der oberen Kolben(Deckel)seite nicht 25, sondern 29%, die der unteren 21%.

Jetzt ist versuchsweise eine Centralkurve durch den Mittelpunkt  $II_2$  des Schieberkreises  $OD_1$  zu legen. Bei dem hier zu verwendenden Pröllschen Regulator ist die Centralkurve nach Fig. 109 des Textes ein Kreisbogen, der die Mitte I des auf der Welle festgekeilten Excenters  $E_1$  zum Mittelpunkte und die Excentricität des drehbaren Excenters  $E_2$  zum Radius hat. In Fig. 113b besitzt nun die Centralkurve einen Radius von 23,5 mm und einen im Abstände von 12 mm vertikal über dem Wellenmittel O liegenden Punkt I zum Mittelpunkte. Demgemäss ist nach Fig. 113c für das feste Excenter  $E_1$  eine Excentricität bzw. ein Voreilwinkel

$$r_0 = 12 \text{ mm}, \delta_0 = 90^\circ,$$

für das drehbare eine Excentricität

$$r_1 = 23,5 \text{ mm}$$

zu nehmen.

Als grösste Füllung sind im vorliegenden Falle für die obere Kolben(Deckel)seite 55%, als kleinste 3,6% vorgesehen, welch' letztere wohl gerade zum Leerlauf der Maschine unter Vermeidung des Durchgehens genügen dürfte. Die zugehörigen Hauptkurbellagen sind  $OE_x$  und  $OE_x''$ . Sucht man die Schnittpunkte  $m_1$  und  $m_2$  beider mit dem  $e$ -Kreise auf, so findet man den auf der Centralkurve liegenden Mittelpunkt  $II_1$  des der grössten Füllung entsprechenden Schieberkreises  $OD$  leicht, wenn man berücksichtigt, dass dieser Kreis durch die Punkte O und  $m_1$  gehen muss, während der ebenfalls auf der Centralkurve liegende Mittelpunkt  $II_2$  des zur kleinsten Füllung gehörigen Schieberkreises  $OD_2$  die Punkte O und  $m_2$  enthalten muss. Aus den neuen Schieberkreisen lässt sich jetzt das Voröffnen und der Voreintritt für die beiden Grenzfüllungen entnehmen. Es ist für die obere Kolben-

$$v_e = 3 \text{ mm} \text{ und } v_e'' = 1,5 \text{ mm},$$

während der Voreintritt bei der grössten Füllung 0,4%, bei der kleinsten 1,3% beträgt<sup>1)</sup>. Das Voröffnen schwankt für die drei angedeuteten Füllungen also zwischen 6 und 1,5 mm. Es würde noch weniger verschieden ausfallen, wenn die gerade Verbindungslinie der Endpunkte  $II_1$  und  $II_2$  senkrecht zu der Hauptkurbel stünde, bzw. der Punkt I auf einer zur Hauptkurbel parallelen Geraden durch die Mitte der Centralkurve läge. Hier aber ist I etwas höher gelegt, um das Voröffnen  $v_e$  für die grösste Füllung bei dem dann sehr kleinen Voreintritt genügend gross zu bekommen.

1) Bei der mittleren Füllung ist der Voreintritt infolge der endlichen Schubstangenlänge 1,8%.

1) Die dort angegebenen 3% Zuschlag für Maschinen ohne Dampfmanntel sind hier fortgelassen, weil die Maschine wohl auch für höhere Eintrittsspannungen benutzt werden soll.



Für die untere Kolben(Kurbel)seite sind die Grenzfüllungen, sowie die mit ihnen verbundenen Voreintritte in die Figur eingetragen.

angenommen. Da die höchste Kompression bei der kleinsten Füllung auftritt, so wurde in Fig. 113a der für diese Füllung erhaltene Voreintritt von 1,3 bzw. 1,1% vom

Fig. 113 a.

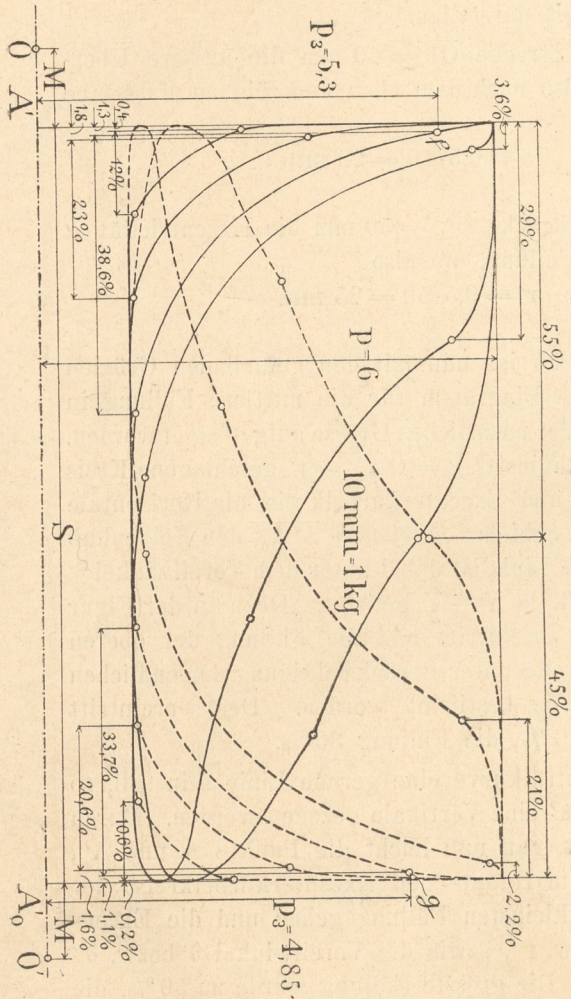
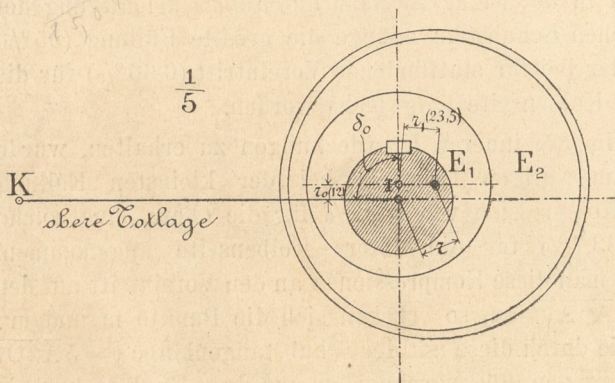


Fig. 113c.



Zur Bestimmung der inneren Überdeckungen wurde für die obere Kolbenseite die höchste Kompressionsendspannung zu  $p_3 = 5,3$ , für die untere zu  $p_3 = 4,85$  kg

Fig. 113b.

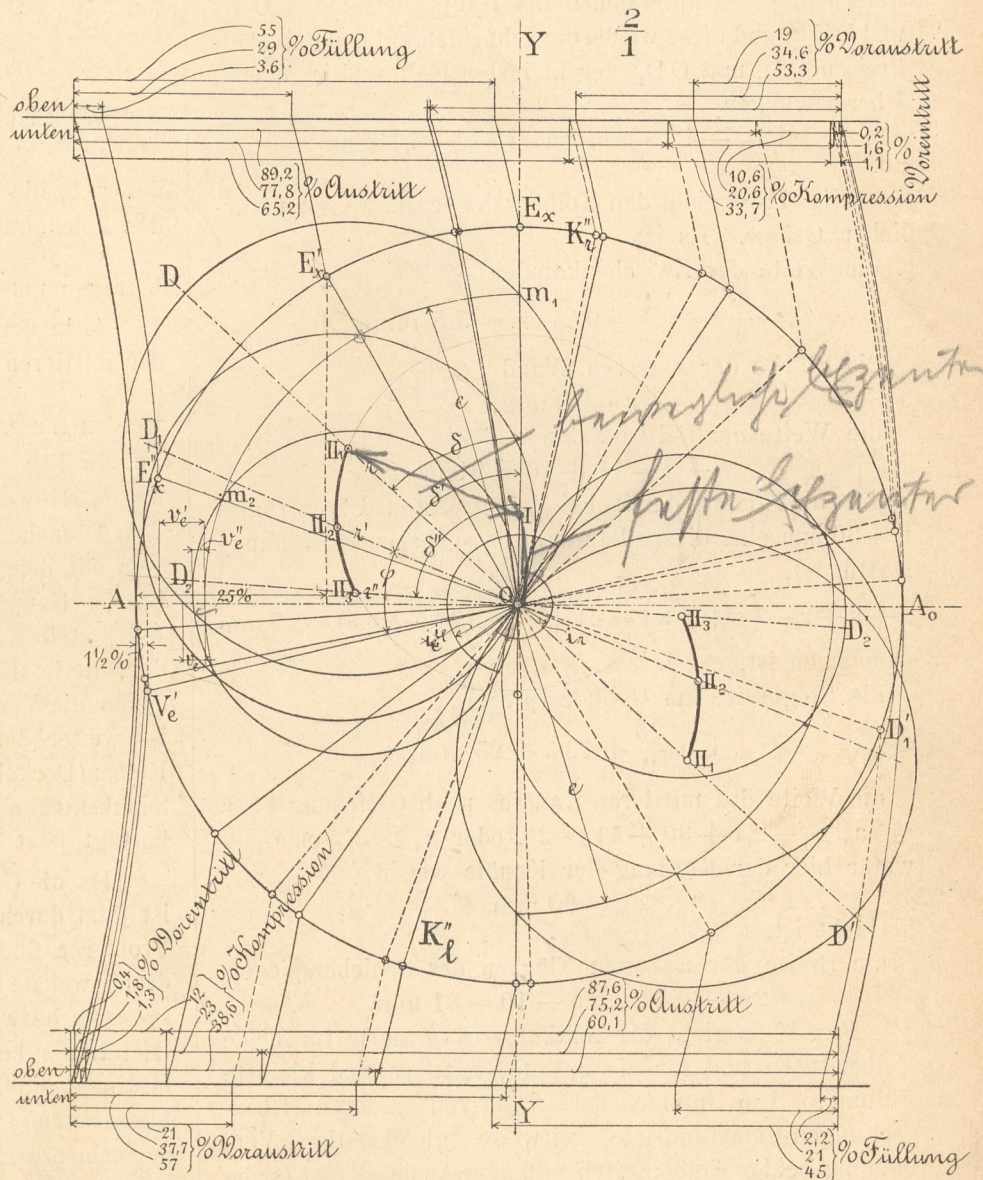
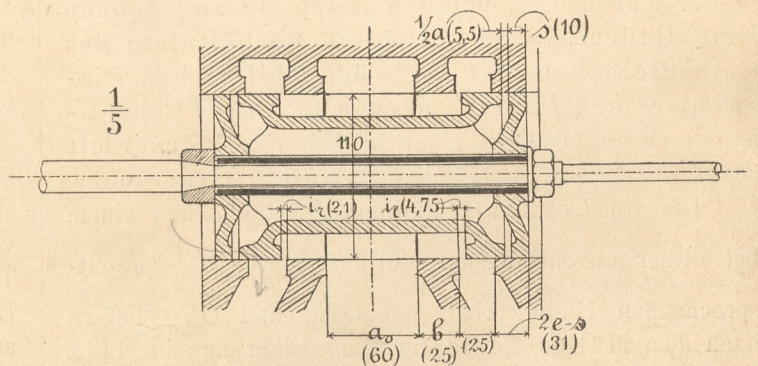


Fig. 113d.



Punkte A' bzw. A<sub>0</sub>' aus aufgetragen und in den erwähnten Ordinatenabständen von 53 bzw. 48,5 mm (10 mm = 1 kg) der Endpunkt f bzw. g der Kompression festgelegt. Durch



Rückwärtskonstruktion der Kompressionslinie bis auf eine Austrittsspannung  $p_e = 1,2$  Atm ergibt sich dann bei einem schädlichen Raume von 10% für die obere Kolbenseite eine grösste Kompression von 38,6, für die untere Kolbenseite von 33,7%. Nach Fig. 103b übertragen, liefern diese Kompressionen die Hauptkurbellagen  $OK_1''$  und  $OK_1'$ , und diese wiederum schneiden auf den Schieberkreisen  $OD_2$  und  $OD_2'$  der kleinsten Füllung die inneren Überdeckungen

$$i_1 = -4,75 \text{ mm und } i_r = -2,1 \text{ mm}$$

ab.

Fig. 113d giebt den Kolbenschieber in  $\frac{1}{5}$  der natürlichen Grösse. Es ist

die Weite des Zwischenkanales

$$\frac{1}{2} a = \frac{1,1}{2} = 0,55 \text{ cm} = 5,5 \text{ mm},$$

die Stärke der äusseren Wand

$$s = 10 \text{ mm},$$

die Weite der Seitenkanäle

$$a + s = 11 + 10 = 21 \text{ mm},$$

wofür aber hier, damit bei der grössten Excentricität  $r = 30$  mm eine dieser letzteren entsprechende Eröffnung stattfindet,

$$a + s + r - \left(e + \frac{1}{2} a\right) = 21 + 30 - (20,5 + 5,5) = 25 \text{ mm}$$

genommen ist,

die Stegbreite am Cylinderspiegel

$$b = \frac{25}{2} + 12,5 = 25 \text{ mm},$$

die Weite des mittleren Kanales nach Gleichung 148a

$$a_0 > -2,1 + 30 + 11 - 25, \text{ oder } a_0 > 13,5 \text{ mm},$$

wofür hier der Kürzung der Kanäle wegen

$$a_0 = 60 \text{ mm}$$

gemacht ist,

die Breite der äusseren Flächen des Schieberspiegels

$$2e - s = 2 \cdot 20,5 - 10 = 31 \text{ mm}.$$

Fig. 103a giebt die Indikator-Diagramme für beide Kolbenseiten und für die grösste, mittlere und kleinste Füllung. Die infolge der negativen inneren Überdeckungen stattfindende zeitweise gleichzeitige Verbindung beider Kolbenseiten mit dem Auslasskanal (siehe Seite 138 und 143) wurde bei der Konstruktion der Diagramme unberücksichtigt gelassen.

2. Für die im vorigen Beispiele angegebene Eincylindermaschine sind die Verhältnisse des Kolbenschiebers mit Hilfe des Müllerschen Diagrammes und für eine gerade Linie als Centralkurve zu bestimmen. Der Schieber soll ferner mit seinen inneren Kanten den Dampfeintritt steuern.

Die einer mittleren Füllung von 25% und einem bei dieser angenommenen Voreintritt von  $1\frac{1}{2}$ % entsprechenden Hauptkurbellagen  $OE_x'$  und  $OV_x'$  liefern nach dem Müller-Reuleauxschen Diagramm in (114a des Textes)

1. in der Halbierungslinie des Winkels  $V_x'OE_x'$  den Voreilwinkel  $\delta' = 67^\circ$  mit der Vertikalen  $Y-Y$ ,

2. in der Strecke  $Vk$  die der Eröffnung des Einlasskanales entsprechende Strecke. Soll die Eröffnung im

vorliegenden Falle bei der mittleren Füllung 10 mm betragen, so würde mit Rücksicht auf den Trickschen Zwischenkanal

$$\overline{Vk} \dots \frac{1}{2} 10 = 5 \text{ mm},$$

oder, da  $\overline{Vk}$  in der Zeichnung gleich 10 mm ist

$$1 \text{ mm der letzteren} \dots \frac{5}{10} = 0,5 \text{ mm}$$

der Wirklichkeit darstellen.

3. in der Strecke  $\overline{OK} = 40$  mm die äussere Überdeckung, die also nach dem eben angeführten Massstabe der Zeichnung

$$e = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ mm}$$

betragen muss,

4. in der Strecke  $\overline{OV} = 50$  mm die Excentricität  $r'$  der mittleren Füllung, die also

$$r' = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ mm}$$

werden muss.

In Fig. 114b ist nun mit den gefundenen Grössen das Müllersche Diagramm für die mittlere Füllung in dem 1,5fachen der natürlichen Grösse aufgetragen worden. Der mit dem Radius  $\overline{OA'} = \overline{OA_0'} = r'$  geschlagene Kreis ist der Haupt- und Excenterkurbelkreis, die Horizontale  $B'B_0'$  stellt den Schieber-, diejenige  $A'A_0'$  den Kolbenhub dar; die letztere Linie ist dabei unter dem Voreilwinkel  $\delta'$  gegen die Vertikale  $Y-Y$  geneigt. Oben in der Figur ist weiter der Voreintritt und die Füllung der oberen Kolben(Deckel)seite unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge bestimmt worden. Der Voreintritt beträgt jetzt 1,6%, die Füllung 30%.

Da die Centralkurve eine gerade Linie sein soll, so ist jetzt durch  $A'$  eine Vertikale gezogen worden. Durch Probieren findet man nun leicht die Punkte  $A$  und  $A''$ , durch welche die Haupt- und Excenterkurbelkreise der grössten bzw. kleinsten Füllung gehen und die Excentricitäten  $r$  bzw.  $r''$ , sowie die Voreilwinkel  $\delta$  bzw.  $\delta''$  bestimmt sind. Die grösste Füllung wurde zu 50%, die kleinste zu 4% bei unendlich langer Schubstange angenommen. Es ergibt sich

$$r = 30 \text{ mm}, r'' = 23 \text{ mm}, \\ \delta = 49^\circ, \delta'' = 95^\circ.$$

Unten in der Figur ist auch unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge die grösste Füllung (55%) und der bei ihr stattfindende Voreintritt (0,66%) für die obere Kolbenseite aufgesucht worden.

Um die inneren Überdeckungen zu erhalten, wurde wie im vorigen Beispiele bei der kleinsten Füllung eine Kompression von 38,6% für die obere, eine solche von 33,7% für die untere Kolbenseite angenommen. Trägt man diese Kompressionen an den Voreintritt auf der Linie  $A''A_0''$  an, so ergeben sich die Punkte  $m$  und  $m'$ , und die durch diese mit der Schubstangenlänge ( $= 5A''O$ ) geschlagenen Bögen schneiden auf dem Excenterkurbelkreise vom Radius  $r''$  die Punkte  $n$  und  $n'$  ab. Die durch diese gezogenen Vertikalen liefern von der Vertikalen  $Y-Y$  die horizontalen Abstände

$$i_1 = -7,3 \text{ mm}, i_r = -3,6 \text{ mm}$$



Fig. 114c giebt den Kolbenschieber in  $\frac{1}{5}$  der natürlichen Grösse. Es ist

die Weite des Zwischenkanales

$$\frac{1}{2} a = \frac{1}{2} 1,1 = 0,55 \text{ cm} = 5,5 \text{ mm},$$

die Weite der Seitenkanäle für  $s = 10 \text{ mm}$  wie im vorigen Beispiele

$$a + s + r - \left( e + \frac{1}{2} a \right) = 11 + 10 + 30 - (20 + 5,5) = \sim 26 \text{ mm},$$

Fig. 114a.

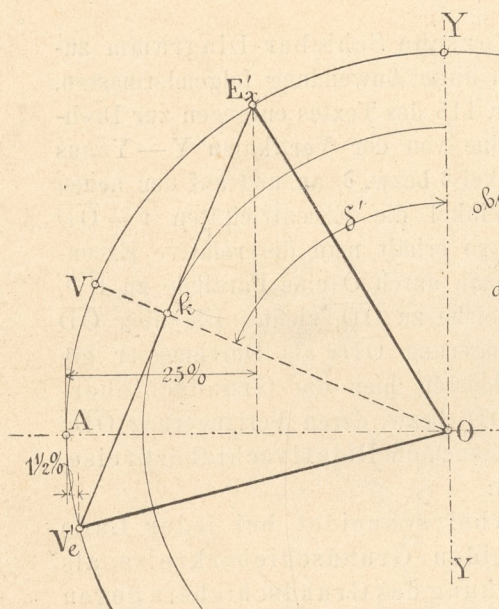
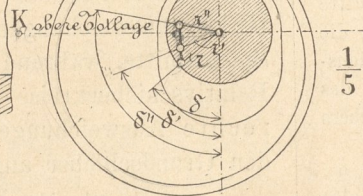
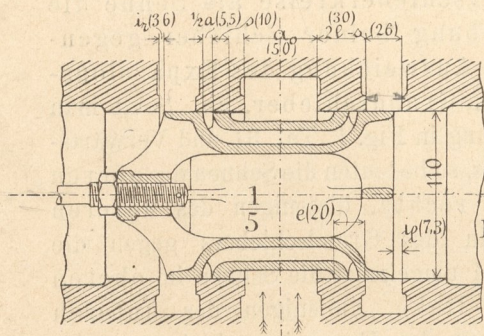


Fig. 114c.



die Breite der Schieberspiegel in der Mitte

$$2e - s = 2 \cdot 20 - 10 = 30 \text{ mm},$$

die Weite des mittleren Kanales nach Gleichung 148b

für  $b = 2e - s$  und mit  $\frac{a}{2}$  statt  $a$

$$a_0 > e + r + \frac{a}{2} - (2e - s), \quad a_0 > 20 + 30 + 5,5 - 30, \quad a_0 = 50 \text{ mm}.$$

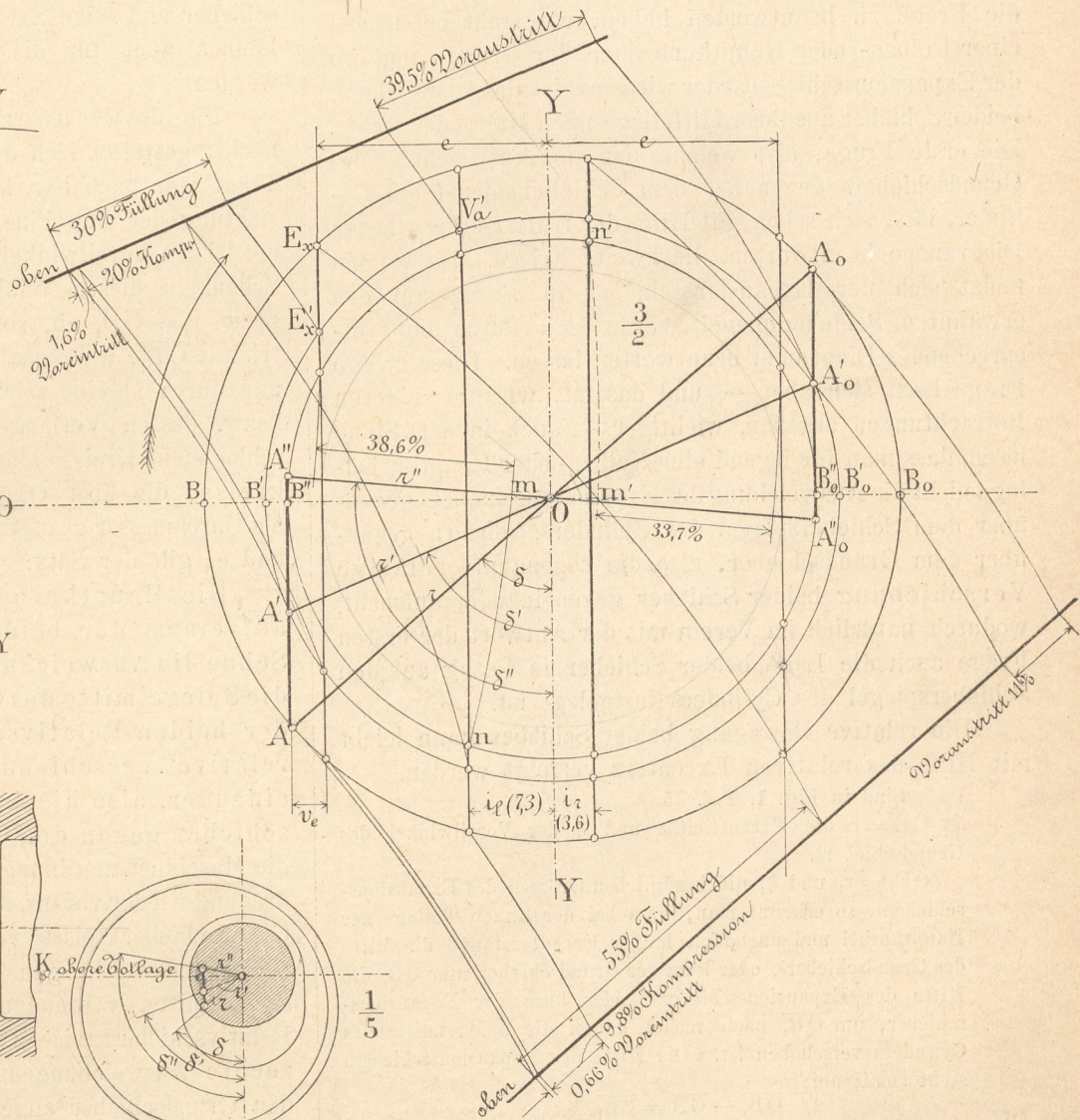
Das Excenter ist in Fig. 114d angedeutet. Dasselbe muss, da der Schieber mit seinen inneren Kanten den Dampfeintritt steuert, der Hauptkurbel unter einem Winkel  $90 - \delta$  ( $\delta'$  bzw.  $\delta''$ ) nacheilen (siehe Seite 139).

### § 37.

#### Das Diagramm der Doppel-Schiebersteuerungen.

Die Steuerungen mit nur einem einzigen Schieber haben den Nachteil, dass die einzelnen Dampfverteilungsperioden in ihrer Dauer voneinander abhängig sind. So lässt sich, wie die früheren Diagramme gezeigt haben, z. B. eine kleine Füllung mit einem Schieber nur durch eine hohe Kompression oder einen bedeutenden Dampf-voraus- und Dampfvereintritt erzielen, da immer der

Fig. 114b.



während der Expansion und der während der Kompression von der Hauptkurbel durchlaufene Winkel ( $E_x O V_a$  bzw.  $K O V_c$ ) einander gleich sein müssen. Viel besser sind in dieser Beziehung und eine viel freiere Wahl in der Dauer der Dampfverteilungsperioden gestatten die Doppel-Schiebersteuerungen, bei denen zwei Schieber vorhanden sind. Von ihnen wird der eine Schieber auf dem Cylinderspiegel, der andere auf dem ersten Schieber durch je ein Excenter von der Kurbelwelle aus verschoben. Der auf dem Cylinderspiegel sich bewegende Schieber, der sogenannte Grund- oder Verteilungsschieber



steuert den austretenden Dampf und wirkt auf den frischen Dampf nur insofern, als er diesen abwechselnd nach der einen und anderen Kolbenseite verteilt und für den richtigen Beginn des Voreintrittes sorgt. Der zweite Schieber, der sogenannte Expansionsschieber, dagegen bemisst die Dauer des eigentlichen Dampfeintrittes, die sogenannte Füllung, welche bei den Doppel-Schiebersteuerungen zudem leicht verändert und dem jeweiligen Belastungszustande der Maschine angepasst werden kann.

Um nun die durch eine Doppel-Schiebersteuerung bewirkte Dampfverteilung verfolgen zu können, wird man sich, ähnlich wie bei der einfachen Schiebersteuerung, die Frage zu beantworten haben, wo steht bei irgend einer Kolben- oder Hauptkurbellage der Grund-, und wo der Expansionsschieber, oder wie gross ist die Ausweichung beider Schieber aus ihrer Mittellage nach links oder rechts. Die erste Frage, also welches ist die Ausweichung des Grundschiebers gegenüber dem Schieberspiegel am Cylinder, lässt sich schon mit Hilfe der früher besprochenen Diagramme beantworten, die zweite Frage, also wo befindet sich der Expansionsschieber in Bezug auf den erwähnten Schieberspiegel würde sich durch ein entsprechendes Diagramm beantworten lassen. Diese zweite Frage lässt sich aber — und das ist, wie die späteren Betrachtungen ergeben, wichtiger — auch in dem Sinne lösen, dass man für irgend eine Kolben- oder Hauptkurbellage nicht die Ausweichung des Expansionsschiebers gegenüber dem Schieberspiegel des Cylinders, sondern gegenüber dem Grundschieber, also die sogenannte relative Verschiebung beider Schieber gegeneinander aufsucht, wodurch natürlich im Verein mit der Antwort der ersten Frage auch die Lage beider Schieber in Bezug auf den Schieberspiegel des Cylinders festgelegt ist.

Die relative Bewegung beider Schieber kann leicht mit Hilfe des relativen Excenters verfolgt werden.

Sind in Fig. 1, Taf. 35

$\overline{OE} = r$  die Excentricität und  $\delta$  der Voreilwinkel des Grundschiebers,

$\overline{OE}_1 = r_1$  und  $\delta_1$  die bezüglichen Grössen des Expansionsschiebers, so erkennt man, dass bei der linken Totlage der Hauptkurbel und unendlich langer Excenterstange die Mitte des Grundschiebers, oder kurz der Grundschieber, um  $\overline{OB}$ , die Mitte des Expansionsschiebers, oder kurz der Expansionsschieber, um  $\overline{OB}_1$  nach rechts gegen die Spiegelmitte des Cylinders verschoben ist. Die Mitte des Expansionsschiebers steht somit um

$$\overline{OB}_1 - \overline{OB} = \overline{BB}_1$$

nach rechts von der Mitte des Grundschiebers;  $\overline{BB}_1$  ist also die relative Verschiebung beider Schieber gegeneinander, wenn die Hauptkurbel in der linken Totlage steht. Konstruiert man nun das Parallelogramm  $\overline{OEE}_1E_1O$  aus den beiden Excentricitäten  $\overline{OE}$  und  $\overline{OE}_1$ , so ersieht man, dass die Projektion  $\overline{OB}_r$  von  $\overline{OE}_r$  auf die durch O gehende Horizontale gleich der relativen Verschiebung  $\overline{BB}_1$  sein muss.

Dreht sich die Hauptkurbel aus ihrer linken Totlage um den Winkel  $\omega$ , so kommen die Excenterkurbeln nach  $\overline{OE'}$  bzw.  $\overline{OE'_1}$ , und die relative Verschiebung beider Schieber gegeneinander ist  $\overline{CC}_1$ . Vervollständigt man auch für diese Lagen der Excentricitäten das Parallelogramm  $\overline{OE'E'_1E'_1O}$ , so ist wieder die Projektion  $\overline{OC}_r$  von  $\overline{OE'_r}$  gleich der relativen Verschiebung  $\overline{CC}_1$ . Während sich also die Excenterkurbeln um den Winkel  $\omega$  drehen, drehen sich auch die Linie  $\overline{OE}_r$  um denselben Winkel, und die Projektion dieser Linie in ihrer

jeweiligen Lage auf die Horizontale durch O liefert die relative Verschiebung der beiden Schieber für die zugehörige Hauptkurbellage.

Wir können uns also die relative Bewegung beider Schieber so vorstellen, als wenn der eine Schieber still stünde und der zweite durch eine Excenterkurbel  $\overline{OE}_r$  bewegt würde. Die letztere heisst die relative Excenterkurbel, und man erhält ihre Grösse und Lage aus dem Parallelogramm der Excentricitäten der beiden Schieber.

Die in den früheren Paragraphen erklärten Schieber-Diagramme lassen sich nun nicht bloß auf den Grundschieber und seine Excenterkurbel anwenden, sondern sie können auch für die relative Excenterkurbel benutzt werden.

Für das Zeunersche Schieber-Diagramm zunächst gestaltet sich diese Anwendung folgendermassen. Trägt man nach Fig. 115 des Textes entgegen zur Drehrichtung der Maschine von der Vertikalen Y—Y aus die beiden Voreilwinkel  $\delta$  bzw.  $\delta_1$  an und auf den neuen Schenkeln dieser Winkel die Excentricitäten  $r = \overline{OD}$  bzw.  $r_1 = \overline{OD}_1$  ab, so erhält man die relative Excentricität  $\overline{OD}_r$ , wenn man durch O eine Parallele zu  $\overline{DD}_1$  und durch D eine solche zu  $\overline{OD}_1$  zieht. Die über  $\overline{OD}$  bzw. dessen Verlängerung  $\overline{OD'}$  als Durchmesser geschlagenen Kreise heissen hier die Grundschieberkreise, die über  $\overline{OD}_r$  bzw. deren Verlängerung  $\overline{OD'_r}$  als Durchmesser gezogenen die Relativschieberkreise, und es gilt der Satz:

Die Hauptkurbel schneidet bei jeder Lage auf einem der beiden Grundschieberkreise als Sehne die Ausweichung des Grundschiebers gegen die Spiegelmitte des Cylinders, dagegen auf einem der beiden Relativschieberkreise als Sehne die relative Verschiebung beider Schieber gegeneinander, also die Ausweichung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber, ab. Setzt man die Maschinenanordnung in Fig. 1, Taf. 31 und Vorwärtsdrehung wieder voraus, so bedeuten die Sehnen des oberen Grundschieberkreises rechte, diejenigen des unteren linke Ausweichungen des Grundschiebers gegen die Spiegelmitte, während umgekehrt die Sehnen im oberen Relativschieberkreise linke, diejenigen des unteren rechte Ausweichungen des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber angeben.

So schneidet z. B. in Fig. 115 des Textes die Hauptkurbel in der Lage OV auf dem oberen Grundschieberkreise die Sehne  $\overline{O5}$ , auf dem oberen Relativschieberkreise diejenige  $\overline{O4}$  ab. Das heisst: Bei der erwähnten Hauptkurbellage steht die Mitte des Grundschiebers um das Stück  $\overline{O5}$  rechts von der Spiegelmitte und die Mitte des Expansionsschiebers um das Stück  $\overline{O4}$  links von der Mitte des Grundschiebers. Bei der Hauptkurbellage  $OV'$  würde entsprechend der Grundschieber um die Sehne  $\overline{O5'}$  nach links gegen die Spiegelmitte und der Expansionsschieber um die Sehne  $\overline{O4'}$  nach rechts gegen den Grundschieber verschoben sein. Bei den mit  $\overline{OD}_r$  bzw.  $\overline{OD'_r}$  zusammenfallenden Hauptkurbellagen hat die relative Excenterkurbel ihre linke bzw. rechte Totlage erreicht, ist also der Expansionsschieber am weitesten nach links bzw. rechts (nämlich um die relative Excentricität  $r_x$ ) gegen den Grundschieber verschoben. Bei den zu  $\overline{D_rOD'_r}$  senkrechten

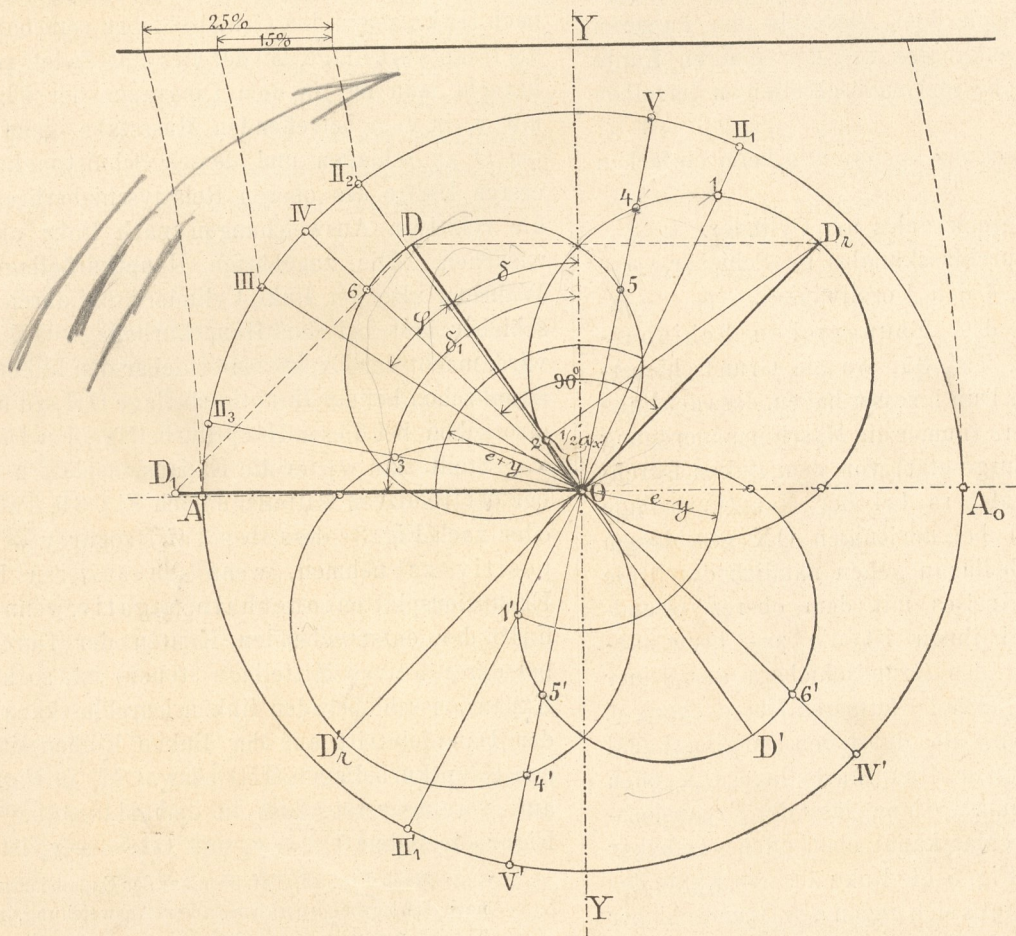


Hauptkurbellagen OIV und OIV' steht die relative Excenterkurbel in ihrer Mittellage, befindet sich also die Mitte des Expansionsschiebers gerade über der Mitte des Grundschiebers, der dann um die Sehne  $\overline{O6} = \overline{O6'}$  nach rechts bzw. links gegen die Spieghelmitte ausgewichen ist.

Für das Müllersche Schieber-Diagramm gestaltet sich die Anwendung der relativen Excentricität folgendermassen. Ist in Fig. 6, Taf. 35  $\overline{OA}$  die im Drehungsinne der Maschine unter dem Voreilwinkel  $\delta$  gegen die Vertikale Y—Y aufgetragene Excentricität  $r$  des Grundschiebers,  $\overline{OD_1}$  die entsprechend mit dem Voreilwinkel  $\delta_1$  aufgetragene Excentricität  $r_1$  des Expansionsschiebers, so liefert die durch  $D_1$  zu  $\overline{OA}$  und die durch O zu  $\overline{AD_1}$  gezogene Parallele die relative Excentricität  $\overline{OA_r} = r_x$ .

ausweichungen folgendermassen. Der von  $\overline{OA}$  aus aufgetragene Winkel  $\gamma_5$  liefert die Hauptkurbellage  $OV'$ , und deshalb ist die Mitte des Grundschiebers um den horizontalen Abstand  $(e + 4V')$  des Punktes  $V'$  von der Vertikalen Y—Y nach rechts gegen die Spieghelmitte verschoben. Der an  $\overline{OA_r}$  angetragene Winkel  $\gamma_5$  liefert weiter die Hauptkurbellage  $OV$ , und der horizontale Abstand  $(y_2 - 5V)$  des Punktes V von der Vertikalen Y—Y ist die Ausweichung der Mitte des Expansionsschiebers gegen die Grundschiebermitte nach links. Um den Kolbenweg bei der betreffenden Hauptkurbellage  $OV'$  bzw.  $OV$  zu erhalten, hat man von den Punkten  $V'$  bzw. V Senkrechte (oder bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge Kreisbögen mit dieser letzteren) auf  $\overline{AA'}$  bzw.  $\overline{A_rA_r'}$  zu ziehen. Die in beiden Kreisen erhaltenen Kolbenwege sind natürlich im Verhältnis zum ganzen Hube  $(\overline{AA'}$  bzw.  $\overline{A_rA_r'})$  einander gleich.

Fig. 115.



Der durch A um O geschlagene Kreis dient als Hauptkurbel- und Grund-Excenterkurbelkreis, wenn man die Bewegungen des Grundschiebers in Bezug auf den Schieber Spiegel verfolgen will, wobei man sich  $\overline{AA'}$  als Hublinie für den Kolben, die durch O gehende Horizontale innerhalb des Kreises als Hublinie für den Grundschieber vorzustellen hat. Der durch  $A_r$  um O gezogene Kreis dient als Hauptkurbel- und Relativ-Excenterkurbelkreis, wenn man die Bewegung des Expansionsschiebers in Bezug auf den Grundschieber untersuchen will, wobei  $\overline{A_rA_r'}$  als Hublinie für den Kolben, die Horizontale durch O innerhalb dieses Kreises wieder als Hublinie für die relative Schieberbewegung anzusehen ist.

Hat sich z. B. die Hauptkurbel um den Winkel  $\gamma_5$  aus ihrer linken Totlage gedreht, so erhält man die Schieber-Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

In den nächsten Paragraphen sollen nun die bekanntesten Doppel-Schiebersteuerungen hinsichtlich ihrer Einrichtung, Wirkungsweise und Konstruktion behandelt werden.

### § 38.

#### Die Meyersche Doppel-Schiebersteuerung.

Die nach ihrem Erfinder benannte Meyersche Steuerung besitzt nach Fig. 5, Taf. 35 einen Grundschieber, der aus einem einfachen Muschelschieber entsteht, wenn man an dessen Enden in dem erforderlichen Abstände noch die nötigen Wandungen zur Bildung zweier Durchlasskanäle ansetzt. Auf dem Rücken dieses Grundschiebers bewegt sich der Expansionsschieber. Derselbe besteht in der Hauptsache aus zwei Platten, deren



Abstand voneinander verändert werden kann, die aber, einmal bezüglich dieses Abstandes eingestellt, durch das Expansionsexcenter gerade so bewegt werden, als beständen sie aus einem Stück. Der frische Dampf muss, wenn er in den Cylinder treten will, die Durchlasskanäle des Grundschiebers durchströmen. Es kann also auf einer von beiden Kolbenseiten der Dampfeintritt nur dann stattfinden, wenn der Expansionsschieber den zugehörigen Durchlasskanal oben öffnet und wenn dieser letztere mit dem zugehörigen Seitenkanal des Cylinders unten in Verbindung steht. Der Dampfauslass geht in derselben Weise wie beim einfachen Muschelschieber vor sich.

Bezeichnet nun nach Fig. 5, Taf. 35 für den Grundschieber<sup>1)</sup>

- e die äussere Überdeckung, die hier bei der Mittellage des Schiebers gleich dem Abstände der äusseren Kante eines Seitenkanales von der inneren Kante des Durchlasskanales im Grundschieber an derselben Seite ist,
- i die innere Überdeckung (genau wie beim einfachen Muschelschieber),
- a die Weite des Seitenkanales am Cylinder,
- a<sub>1</sub> die Weite des Durchlasskanales im Schieber,
- r die Excentricität,  $\delta$  den Voreilwinkel,

so erkennt man aus dem Zeunerschen Schieber-Diagramm in Fig. 2, Taf. 35, wo die Grundschieberkreise OD bzw. OD' als Durchmesser haben, dass der linke Seitenkanal des Cylinders (immer die Maschinenanordnung in Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt) von dem linken Durchlasskanal des Grundschiebers bei der Hauptkurbellage OI ( $V_{e_1}$ ) geöffnet und bei derjenigen OX geschlossen wird. Diese Hauptkurbellagen gehen nämlich durch die Schnittpunkte des e-Kreises mit dem oberen Grundschieberkreise, und bei ihnen ist die zu- bzw. abnehmende Ausweichung des Grundschiebers aus seiner Mittellage nach rechts gleich der äusseren Überdeckung e. Der linke Seitenkanal wird also durch den Durchlasskanal des Grundschiebers bis zur Hauptkurbellage OX offen gehalten. Es fragt sich nun, wie lange lässt der Expansionsschieber den linken Durchlasskanal oben offen. Offenbar solange, bis dass nach Fig. 5 die linke äussere Kante des relativ von rechts nach links sich gegen den Grundschieber bewegendes Expansionsschiebers gerade über der äusseren Kante des linken Durchlasskanales steht. Dieser Augenblick hängt nun bei der Meyerschen Steuerung von der Einstellung der Expansionsplatten bzw. von dem veränderlichen Abstände y (in Fig. 3a, b und c, Taf. 35 mit  $y_1$ ,  $y_2$  bzw.  $y_4$  bezeichnet) ab, den die äusseren Kanten des Expansionsschiebers von der äusseren Kante des Durchlasskanales an der betreffenden Seite haben, wenn sich der Expansionsschieber in seiner relativen Mittellage, d. h. seine Mitte sich gerade über der des Grundschiebers befindet. Es ist dies leicht aus dem Schieber-Diagramm zu erkennen.

1) In der Figur ist der Grundschieber auf gleiches Voröffnen für den Dampfeintritt, sowie auf annähernd gleiche Kompression eingestellt, und sind deshalb die äusseren Überdeckungen mit  $e+y$  bzw.  $e-y$ , die inneren mit  $i_1$  und  $i_2$  bezeichnet.

Ist in Fig. 2, Taf. 35  $\overline{OD_1}$  die entgegen zur Drehrichtung der Maschine aufgetragene Kurbel des Expansionsexcenters von

der Excentricität  $r_1$  und dem Voreilwinkel  $\delta_1$ , so erhält man durch Konstruktion des Parallelogrammes der Excentricitäten OD und  $\overline{OD_1}$  die relative Excentricität  $\overline{OD_r} = \overline{OD_r'}$  und ferner die über beiden als Durchmesser geschlagenen Relativschieberkreise. Sind nun die Expansionsplatten nach Fig. 3a, Taf. 35 eingestellt, ist also der veränderliche Abstand der äusseren Kanten des Durchlasskanales und Expansionsschiebers  $y = y_1$  gemacht, so werden offenbar die letztgenannten Kanten an der linken Seite übereinander stehen und es wird der Schluss des linken Durchlasskanales oben eintreten, wenn der Expansionsschieber um  $y_1$  bei zunehmender Ausweichung nach links gegen den Grundschieber verschoben ist. Um die Hauptkurbellage, bei der dies stattfindet, zu bekommen, braucht man nur in dem Diagramm der Fig. 2, Taf. 35 mit  $y_1$  in dem betreffenden Massstabe einen Kreisbogen um O' zu schlagen und dessen Schnittpunkt 1 mit der ersten Hälfte des oberen Relativschieberkreises, der ja die relativen Ausweichungen nach links angiebt, aufzusuchen. Die zugehörige Hauptkurbellage ist OII<sub>1</sub>. Während also der linke Cylinderkanal durch den Grundschieber erst bei der Hauptkurbellage OX geschlossen wird, macht der Expansionsschieber den linken Durchlasskanal schon bei der Hauptkurbellage OII<sub>1</sub> zu und beendet also schon bei dieser Hauptkurbellage den Dampfeintritt.

Stellt man weiter die Expansionsplatten so ein, dass bei der relativen Mittellage nach Fig. 3b, Taf. 35  $y = y_2$ , oder nach Fig. 3c derselben Tafel sogar  $y = -y_4$  ( $y$  ist positiv zu nehmen, wenn die äusseren Kanten der Expansionsplatten innerhalb, negativ, wenn sie ausserhalb der entsprechenden Kanten der Durchlasskanäle bei der relativen Mittellage stehen) ist, so schliesst der Expansionsschieber den linken Durchlasskanal, hört also der Dampfeintritt auf der linken Kolbenseite jetzt bei den Hauptkurbellagen OII<sub>2</sub> bzw. OII<sub>4</sub> in Fig. 2, Taf. 35 auf, vorausgesetzt, dass in dem Massstabe der letzten Figur die Sehne  $\overline{O2} = y_2$  und  $\overline{O4} = -y_4$  ist.

Nach Fig. 3b, Taf. 35 muss der Expansionsschieber um  $y_2$  nach links bei zunehmender Ausweichung, nach Fig. 3c, Taf. 35 um  $y_4$  nach rechts bei abnehmender Ausweichung gegen den Grundschieber verschoben sein, wenn der linke Durchlasskanal oben geschlossen werden soll. In Fig. 2, Taf. 35 ist deshalb zur Bestimmung der Hauptkurbellage OII<sub>2</sub> der Schnittpunkt 2 des mit  $y_2$  um O geschlagenen Kreises mit der ersten<sup>1)</sup> Hälfte des oberen Relativschieberkreises aufgesucht worden. Zur Bestimmung der Lage OIV musste der Punkt 4 benutzt werden, weil dieser der Schnittpunkt des mit  $y_4$  um O gezogenen Kreises mit der zweiten<sup>1)</sup> (abnehmende Ausweichung) Hälfte des unteren (Ausweichung nach rechts) Relativschieberkreises ist.

Auch mit Hilfe des Müllerschen Schieber-Diagrammes lässt sich leicht zeigen, dass der Schluss des Durchlasskanales durch den Expansionsschieber von dem erwähnten Abstände y der äusseren Kanten bei der

1) Als erste Hälfte der Schieberkreise gilt die von der Hauptkurbel im Drehungssinne der Maschine zuerst, als zweite die zuletzt durchlaufene Hälfte.



relativen Mittellage beider Schieber abhängig ist. In Fig. 6, Taf. 35 ist der mit  $r = \overline{OA} = \overline{OA'}$  als Radius geschlagene Kreis der Hauptkurbel- und Excenterkurbelkreis für den Grundschieber. Durch die Schnittpunkte desselben mit der im horizontalen Abstände  $e$  von  $Y-Y$  gezogenen Vertikalen  $X-X$  erhält man die Hauptkurbellagen  $OI$  und  $OII$ , bei welchen der linke Cylinderkanal vom Durchlasskanal des Grundschiebers geöffnet bzw. geschlossen wird, wobei als linke und rechte Totlagen der Hauptkurbel  $\overline{OA}$  bzw.  $\overline{OA'}$  gelten. Die aus  $r = \overline{OA}$  und  $r_1 = \overline{OD_1}$  konstruierte relative Excentricität ist  $r_x = \overline{OA_r} = \overline{OA'_r}$ , und der mit dieser als Radius geschlagene Kreis gilt als Hauptkurbel- und Excenterkurbelkreis für die relative Bewegung der Schieber, wobei  $\overline{OA_r}$  und  $\overline{OA'_r}$  für die Totlagen der Hauptkurbel zu nehmen sind. Sind nun bei der relativen Mittellage beider Schieber die Expansionsplatten wieder nach Fig. 3a, b oder c eingestellt, so erkennt man, dass bei den Hauptkurbellagen  $OII_1$ ,  $OII_2$  bzw.  $OII_4$  in Fig. 6, Taf. 35 der linke Durchlasskanal des Grundschiebers durch den Expansionsschieber geschlossen wird, also die Füllung der linken Kolbenseite

$$\frac{\overline{A_r A_I}}{\overline{A_r A'_r}} \text{ bzw. } \frac{\overline{A_r A_{II}}}{\overline{A_r A'_r}} \text{ bzw. } \frac{\overline{A_r A_{IV}}}{\overline{A_r A'_r}} \text{ )}$$

beträgt. Bei der Hauptkurbellage  $OII_1$  ist nämlich die relative Verschiebung nach links gleich  $y_1$ , bei derjenigen  $OII_2$  nach links gleich  $y_2$ , bei derjenigen  $OII_4$  nach rechts gleich  $y_4$ , und in den beiden ersten Fällen nimmt die Verschiebung bei weiterer Drehung der Kurbelwelle zu, im letzteren Falle ab, genau wie die weiter oben aufgestellten Bedingungen für den Schluss des linken Durchlasskanales in Fig. 3a, b bzw. c es verlangten.

Bei der Meyerschen Steuerung hängt also die Füllung von dem Abstände  $y$  ab, welchen bei der relativen Mittellage beider Schieber die äusseren Kanten der Expansionsplatten von den entsprechenden Kanten der Durchlasskanäle an jeder Seite haben. Bei der grössten Füllung, welche eine Meyersche Steuerung geben kann, stehen sich die beiden Platten des Expansionsschiebers am nächsten, und der dann vorhandene Abstand  $y$  soll im Folgenden mit  $y_{\max}$  bezeichnet werden, bei der kleinsten Füllung haben die Platten ihre grösste Entfernung voneinander, und der jetzt vorhandene Abstand  $y$  sei  $y_{\min}$ , wobei letzteres positiv zu nehmen ist, wenn es innerhalb, negativ, wenn es ausserhalb der beiden Durchlasskanäle des Grundschiebers liegt.

Der **grössten Füllung**, welche durch eine Meyersche Steuerung erzielt werden kann, ist aber die folgende Grenze gesteckt. In dem Zeunerschen Diagramm der Fig. 2, Taf. 35 ist  $OX$  diejenige Hauptkurbellage, welche durch den Schnittpunkt des  $e$ -Kreises mit dem oberen Grundschieberkreise geht und den Schluss des linken Cylinderkanales durch den Grundschieber festlegt. Die grösste Füllung, welche man nun durch eine Meyersche Steuerung von den durch das Diagramm bestimmten Verhältnissen geben darf, erhält man in der Hauptkurbellage  $OII_1$ ,

1) Die Senkrechte vom Punkte  $II_4$  auf die Linie  $\overline{A_r A'_r}$  ergibt den in der Figur nicht eingetragenen Punkt  $A_{IV}$ .

durch Umschlagen des Winkels  $\gamma = \angle XOD_r$  um die Mittellinie  $\overline{OD_r}$  des relativen Schieberkreises. Bei der erwähnten Hauptkurbellage schliesst nämlich der relativ von rechts nach links gehende Expansionsschieber den linken Durchlasskanal. Bei der mit  $\overline{OD_r}$  zusammenfallenden Hauptkurbellage erreicht der Expansionsschieber seine linke relative Totlage und eröffnet auf seinem Rückwege bei der Hauptkurbellage  $OX$ , wo seine relative Verschiebung wieder gleich  $OI$  ist, den linken Durchlasskanal von neuem. Bei dieser letzteren Hauptkurbellage muss nun der Grundschieber den linken Cylinderkanal entweder schon zugemacht haben, oder, wie es in der Figur der Fall ist, gerade schliessen, da sonst nochmals frischer Dampf in den Cylinder treten würde. Ein solcher nochmaliger Dampfeintritt, der also bei jeder Füllung stattfinden würde, die grösser als die der Hauptkurbellage  $OII_1$  in Fig. 2, Taf. 35 entsprechende ist, muss aber vermieden werden, weil er sich in einem plötzlichen Stoss auf den Kolben äussern würde.

Bei dem Müllerschen Schieber-Diagramm in Fig. 6, Taf. 35 ist die zulässig grösste Füllung durch die Hauptkurbellage  $OII_1$  gegeben. Der Grundschieber schliesst nämlich den linken Cylinderkanal bei der Hauptkurbellage  $OII$ , welche um den Winkel  $\gamma_2$  vor der für den Grundschieber in Betracht kommenden rechten Totlage  $\overline{OA'}$  der Hauptkurbel steht. Für die relative Bewegung der Schieber ist aber  $\overline{OA'_r}$  als rechte Totlage der Hauptkurbel zu nehmen. Trägt man von  $\overline{OA'_r}$  den Winkel  $\gamma_2$  zurück, so ergibt sich die Lage  $OM$ , bei welcher also in Verfolg der relativen Bewegung der Schieber der linke Cylinderkanal geschlossen wird. Die Hauptkurbellage  $OII_1$  der grössten Füllung muss nun mindestens um den Winkel  $\beta$ , um welchen  $OM$  über der Horizontalen  $OX$  ist, unter derselben liegen. Bei  $OII_1$  schliesst nämlich der Expansionsschieber den linken Durchlasskanal, bei  $OX$  hat der Schieber die linke relative Totlage erreicht und öffnet also bei  $OM$  den erwähnten Kanal wieder. Diese Wiedereröffnung darf, wenn ein nochmaliger Eintritt des frischen Dampfes und ein damit verbundener Stoss nicht vorkommen soll, also frühestens bei der Hauptkurbellage  $OM$  stattfinden.

Die **Kanaleröffnungen** für den eintretenden Dampf und dessen Geschwindigkeit bei den einzelnen Kolbenlagen bestimmen sich bei der Meyerschen Steuerung folgendermassen. Die Einlassfläche, welche der Durchlasskanal des Grundschiebers dem Cylinderkanale bietet, liegt in den Grundschieberkreisen, ähnlich wie beim einfachen Muschelschieber, zwischen dem  $e$ - und dem  $(e + a_1)$ -Kreise<sup>1)</sup> und bleibt für alle Füllungen dieselbe. Die Einlassfläche dagegen, welche die Eröffnung des Durchlasskanales oben durch den Expansionsschieber darstellt, ist für die einzelnen Füllungsgrade verschieden. Sie wird begrenzt durch zwei Kreise, von denen der eine durch den Schnittpunkt der Hauptkurbellage beim Schluss der Füllung mit dem Relativschieberkreise geht, also den zu dieser Füllung gehörigen Abstand  $y$  zum Radius hat,

1) In Fig. 2, Taf. 35 ist  $a = a_1$  und  $r = e + a_1$ , sodass da selbst der  $(e + a_1)$ -Kreis nicht vorhanden ist.



der andere mit einen um  $a_1$  kleineren Radius geschlagen ist. Die ringförmig gestaltete Fläche geht dabei von der einen Seite des Relativschieberkreises bis zur anderen.

Für die durch  $OII_2$  bedingte Füllung ist diese Einlassfläche in Fig. 2, Taf. 35, soweit sie nicht durch die daselbst gelb angedeutete Fläche verdeckt ist, neutral schraffiert. Dieselbe reicht von der einen Seite des Relativschieberkreises bis zur anderen. Bei der Hauptkurbellage  $OII_2$  wird der linke Durchlasskanal oben durch den Expansionsschieber geschlossen ( $y = 0$ ), und der Kanalschluss beginnt bei einer Hauptkurbellage, für welche die relative Verschiebung des Expansionsschiebers um  $a_1$  kleiner als  $y$  ist. Der Kanal öffnet sich wieder bei der bezüglich  $\overline{OD}_r$  symmetrischen Hauptkurbellage von  $OII_2$ .

Jede Hauptkurbellage schneidet nun in den erwähnten Flächen die bezüglichen Kanaleröffnungen ab, also in der zwischen dem  $e$ - und  $(e + a_1)$ -Kreise liegenden Fläche des Grundschieberkreises die Eröffnung des Cylinderkanales durch den Durchlasskanal unten, in der zwischen dem  $y$ - und  $(y - a_1)$ -Kreise liegenden und bis an den Relativschieberkreis reichenden ringförmigen Fläche die Eröffnung des Durchlasskanales durch den Expansionsschieber oben. Von beiden, einer und derselben Hauptkurbellage angehörenden Kanaleröffnungen kann natürlich nur die kleinere für die Geschwindigkeit des eintretenden Dampfes massgebend sein, und die hiernach sich ergebende Einlassfläche der Meyerschen Steuerung stellt man im Zeunerschen Diagramm gewöhnlich so dar, dass man die kleinere von den bei einer und derselben Hauptkurbellage stattfindenden beiden Eröffnungen des Cylinder- bzw. Durchlasskanales radial auf dieser Kurbellage vom  $e$ -Kreise aus aufträgt. In Fig. 2, Taf. 35 ist die so konstruierte Einlassfläche gelb schraffiert. Man kann aber auch, wie beim einfachen Schieber auf Seite 141 angeführt, die kleinere Kanaleröffnung als Ordinate über der zugehörigen Kolbenlage auftragen.

In Fig. 2, Taf. 35 öffnet z. B. bei der mit  $0-5-7-9-8-6$  zusammenfallenden Hauptkurbellage der linke Durchlasskanal den linken Cylinderkanal um das Stück  $5-6$ , der Expansionsschieber den linken Durchlasskanal um das Stück  $7-8$ . Das letztere als die kleinere Kanaleröffnung vom  $e$ -Kreise bzw. vom Punkte 5 aus radial aufgetragen, liefert, da  $5-9 = 7-8$  ist, den Punkt 9 der gelb schraffierten Einlassfläche.

Bei dem Müllerschen Schieber-Diagramm lässt sich die Einlassfläche unter Berücksichtigung des oben Gesagten entsprechend konstruieren. Nur sind hier an Stelle der gleich benannten Kreise die  $e$ - und  $(e + a_1)$ -Vertikalen zu ziehen, um die Einlassfläche des Cylinderkanales durch den Durchlasskanal, und die  $y$ - und  $(y - a_1)$ -Vertikalen, um die Einlassfläche des Durchlasskanales durch den Expansionsschieber zu bekommen. Die vom Endpunkte der jeweiligen Hauptkurbellage gezogenen Horizontalen schneiden dann innerhalb der erwähnten Flächen die Kanaleröffnungen ab. Die kleinere von beiden, an die  $e$ -Vertikale horizontal angetragen, liefert dann die Einlassfläche der Meyerschen Steuerung, die z. B. in Fig. 6, Taf. 35 für den der Hauptkurbellage  $OII_2$  entsprechenden Füllungsgrad durch gelbe Schraffur angedeutet ist.

In Fig. 6, Taf. 35 wird die Einlassfläche des linken Cylinderkanales durch den Grundschieber von der  $e$ -Vertikalen

$X-X$  und dem Grundschieberkreise begrenzt, da  $r = e + a_1 = e + a$  ist. Bei der von der linken Totlage  $\overline{OA}$  um den Winkel  $\gamma_3$  abweichenden Hauptkurbellage  $OV'$  wird also der linke Cylinderkanal vom Durchlasskanal des Grundschiebers um das Stück  $4-V'$  geöffnet. Die Einlassfläche des Durchlasskanales durch den Expansionsschieber bei einer Füllung, welche der Hauptkurbellage  $OII_2$  entspricht, liegt zwischen den Vertikalen, die im Abstände  $y (= y_2)$  und  $y - a_1$  links von der Geraden  $Y-Y$  gezogen sind, und geht bis an den Relativ-Schieberkreis heran. In dem letzteren ist nun die Hauptkurbellage  $OV$  diejenige, welche um den Winkel  $\gamma_3$  von der linken Totlage  $\overline{OA}_r$  absteht. Die Eröffnung des Durchlasskanales durch den Expansionsschieber bei dieser Lage ist also gleich der Strecke  $5-V$ . Da diese Strecke kleiner als  $4-V'$  ist, so hat man dieselbe auf der durch 4 gehenden Horizontalen aufzutragen und erhält dadurch den Punkt 6 ( $4-6 = 5-V$ ) für die Begrenzung der gelb schraffierten Einlassfläche der Meyerschen Steuerung bei dem erwähnten Füllungsgrade.

Aus den Kanaleröffnungen berechnen sich die Geschwindigkeiten des eintretenden Dampfes genau in derselben Weise, wie dies beim einfachen Muschelschieber (siehe Seite 141 und Gleichung 142) angegeben wurde.

Sind die **Verhältnisse einer zu entwerfenden Meyerschen Steuerung** zu bestimmen, so hat man sich zunächst für den Voreilwinkel  $\delta$  und die Excentricität  $r$  des Grundschiebers zu entscheiden.

In den meisten Fällen dürfte es ratsam sein, den Voreilwinkel  $\delta$  hier aus dem gewählten Voraustritt und einer passend angenommenen Kompression in der früher angegebenen Weise zu konstruieren, indem man nämlich mit Bezug auf Fig. 2, Taf. 35 die zugehörigen Hauptkurbellagen  $OIII$  bzw.  $OIV$  ( $OV_{a,1}$  bzw.  $OK_1$ ) aufsucht und den Winkel  $III OIV$  halbiert. Die Halbierungslinie  $\overline{OD'}$  schliesst dann mit der Vertikalen den Voreilwinkel  $\delta$  ein. Die Dauer des Voraustrittes kann zu 3 bis 6%, die Dauer der Kompression so bemessen werden, dass bei Auspuffmaschinen eine genügend hohe, aber immer noch unter der kleinsten Eintrittsspannung verbleibende Endspannung erzielt wird. Bei Kondensationsmaschinen aber ist, wie schon auf Seite 145 beim einfachen Muschelschieber erwähnt wurde, von einer genügend hohen Kompressionsendspannung abzusehen, da sonst die Kompression und mit dieser auch gewöhnlich der Voraustritt zu gross ausfällt.

Die Excentricität  $r$  des Grundschiebers wählt man bei der Meyerschen Steuerung meistens so, dass der Schieber in seinen Totlagen den Durchlasskanal vollständig mit dem zugehörigen Seitenkanal in Verbindung setzt, dass also

$$r = a_1 + e$$

ist. Nimmt man dann noch das Voröffnen  $v_e$  an, so ergibt sich, da

$$r \cdot \sin \delta = e + v_e$$

ist, durch Vereinigung beider Beziehungen die der Gleichung 145 des einfachen Muschelschiebers entsprechende

$$r = \frac{a_1 - v_e}{1 - \sin \delta} \quad \dots \quad 152$$

Die Weite des Durchlasskanales wird

$$a_1 = 0,8 a \text{ bis } a \quad \dots \quad 153$$



gemacht, also oft kleiner als die Weite des Cylinderkanales. Der letztere wird dann durch den Grundschieber nicht ganz geöffnet, was statthaft mit Rücksicht darauf ist, dass an den meisten Meyerschen Steuerungen selbst bei grosser Füllung der Expansionsschieber schon anfängt, den Durchlasskanal wieder zu schliessen, noch ehe der Grundschieber den Cylinderkanal ganz geöffnet hat. Das Voröffnen für den Dampfeintritt kann hier

$$v_e = 0,2a \text{ bis } 0,3a \quad . \quad . \quad . \quad 154$$

genommen werden.

Aus der berechneten Excentricität ergibt sich die äussere Überdeckung

$$e = r - a_1 \quad . \quad . \quad . \quad 155$$

sowie aus den Schieber-Diagrammen in der häufig erklärten Weise auch die innere Überdeckung  $i$  und das Voröffnen  $v_i$  für den austretenden Dampf. Soll dabei der Schieber auf gleiches Voröffnen  $v_e$  eingestellt werden, so hat man den Schieber zu einer Mitte schwingen zu lassen, welche um die Grösse  $y$  der Gleichung 141 weiter als die Spiegelmitte von der Kurbelwelle absteht, wodurch bei der durch Fig. 1, Taf. 31 gegebenen Maschinenanordnung die äussere Überdeckung links gleich  $e + y$ , rechts gleich  $e - y$  wird. Soll weiter die Kompression auf beiden Seiten des Kolbens auf Kosten der Gleichheit des Voröffnens  $v_i$  annähernd gleich werden, so hat man die diesen neuen Kompressionen entsprechenden Hauptkurbellagen im Schieber-Diagramm zu ziehen und dem letzteren die jetzt ungleichen inneren Überdeckungen  $i_l$  und  $i_r$  zu entnehmen. Aus dem Schieber-Diagramm ergibt sich schliesslich die Hauptkurbellage  $OV_e$  für den Dampfvor-eintritt und diejenige  $OX$  in Fig. 2 und  $OII$  in Fig. 6, Taf. 35, bei welcher der Grundschieber den Cylinderkanal schliesst. Da die letztere in gewissem Sinne die grösste Füllung der Meyerschen Steuerung bedingt, so ist hier schon zu prüfen, ob die obere Füllungsgrenze durch den Grundschieber nicht allzusehr herunter gedrückt wird.

Weiter kommt es bei dem Entwurf der Meyerschen Steuerung auf die Grösse des Voreilwinkels  $\delta_1$  und der Excentricität  $r_1$  des Expansionsschiebers an. Je grösser man  $\delta_1$  oder  $r_1$  wählt, desto grösser fällt auch unter sonst gleichen Verhältnissen die aus dem Parallelogramm der Excentricitäten konstruierte relative Excentricität  $r_x$  aus. Je grösser aber  $r_x$  wiederum ist, desto schneller schliesst der Expansionsschieber den Durchlasskanal, desto grösser wird aber auch die zu überwindende Reibungsarbeit der Schieber, und umgekehrt. Genaue und allgemeine Angaben darüber, wie  $\delta_1$  und  $r_1$  zu wählen sind, damit bei den meist vorkommenden Füllungen der Kanalschluss möglichst schnell vor sich geht und auch die Reibungsarbeit möglichst gering ausfällt, lassen sich nicht aufstellen. Man wird vielmehr gut thun, die Diagramme mehrfach mit Hilfe verschiedener, probe-weise angenommener Werte von  $\delta_1$  und  $r_1$  zu konstruieren und den Kanalschluss und die Reibungsarbeit in den einzelnen Fällen festzustellen bzw. zu vergleichen, um möglichst günstige Verhältnisse herauszufinden. Bei der

Wahl der fraglichen Grössen können die folgenden Angaben zum Anhalt dienen. Gewöhnlich beträgt der Voreilwinkel

$$\delta_1 = 85 \text{ bis } 115^\circ \quad . \quad . \quad . \quad 156$$

die Excentricität

$$r_1 = r \text{ bis } 1,2r \quad . \quad . \quad . \quad 157$$

Viele Konstrukteure wählen nach Fig. 115 auf Seite 169 die Richtung der relativen Totlage  $\overline{OD_r}$  so, dass bei der normalen Füllung der Kanalschluss möglichst schnell vor sich geht, oder besser die Drosselung des eintretenden Dampfes während des Kanalschlusses möglichst gering ausfällt.

In der Figur entspricht die Hauptkurbellage  $OII_2$  dem Schluss der normalen Füllung,  $OIII$  der Hauptkurbellage beim Beginn der Drosselung, wobei ein Kolbenweg von 15% zwischen beiden Lagen angenommen ist. Die Strecke, um welche sich nun der Expansionsschieber relativ gegen den Grundschieber verschieben muss, wenn bei der Hauptkurbellage  $OIII$  die Drosselung beginnen soll, folgt, wie auf Seite 145 schon entwickelt, aus der Gleichung

$$a_x = \frac{O \cdot c_x}{50 \text{ bis } 60}$$

wenn  $c_x$  die Kolbengeschwindigkeit bei der Lage  $OIII$  in  $m$ ,  $O$  die nutzbare Kolbenfläche,

50 bis 60 die Dampfgeschwindigkeit in  $m$  ist, bei der die Drosselung voraussichtlich anfängt. Soll nun der Expansionsschieber diese Strecke möglichst schnell relativ gegen den Grundschieber durchlaufen, so muss  $\overline{OD_r}$  senkrecht zu der Halbierungslinie  $OIV$  des Winkels  $III O II_2 = \varphi$  gewählt werden. Bei der Lage  $OIV$  steht dann die relative Excenterkurbel in ihrer Mittellage, also senkrecht zur relativen Hubrichtung  $\overline{D_r OD_r'}$ , wo bekanntlich die relative Geschwindigkeit der Schieber, ebenso wie die Kreuzkopfgeschwindigkeit einer jeden Schubkurbel mit unendlich langer Schubstange, ihren grössten Wert hat. Ist so die Richtung von  $\overline{OD_r}$  festgelegt, so kann weiter die Grösse der relativen Excentricität dadurch gefunden werden, dass man auf  $OII_2$  die Strecke  $\frac{1}{2} a_x = \overline{O2}$  abträgt,

in 2 eine Senkrechte zu  $OII_2$  errichtet und deren Schnittpunkt  $D_r$  mit der Richtung der vorhin konstruierten relativen Excentricität aufsucht. Aus  $\overline{OD_r}$  und der Excentricität  $\overline{OD}$  des Grundschiebers kann schliesslich durch Vollendung des Parallelogrammes  $OD_r DD_1 O$  die Excentricität  $\overline{OD_1} = r_1$  und der Voreilwinkel  $\delta_1$  des Expansionsschiebers gefunden werden.

Will man den Füllungsgrad des Grundschiebers noch durch die Meyersche Steuerung erreichen, also die obere Füllungsgrenze soweit als möglich hinausrücken, so hat man nach Fig. 116 auf Seite 174 die Mittellinie  $\overline{OD_r}$  des Relativschieberkreises durch den Schnittpunkt des  $e$ -Kreises mit dem oberen Grundschieberkreise zu legen.

In der Figur ist die der Füllung des Grundschiebers entsprechende Hauptkurbellage mit  $OII_1$  bezeichnet. Legt man die Mittellinie  $\overline{OD_r}$  des Relativschieberkreises auch in diese Lage, so kann, wenn  $\overline{DD_r}$  gleich der zu wählenden Excentricität  $r_1$  des Expansionsschiebers gemacht wird, wieder durch Rückwärtskonstruktion des Parallelogrammes  $OD_r DD_1 O$  der Voreilwinkel  $\delta_1$  bestimmt werden.  $OII_1$  entspricht dann auch der Hauptkurbellage für den Schluss der grössten Füllung der Meyerschen Steuerung.

Einem schnellen Kanalschluss und einer Verringerung der Reibungsarbeit ist auch die in Fig. 8, Taf. 35, sowie Fig. 1 und 2, Taf. 39 angedeutete Teilung der Durchlasskanäle günstig. In der ersten Figur ist diese Teilung vollständig durchgeführt, sind auch die seitlichen Cylinderkanäle



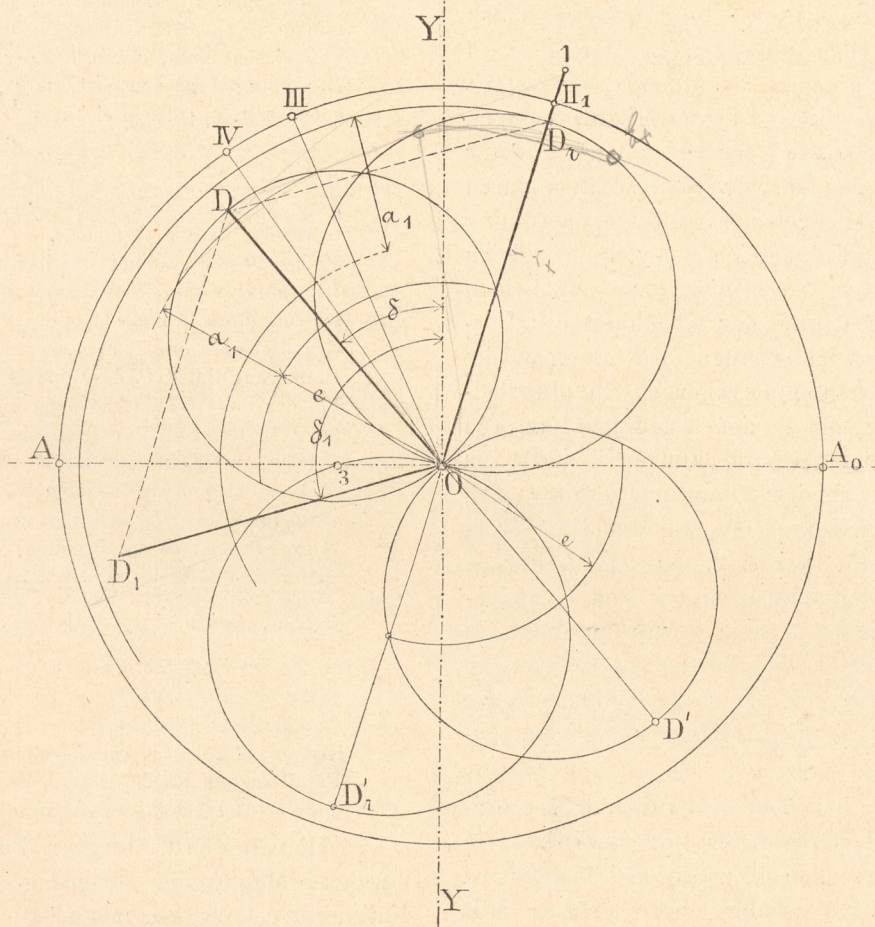
entsprechend geteilt, in den letzten Figuren dagegen erstreckt sich die Teilung nur auf die dem Expansionschieber zugewandte Seite. Da der letztere nun bei zwei-, dreifacher Teilung des Durchlasskanales an zwei, drei Stellen den Grundschieber gleichzeitig zumacht, so braucht bei gleich schnellem Kanalschluss wie bei ungeteiltem Kanale hier die relative Excentricität nur halb, ein Drittel so gross wie dort zu sein, wodurch die Reibungsarbeit verkleinert wird, oder bei gleicher Excentricität wie beim ungeteilten Kanale erfolgt der Kanalschluss bei geteiltem zwei-, dreimal so schnell.

Ist auf irgend eine Weise die Excentricität und der Voreilwinkel der beiden Schieber der Meyerschen

diese Grenzen voneinander liegen. Bezüglich der grössten Füllung ist ferner das auf Seite 171 Gesagte zu beachten. Für die kleinste Füllung, die gewöhnlich so gewählt wird, dass die leerlaufende Maschine nicht durchgehen kann, ist der Umstand nicht ausser Acht zu lassen, dass die im Durchlasskanal des Grundschiebers nach dem Schluss desselben durch den Expansionsschieber befindliche Dampfmenge auch mit an der Expansion des Dampfes hinter dem Kolben teilnimmt. Die kleinste Füllung einer Meyerschen Steuerung ist also mit Rücksicht hierauf nicht zu gross zu nehmen.

Der Durchlasskanal muss, weil er bezüglich des frischen Dampfes als schädlicher Raum gilt, in seinen Dimensionen

Fig. 116.



Steuerung festgelegt worden, so kann weiter durch Konstruktion des Parallelogrammes die relative Excentricität  $r_x^1)$  bestimmt und das Schieber-Diagramm gezeichnet werden. Alsdann hat man sich für die Füllungsgrenzen, also für die grösste und die kleinste Füllung, welche die Steuerung ermöglichen soll, zu entscheiden. Je verschiedener der Arbeitsbedarf ist, dem die Maschine genügen soll, desto weiter müssen die Füllungsgrenzen gesteckt werden. Hierbei ist aber zu beachten, dass unter sonst gleichen Verhältnissen die Dimensionen der Schieber und also auch die zu überwindende Reibungsarbeit um so grösser ausfallen, je weiter

möglichst beschränkt werden. An der Kompression nimmt der Raum des Durchlasskanales natürlich nicht teil.

Die Hauptkurbellagen für den Schluss der grössten und kleinsten Füllung liefern in den Schieber-Diagrammen die Abstände  $y_{\max}$  und  $y_{\min}$ , um welche die äusseren Kanten der Durchlasskanäle bei der relativen Mittellage beider Schieber von den entsprechenden Kanten des Expansionschiebers abstehen müssen. Bei dem Zeunerschen Diagramm werden die erwähnten Abstände von den betreffenden Hauptkurbellagen als Sehnen der Relativschieberkreise abgeschnitten, in dem Müllerschen Diagramm sind dieselben durch den horizontalen Abstand der Hauptkurbelendpunkte im Relativschieberkreise von der Vertikalen durch den Mittelpunkt gegeben.

1) Wenn diese nicht, wie früher angenommen, vorher ermittelt wurde.



Sind z. B. in Fig. 2 und 6, Blatt 35 OII<sub>1</sub> und OII<sub>4</sub> die dem Schluss der grössten bzw. kleinsten Füllung entsprechenden Hauptkurbellagen, so ist in der ersten Figur

$y_{\max}$  gleich der Sehne OI,

$y_{\min}$  gleich derjenigen O4,

in der letzten Figur

$y_{\max}$  gleich der Horizontalen  $y_1$ ,

$y_{\min}$  gleich derjenigen  $y_4$ .

$y_{\min}$  ist, wie schon auf Seite 170 angeführt, positiv oder negativ zu nehmen, je nachdem es bei der relativen Mittellage beider Schieber innerhalb oder ausserhalb der äusseren Kanten der Durchlasskanäle liegt, je nachdem also mit Bezug auf Fig. 2, Taf. 35 die dem Schluss der kleinsten Füllung entsprechende Hauptkurbellage den oberen oder unteren Relativschieberkreis schneidet, oder je nachdem in Fig. 6, Taf. 35 der Endpunkt der letztgenannten Hauptkurbellage links oder rechts von der Vertikalen durch O liegt. In Fig. 2 und 6, Taf. 35 fällt bei der Hauptkurbellage OII<sub>4</sub> für das Ende der kleinsten Füllung  $y_{\min}$  somit negativ aus.

Mit Hilfe des dem Diagramm entnommenen Abstandes  $\pm y_{\min}$  ergibt sich nun zunächst die erforderliche Länge  $p$  der Expansionsplatten. Diese Länge muss nämlich so gross sein, dass bei der kleinsten Füllung und der relativen Totlage der Platten die inneren Kanten der letzteren den Durchlasskanal nicht mehr öffnen. Das ist der Fall, wenn

$$p = r_x - (\pm y_{\min}) + a_1 + x \quad 158$$

wird, unter  $x = 4$  bis 8 mm eine Sicherheitsdeckung verstanden.

Ist z. B. in Fig. 3c, Taf. 35 die relative Mittellage der Schieber bei der kleinsten Füllung für  $y_{\min} = -y_4$  angedeutet, so geht der Expansionschieber noch um die relative Excentricität  $r_x$  gegen den Grundschieber nach links, kommt also in die auf der linken Seite punktiert angedeutete, linke relative Totlage. Soll dann die innere Kante der Expansionsplatte den linken Durchlasskanal nicht öffnen, so muss  $p$  um die Sicherheitsdeckung  $x$  grösser als  $r_x - (-y_4) + a_1$ , oder mit der allgemeinen Bezeichnung von  $y_{\min}$ ,

$$p = r_x - (\pm y_{\min}) + a_1 + x$$

sein.

Mit dem aus dem Diagramm sich ergebenden Abstände  $y_{\max}$  kann weiter die Entfernung  $L$  der äusseren Kante des Durchlasskanales oben von der Mitte des Grundschiebers bestimmt werden. Ist nämlich nach Fig. 3a, Taf. 35, wo  $y_1 = y_{\max}$  ist,  $l_1$  die Entfernung der äusseren Kanten des Expansionschiebers von dessen Mitte bei der grössten Füllung, so muss

$$L = l_1 + y_{\max} \quad 159a$$

sein. Gewöhnlich lässt man die beiden Platten bei der grössten Füllung mit ihren inneren Kanten zusammenstossen. Dann wird  $l_1 = p$  und

$$L = p + y_{\max} \quad 159b$$

Die Verschiebung beim Einstellen der Platten von der grössten bis zur kleinsten Füllung beträgt nach Fig. 3a und c, Taf. 35, wo  $y_1 = y_{\max}$  und  $-y_4 = y_{\min}$  ist,

$$z = y_{\max} - (\pm y_{\min}) \quad 160$$

Will man als grösste Füllung der Meyerschen Steuerung die Füllung des Grundschiebers ermöglichen, so hat man, wie auf Seite 173 und in Fig. 116 auf Seite 174 angedeutet, die Mittellinie OD<sub>r</sub> des relativen Schieberkreises mit der Hauptkurbellage für den Schluss des Cylinderkanales durch den

1) In der Figur muss der rechte Masspfeil der Strecke  $r_x$  bis an die äussere Kante der ausgezogenen Expansionsplatte gehen.

Grundschieber zusammenfallen zu lassen. In einem solchen Falle ist es nun ratsam, die grösste Füllung durch den Grund- und nicht durch den Expansionschieber abschliessen zu lassen. Man erreicht dies einfach dadurch, dass man  $y_{\max}$  nicht gleich OD<sub>r</sub>, sondern grösser, also vielleicht gleich OI macht und hiernach den Abstand  $L$  der Gleichung 159a und b bemisst. Wäre  $y_{\max} = OD_r$ , so würde der Expansionschieber die Füllung zugleich mit dem Grundschieber abschliessen. Der Expansionschieber würde dann den Durchlasskanal bei der Hauptkurbellage OIV anfangen zu schliessen. Ist aber  $y_{\max} > OD_r$ , so schliesst der Expansionschieber den Durchlasskanal überhaupt nicht, sondern der Grundschieber bewirkt den Füllungsschluss am Cylinderkanal, und zwar tritt der Beginn des Kanalschlusses erst bei der Hauptkurbellage OIII, also später wie im vorigen Falle, ein.

Das Einstellen der Expansionsplatten auf den erforderlichen Füllungsgrad geschieht bei der Meyerschen Steuerung gewöhnlich von Hand; eine richtige und zweckmässige Einwirkung des Regulators auf die Meyersche Steuerung ist wegen der Widerstände bei Veränderung der Füllung nur schwierig zu erzielen. Das Einstellen der Platten von Hand während des Ganges der Maschine wird meistens durch die Ausführung nach Fig. 1, Taf. 36 ermöglicht. Die Expansions-Schieberstange kann durch ein nicht verschiebbares Handrad gedreht werden und verstellt bei dieser Drehung vermöge eines Links- und Rechtsgewindes die Platten, welche das Muttergewinde für die Spindel in besonders eingelegten Rotgussmuttern enthalten. Über die Ausführung der Schieber und sonstigen Teile der Meyerschen Steuerung ist im letzten Abschnitt das Nötige vermerkt.

### Beispiele.

1. Für die im 3. Beispiele auf Seite 97 berechnete Eincylinder-Auspuffmaschine von 300 mm Bohrung, 600 mm Hub und 90 Umdrehungen in der Minute sind die Verhältnisse einer Meyerschen Steuerung mit von Hand verstellbarer Füllung zu bestimmen. Als mittlere Normalfüllung soll eine solche von 25% in Betracht kommen, da der Dampf mit 6,15 Atm voraussichtlich in den Cylinder tritt. Die kleinste Füllung soll ungefähr 5%, die grösste 50 bis 60% betragen.

Die Weite und Höhe der Seitenkanäle am Cylinder wurde für die vorliegende Maschine schon auf Seite 127 zu  $a = 21$  mm und  $h = 200$  mm berechnet.

Zur Bestimmung des Voreilwinkels  $\delta$  für den Grundschieber legen wir das in Fig. 1, Taf. 26 konstruierte Indikator-Diagramm bezüglich des Voraustrittes und der Kompression zu Grunde. Nach demselben, sowie nach den Angaben auf Seite 97 beträgt die Grösse

des Voraustrittes 4%,

und bei 4,3 kg End-, sowie 1,15 kg Anfangsspannung die Grösse

der Kompression 15%.

In Fig. 2, Taf. 35 ist nun der reduzierte Hauptkurbelkreis mit 50 mm Radius geschlagen und sind die den vorgenannten beiden Perioden entsprechenden Haupt-



kurbellagen OIII ( $V_{a,1}$ ) bzw. OIV ( $K_1$ )<sup>1)</sup> aufgesucht worden. Die Halbierungslinie  $\overline{OD'}$  des Winkels III OIV liefert dann mit der Vertikalen Y—Y den Voreilwinkel  $\delta = \sim 34^\circ$ .

Die Excentricität  $r$  des Grundschiebers ergibt sich aus Gleichung 152. Nehmen wir die Weite des Durchlasskanales im Grundschieber gemäss Gleichung 153 zu

$$a_1 = a = 21 \text{ mm},$$

das Voröffnen für den Voreintritt nach Gleichung 154 zu

$$v_e = 0,2 a = 0,2 \cdot 21 = \sim 4 \text{ mm},$$

so folgt aus Gleichung 152

$$r = \frac{21 - 4}{1 - \sin 34^\circ} = \sim 39 \text{ mm},$$

und aus Gleichung 155 die äussere Überdeckung

$$e = 39 - 21 = 18 \text{ mm}.$$

Bei Benutzung des Zeunerschen Diagrammes (Fig. 2, Taf. 35) schlägt dann der untere der beiden Grundschieberkreise auf den Hauptkurbellagen OIII und OIV eine innere Überdeckung von

$$i = \sim 7,5 \text{ mm}$$

ab, während der entsprechende obere Kreis in seinen Schnittpunkten mit dem e-Kreise die Hauptkurbellagen OI ( $V_{e,1}$ ) und OX für den Beginn des Voreintrittes bzw. Schluss des Cylinderkanales durch den Grundschieber festlegt.

Zur Ermittlung der übrigen Schieberverhältnisse ist dem Diagramm der Fig. 2, Taf. 35 eine Excentricität

$$r_1 = 42 \text{ mm}$$

und ein Voreilwinkel

$$\delta_1 = 110^\circ$$

des Expansionsschiebers zu Grunde gelegt und unter Auftragung dieses Winkels entgegen zur Drehrichtung der Maschine von der Vertikalen Y—Y aus die Linie  $\overline{OD_1}$  gefunden worden. Durch Konstruktion des Parallelogrammes  $D_1DD_rOD_1$  ergibt sich dann eine relative Excentricität

$$r_x = \overline{OD_r} = 50 \text{ mm}.$$

In Fig. 115 auf Seite 169 wurde die Excentricität und der Voreilwinkel des Expansionsschiebers für die vorliegenden Verhältnisse nach den Angaben auf Seite 173 so konstruiert, dass bei der normalen Füllung die Mitte des Winkels, welchen die Hauptkurbel während der Drosselung des eintretenden Dampfes durchläuft, senkrecht zu den Totlagen der relativen Excenterkurbel steht. Ist nämlich OII<sub>2</sub> die einer normalen Füllung von 25% beim Hinlauf unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge entsprechende Hauptkurbellage, und soll die Drosselung um 15% des Kolbenweges vorher, also bei der Hauptkurbellage OIII beginnen, so steht  $\overline{OD_r}$  senkrecht auf der Mittellinie OIV des Winkels  $\varphi = \text{III OII}_2$ . Um die Grösse von  $\overline{OD_r}$  zu bekommen, hat man zu berücksichtigen, dass bei der Hauptkurbellage OIII, welche um den Winkel  $\omega = \text{AOIII} = 36^\circ$  von der Totlage absteht, die Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung 22 und 24, sowie für  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  und  $c_m = 1,8 \text{ m}$

$$c_x = \frac{\pi}{2} 1,8 \cdot \sin 36^\circ \left(1 + \frac{1}{5} \cos 36^\circ\right) = \sim 1,95 \text{ m}$$

beträgt. Soll nun bei dieser Hauptkurbellage die Dampfgeschwindigkeit  $w_x = 50 \text{ m}$  sein, also die Drosselung beginnen, so muss der Durchlasskanal noch um

$$a_x = \frac{0 \cdot c_x}{h \cdot w_x} = \frac{685 \cdot 1,95}{20 \cdot 50} = \sim 1,35 \text{ cm} = 13,5 \text{ mm}$$

offen sein. In Fig. 115 des Textes ist  $a_x = 16 \text{ mm}$  angenommen<sup>1)</sup>, sodass der während der Drosselung des eintretenden Dampfes vom Kolben durchlaufene Weg noch kleiner als 15% des Hubes ist. Trägt man  $\overline{O2} = \frac{1}{2} a_x = 8 \text{ mm}$  auf

die Hauptkurbellage OII<sub>2</sub> ab, so schneidet die zur letzteren im Punkte 2 errichtete Senkrechte auf der vorhin konstruierten Richtung der relativen Excentricität die Grösse

$$r_x = \overline{OD_r} = \sim 45 \text{ mm}$$

ab.

In Fig. 2, Taf. 35 ist die relative Excentricität  $\overline{OD_r}$  viel näher an die Vertikale Y—Y gelegt, um die Platten des Expansionsschiebers kürzer zu bekommen und den schnellen Kanalschluss auch bei kleineren Füllungen zu sichern, die bei höherer Eintrittsspannung nötig werden. Infolge der grösseren relativen Excentricität geht aber hier der Kanalschluss ebenso schnell vor sich und wird die Reibungsarbeit auch nicht grösser als für die durch Fig. 115 des Textes gegebenen Verhältnisse, wie dies später gezeigt ist.

Den relativen Schieberkreisen können nun die Abstände  $y_{\max}$  und  $y_{\min}$  für die relative Mittellage beider Schieber bei der grössten und kleinsten Füllung entnommen werden. Bei unendlich langer Excenterstange entspricht in Fig. 2, Taf. 35 die Hauptkurbellage OII<sub>1</sub> der grössten Füllung von 60%, OII<sub>3</sub> der kleinsten von 5%. Die erste Kurbellage stellt überhaupt die grösstmögliche Füllung dar, welche bei der Steuerung mit Rücksicht auf die Vermeidung eines zweimaligen Dampfeintrittes während eines einfachen Kolbenhubes (siehe Seite 171) statthaft ist, und wurde durch Umklappen der Lage OX, bei welcher der Grundschieber den Cylinderkanal schliesst, um  $\overline{OD_r}$  erhalten. Es ergibt sich dann aus der Figur

$$y_{\max} = \overline{O1} = 49,5 \text{ mm},$$

$$y_{\min} = \overline{O3} = +5 \text{ mm}.$$

Hiermit folgt zunächst die Länge der Expansionsplatten aus Gleichung 158 für  $x = 5 \text{ mm}$  Sicherheitsdeckung zu

$$p = 50 - (+5) + 21 + 5 = 71 \text{ mm},$$

der Abstand der äusseren Kanten des Durchlasskanales oben von der Mitte des Grundschiebers unter der Voraussetzung, dass bei der grössten Füllung die beiden Platten zusammenstossen, aus Gleichung 159b zu

$$L = 71 + 49,5 = 120,5 \text{ mm}.$$

Beim Einstellen der Platten von der grössten bis zur kleinsten Füllung müssten dieselben schliesslich nach Gleichung 160 um

$$z = 49,5 - (+5) = 44,5 \text{ mm}$$

verschoben werden.

Würden nach den so ermittelten Dimensionen die beiden Schieber der Meyerschen Steuerung symmetrisch zur ihrer Mitte gestaltet und um die Spiegelmitte des Cylinders schwingen, so würde zunächst infolge der endlichen Excenterstangenlänge ein ungleiches Voröffnen  $v_e$  und ferner infolge der endlichen Schubstangenlänge eine ungleiche Kompression und Füllung auf beiden Kolben-seiten eintreten.

1) Bei Berücksichtigung von  $\frac{1}{2}\%$  Voreintritt.

1) Des Vergleiches mit Fig. 4, Taf. 35 wegen.



Um zunächst das Voröffnen  $v_e$  auf beiden Kolbenseiten gleich zu bekommen, hat man den Schieber um eine Mitte schwingen zu lassen, die bei einer Excenterstangenlänge  $l = 700$  mm des Grundschiebers, also bei einem Verhältnis

$$\frac{r}{l} = \frac{39}{700} = \sim \frac{1}{18},$$

nach Gleichung 141 um die Grösse

$$y = \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \cos^2 \delta = \frac{1}{2} \frac{1}{18} 39 \cos^2 34^\circ = 0,75 \text{ mm}$$

weiter als die Spiegelmitte des Cylinders von der Kurbelwelle absteht. Dadurch erhält der Schieber gemäss Fig. 5, Taf. 35 eine linke äussere Überdeckung

$$e + y = 18 + 0,75 = 18,75 \text{ mm},$$

eine rechte äussere Überdeckung

$$e - y = 18 - 0,75 = 17,25 \text{ mm}.$$

Um weiter die Kompression auf beiden Kolbenseiten annähernd gleich zu machen, hat man zunächst bei gleicher innerer Überdeckung  $i = 7,5$  mm an beiden Schieberlappen die Dauer dieser Periode bei endlicher Schubstangenlänge zu bestimmen. Ist die letztere das 5fache des Kurbelradius, so beträgt die Kompression der linken Kolbenseite 16, die der rechten 11%. Soll nun die Annäherung bis auf 14,5 bzw. 12,5% getrieben werden, so schneiden die unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge in Fig. 4, Taf. 35 eingetragenen, zugehörigen Hauptkurbellagen OIV bzw. OIV' auf den beiden Grundschieberkreisen die inneren Überdeckungen

$$i_l = 5,8 \text{ mm und } i_r = 8,8 \text{ mm}$$

ab (siehe Fig. 5, Taf. 35), während das Voröffnen für den Dampfauslass auf der rechten Kolben(Kurbel)seite nach dem Diagramm

$$v_{i,r} = zy + 0,75 = 13 + 0,75 = 13,75 \text{ mm},$$

und auf der linken Kolben(Deckel)seite

$$v_{i,l} = uw - 0,75 = 16 - 0,75 = 15,25 \text{ mm}$$

ist. Für den Schieberspiegel am Cylinder ergibt sich hiermit aus Gleichung 148a, wenn die Stegbreite

$$b = \frac{a}{2} + 10 = \sim 20 \text{ mm}$$

genommen wird, die Weite des Auslasskanales

$$a_0 \geq 8,8 + 39 + 21 - 20 \text{ oder } \geq 48,8 \text{ mm},$$

wofür  $a_0 \geq i + r + a - b$

$$a_0 = 70 \text{ mm}$$

gemacht ist.

Bezüglich der Gleichheit der Füllungen auf beiden Kolbenseiten ist schliesslich zu bemerken, dass stets eine solche Gleichheit bei der normalen Füllung anzustreben ist. Zu diesem Zwecke hat man in dem Diagramm der Fig. 4, Taf. 35 die einer Füllung von 25% bei endlicher Schubstangenlänge entsprechenden Hauptkurbellagen OII<sub>2</sub> und OII<sub>2</sub>' aufzusuchen. Dieselben schneiden auf den beiden Relativschieberkreisen die Sehnen

$$O2 = y_{2,1} = 28,7 \text{ mm}$$

und

$$O2' = y_{2,r} = 35,5 \text{ mm}$$

ab, und man hat also, um auf beiden Kolbenseiten eine gleiche Füllung von 25% zu bekommen, die Expansionsplatten so einzustellen, dass bei der relativen Mittellage

beider Schieber der Abstand der äusseren Kanten des Expansionschiebers und der Durchlasskanäle im Grundschieber auf der linken Seite 28,7 mm, auf der rechten Seite dagegen 35,5 mm beträgt.

Für die übrigen Füllungen lässt sich durch die Verhältnisse des Gewindes der Schieberspindel entweder eine Annäherung nach der Seite der grösseren, oder nach der der kleineren erzielen, wodurch allerdings die Ungleichheit der Füllungen nach der entgegengesetzten Seite wächst. Wollte man z. B. eine Annäherung nach der Seite der grösseren Füllung haben, so ist zunächst zu berücksichtigen, dass die grösste Füllung nach dem Diagramm in Fig. 4, Taf. 35 für die rechte Kolben(Kurbel)seite dadurch erhalten wird, dass man mit  $e - y$  um O einen Kreis im unteren Grundschieberkreise schlägt und den Schnittpunkt x dieser beiden Kreise aufsucht. Ox um OD' geklappt, liefert dann die Hauptkurbellage OII<sub>1</sub>', welche bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge einer grössten Füllung von 53,3% entspricht. Diese Hauptkurbellage OII<sub>1</sub>' schneidet im unteren Relativschieberkreise die Strecke

$$O1' = y_{\max,r} = 49,3 \text{ mm}$$

für die rechte Schieberseite ab, während die derselben Füllung auf der linken Kolben(Deckel)seite entsprechende Hauptkurbellage OII<sub>1</sub> im oberen Relativschieberkreise eine Sehne

$$O1 = y_{\max,l} = 46,3 \text{ mm}$$

für die linke Schieberseite liefert. Um nun die Füllung von der normalen (25%) bis zur grössten (53,3%) abzuändern, muss man die rechte Expansionsplatte um

$$y_{\max,r} - y_{2,r} = 49,3 - 35,5 = 13,8 \text{ mm},$$

die linke Expansionsplatte um

$$y_{\max,l} - y_{2,l} = 46,3 - 28,7 = 17,6 \text{ mm}$$

verschieben. Das ist mit einer Schieberspindel nur dadurch zu erreichen, dass man dem Gewinde derselben für die linke Platte eine grössere Steigung als für die rechte giebt, und zwar muss die erstgenannte Steigung das

$$\frac{17,6}{13,8} = 1,275$$

fache der letztgenannten betragen. Erhält also z. B. das rechte Spindelgewinde 6 mm Steigung, so muss das linke eine solche von

$$1,275 \cdot 6 = 7,65 \text{ mm}$$

bekommen, wofür wohl  $\sim 7,5$  mm zu wählen wäre.

Zu einer kleinsten Füllung von 5% auf der rechten Kolbenseite gehört weiter bei endlicher Schubstangenlänge die in Fig. 4, Taf. 35 angedeutete Hauptkurbellage OII<sub>3</sub>' und ein Abstand

$$O3' = y_{\min,r} = + 7,2 \text{ mm}.$$

Um somit die Füllung auf der rechten Kolbenseite von der normalen (25%) bis auf die minimale (5%) zu verstellen, muss die rechte Expansionsplatte um

$$y_{2,r} - (\pm y_{\min,r}) = 35,5 - 7,2 = 28,3 \text{ mm}$$

verschoben werden. Dadurch würde die linke Expansionsplatte wegen der grösseren Steigung des Gewindes an ihrer Seite um

$$28,3 \frac{7,5}{6} = \sim 35,5 \text{ mm}$$

verrückt werden, sodass ihr Abstand



$$-(\pm y_{\min,1}) = 35,5 - y_{2,1} = 35,5 - 28,7,$$

oder

$$y_{\min,1} = -6,8 \text{ mm}$$

betrüge. Der mit diesem Abstände als Radius um O geschlagene Kreis trifft den unteren Relativschieberkreis im Punkte 3. Die zugehörige Hauptkurbellage  $OII_3$  ergibt aber für die linke Kolbenseite eine kleinste Füllung von nur 1,33%. Durch die Annäherung der Füllungen nach der grösseren Seite wird also keineswegs auch eine Annäherung nach der kleineren Seite erzielt.

In Fig. 5, Taf. 35 und Fig. 1, Taf. 36 sind nun die Verhältnisse der Steuerung nach den zuletzt bestimmten Werten, also für gleiche Füllungen auf beiden Kolbenseiten von 25 und 53,3%, sowie annähernd gleiche für die dazwischen liegenden, eingetragen. Die linke Expansionsplatte muss nach Gleichung 158 eine Länge von

$$p = r_x - (\pm y_{\min,1}) + a_1 + x,$$

oder mit  $y_{\min,1} = -6,8$  und  $x = 5,2$  mm,

$$p = 50 + 6,8 + 21 + 5,2 = 83 \text{ mm},$$

die rechte Platte mit  $y_{\min,r} = +7,2$  und  $x = 6,2$  entsprechend eine solche von

$$p = 50 - 7,2 + 21 + 6,2 = 70 \text{ mm}$$

bekommen, während der Abstand der äusseren Kante des Durchlasskanals von der Mitte des Grundschiebers nach Gleichung 159b an der linken Seite für  $p = 83$  und  $y_{\max,1} = 46,3$  mm

$$L = 83 + 46,3 = \sim 129 \text{ mm},$$

an der rechten Seite für  $p = 70$  und  $y_{\max,r} = 49,3$  mm

$$L = 70 + 49,3 = \sim 120 \text{ mm}$$

betragen muss.

Wollte man dagegen die Füllungen für beide Kolbenseiten von der normalen bis zur minimalen annähernd gleich machen, was mit Rücksicht darauf, dass die Maschine auch mit höherer Eintrittsspannung arbeiten soll, wohl vorteilhafter gewesen wäre, so ergäbe sich aus dem Diagramm der Fig. 4, Taf. 35 für 5% kleinste Füllung entsprechend der Hauptkurbellage  $OII_3'$  für die rechte Kolbenseite

$$O3' = y_{\min,r} = +7,2 \text{ mm},$$

dagegen für die linke Kolbenseite, für welche die zugehörige Hauptkurbellage nicht eingetragen ist,

$$y_{\min,1} = 0.$$

Bei einer Änderung der Füllung von der normalen bis zur minimalen müsste die rechte Expansionsplatte um

$$y_{2,r} - (\pm y_{\min,r}) = 35,5 - 7,2 = 28,3 \text{ mm},$$

die linke Platte um

$$y_{2,1} - (\pm y_{\min,1}) = 28,7 - 0 = 28,7 \text{ mm},$$

also fast ebensoviel verschoben werden, sodass hier die beiden Gewinde der Spindel wohl gleiche Steigung bekommen könnten.

Würde man aber nun die Füllung von 25 bis 53,3% auf der rechten Kolbenseite ändern, so würde die rechte Platte sowohl wie die linke um

$$y_{\max,r} - y_{2,r} = 49,3 - 35,5 = 13,8 \text{ mm},$$

verschoben werden, also für die linke Platte

$$y_{\max,1} = y_{2,1} + 13,8 = 28,7 + 13,8 = 42,5 \text{ mm}$$

werden. Schlägt man hiermit einen Kreis um O und sucht den Schnittpunkt desselben mit dem oberen Relativschieberkreise auf, so bestimmt die durch denselben gehende Hauptkurbellage (in die Figur nicht eingetragen) auf der linken Kolbenseite eine Füllung von nur 45%. Während also für die kleineren Füllungen die Gleichheit auf beiden Kolbenseiten bei derselben Steigung in beiden Gewinden annähernd erreicht wird, findet für die grösseren Füllungen wieder eine beträchtliche Ungleichheit statt.

In Fig. 4 und 4a, Taf. 35 sind schliesslich die Einlass- bzw. Auslassflächen der Meyerschen Steuerung bei dem normalen Füllungsgrade von 25% angedeutet. Die Einlassfläche ist in der früher angegebenen Weise konstruiert worden. So öffnet z. B. bei der Hauptkurbellage OV der Expansionschieber den Durchlasskanal um die volle Weite  $a_1$ , der Durchlasskanal aber den Cylinderkanal um das Stück 7—9. Das letztere als die kleinere von beiden Kanaleröffnungen ist in Fig. 4a als Ordinate über der zugehörigen Kolbenstellung  $A_5$  aufgetragen, während es in Fig. 4a schon radial vom  $(e+y)$ -Kreise nach aussen liegt. Die sich ergebende Einlassfläche ist in beiden Figuren gelb schraffiert. Die Auslassfläche, die wie beim gewöhnlichen Muschelschieber zu konstruieren ist und natürlich für alle Füllungen dieselbe bleibt, ist nur in Fig. 4a vermerkt. Bei der Hauptkurbellage OV ist der rechte Cylinderkanal z. B. um die Strecke 10—11 = a geöffnet. 10—11 ist in Fig. 4a vertikal abwärts vom Punkte  $A_5$  aus abgetragen und liefert einen Punkt der für den rechten Kanal punktiert angedeuteten Kurve.

Aus den jeweiligen Kanaleröffnungen  $a_x$  und den zugehörigen Kolbengeschwindigkeiten  $c_x$  erhält man die Dampfgeschwindigkeit bei der betreffenden Kolbenlage nach der Gleichung

$$w_x = \frac{O \cdot c_x}{a_x \cdot h}.$$

In Fig. 4a, Taf. 35 sind hiernach die Dampfgeschwindigkeiten berechnet und die Kurven derselben für einen Massstab von 1 mm = 2 m aufgetragen worden.

Nach Fig. 4a, Taf. 35 beträgt die grösste Kanaleröffnung für den eintretenden Dampf, also die grösste Ordinate der gelb schraffierten Fläche, ungefähr 16 bis 17 mm. Dasselbe ist bei dem in Fig. 115 auf Seite 169 angegebenen Diagramm der Fall. In beiden Figuren wird die Öffnung von 16 bis 17 mm während eines Kolbenweges von 15% durchlaufen, findet also der Kanalschluss ungefähr gleich schnell statt.

Nach dem Diagramm der Fig. 4, Taf. 35 ist

die relative Excentricität  $r_x = 50$  mm,  
der Abstand  $y_{\max}$  bei 53,3% grösster Füllung auf der linken Kolbenseite gleich 46,3 mm,  
der Abstand  $y_{\min}$  bei 1,33% kleinster Füllung daselbst gleich -6,8 mm,  
die Plattenlänge  $p = 83$  mm,  
der Abstand  $L = 129$  mm.

Aus dem Diagramm der Fig. 115 erhält man

eine relative Excentricität  $r_x = 45$  mm,  
einen Abstand  $y_{\max}$  bei 53,3% Füllung auf der linken Kolbenseite (die zugehörige Hauptkurbellage ist in die Figur nicht eingetragen) von 30 mm,  
einen Abstand  $y_{\min}$  bei 1,33% Füllung daselbst von -25 mm,

eine Plattenlänge nach Gleichung 158 mit  $x = 5$

$$p = 45 + 25 + 21 + 5 = 96 \text{ mm},$$

einen Abstand L nach Gleichung 159b von

$$96 + 30 = 126 \text{ mm}.$$

Im letzteren Falle ist die Plattenlänge grösser, die relative Excentricität kleiner als im ersteren Falle. Da nun die Reibungsarbeit des Expansionschiebers um so grösser ausfällt, je grösser unter sonst gleichen Verhältnissen die Druckfläche, oder bei derselben Schieberbreite die Plattenlänge  $p$ , und die relative Excentricität  $r_x$  ist, so wird diese Arbeit im ersteren Falle dem Produkte

$$p \cdot r_x = 83 \cdot 50 = 4150,$$



im letzteren demjenigen

$$p \cdot r_x = 96 \cdot 45 = 4320$$

proportional, also im ersten Falle kleiner sein. Dagegen gestatten die Verhältnisse in Fig. 115 eine grössere Füllung als 53,3%.

2. Die im 5. Beispiel auf Seite 99 berechnete Verbundmaschine von 150 Nutzpferdestärken, deren Indikator-Diagramme auf Taf. 29 konstruiert sind, soll am grossen Cylinder eine Meyersche Steuerung mit von Hand verstellbarer Füllung erhalten. Es betrug nach den Berechnungen auf Seite 99 und 100

die Bohrung des grossen Cylinders 770 mm,  
die nutzbare Kolbenfläche desselben  $O = 4566 \text{ qcm}$ ,  
der Hub der Maschine 900 mm,  
die Umdrehungszahl derselben 90,  
die mittlere Kolbengeschwindigkeit derselben 2,4 m.

Der Querschnitt der Einlasskanäle ergibt sich zunächst aus Gleichung 126 für

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{32}$$

zu

$$f_k = \frac{4566 \cdot 2,4}{32} = \sim 342,5 \text{ qcm},$$

welchem Querschnitte bei einer Kanalhöhe von

$$h = 57 \text{ cm} = 570 \text{ mm}$$

durch eine Kanalweite

$$a = \frac{342,5}{57} = \sim 6 \text{ cm}$$

genügt wird. Da diese Weite aber reichlich gross ist und einen schnellen Kanalschluss nur bei sehr grossen Excentricitäten ermöglichen würde, so sollen nach Fig. 8, Taf. 35 an jeder Seite des Cylinders zwei Kanäle angeordnet werden, von denen jeder natürlich eine Weite

$$a = \frac{6}{2} = 3 \text{ cm} = 30 \text{ mm}$$

bekommen muss.

Der Voreilwinkel  $\delta$  des Grundschiebers bestimmt sich in bekannter Weise aus den beiden Hauptkurbellagen  $OV_a$  und  $OK$ . Wählt man nach dem Indikator-Diagramm des grossen Cylinders auf Taf. 29

den Voreintritt zu 0,75%,

den Voraustritt zu 4%,

die Kompression zu 19%

und konstruiert hiernach für einen beliebigen Hauptkurbelkreis und eine unendlich lange Schubstange die erwähnten Hauptkurbellagen, so schliesst die Halbierungslinie des Winkels  $V_a OK$  mit der Vertikalen einen Voreilwinkel

$$\delta = 38^\circ$$

ein.

Der Winkel  $\delta$  lässt sich auch durch Rechnung finden. Mit Bezug auf Fig. 2, Taf. 35, wo der Hauptkurbelkreis einen Radius von 50 mm hat, ist nämlich der Winkel, welchen die Hauptkurbellage  $OV_{a,1}$  mit der rechten Totlage der Hauptkurbel einschliesst, dadurch bestimmt, dass

$$\cos V_{a,1} OA' = \frac{50 - 4}{50} = 0,92,$$

$$\sphericalangle V_{a,1} OA' = 23^\circ$$

ist. Ferner folgt, da

$$\cos K_1 OA = \frac{50 - (19 + 0,75)}{50} = 0,605,$$

$$\sphericalangle K_1 OA = \sim 53^\circ$$

ist,

$$\sphericalangle K_1 OA' = 180 - 53 = 127^\circ$$

und

$$\sphericalangle K_1 OV_{a,1} = 127 + 23 = 150^\circ.$$

Die Halbierungslinie  $\overline{OD'}$  dieses letzteren Winkels schliesst dann mit der Vertikalen den Winkel

$$\delta = 90 - \left( \frac{150}{2} - 23 \right) = 38^\circ$$

ein.

Die Excentricität des Grundschiebers kann nun aus Gleichung 152 berechnet werden, sobald das Voröffnen  $v_e$  für den Voreintritt und die Weite  $a_1$  des Durchlasskanales gewählt wird. Für

$$v_e = 4,5 \text{ mm}^1)$$

und

$$a_1 = a = 30 \text{ mm}$$

folgt

$$r = \frac{30 - 4,5}{1 - \sin 38^\circ} = \sim 66 \text{ mm},$$

womit dann zugleich die äussere Überdeckung nach Gleichung 155

$$e = r - a_1 = 66 - 30 = 36 \text{ mm}$$

bestimmt ist.

Wird der Grundschieber auf gleiches Voröffnen  $v_e$  eingestellt, so muss er nach Gleichung 141 um eine Mitte schwingen, die für eine Excenterstangenlänge  $l = 16 r$  um

$$y = \frac{1}{2} 66 \frac{1}{16} \cos^2 38 = \sim 1,3 \text{ mm}$$

weiter als die Spiegelmitte des Cylinders von der Kurbelwelle absteht. Dadurch wird die äussere Überdeckung der linken Seite

$$e + y = 36 + 1,3 = 37,3 \text{ mm},$$

die der rechten Seite

$$e - y = 36 - 1,3 = 34,7 \text{ mm}.$$

Um die inneren Überdeckungen zu bekommen, hat man das Schieber-Diagramm zu zeichnen. In Fig. 7, Taf. 35 ist mit den obigen Verhältnissen das Müllersche Diagramm in  $\frac{2}{3}$  der natürlichen Grösse aufgetragen worden.

Der mit  $\overline{OA} = \overline{OA'} = 66 \text{ mm}$  als Radius geschlagene Kreis steht mit den beiden Totlagen  $\overline{OA}$  und  $\overline{OA'}$  der Hauptkurbel unter dem Winkel  $\delta$  gegen die Vertikale  $Y-Y$  geneigt. Die Vertikalen  $X-X$  und  $X'-X'$  im Abstände  $e+y$  bzw.  $e-y$  von  $Y-Y$  liefern die Hauptkurbellagen für den Voreintritt, von denen nur diejenige  $OI$  für die linke Kolben(Deckel)seite eingetragen ist, und ferner die Hauptkurbellagen für die Füllung des Grundschiebers, von der ja die grösste Füllung der Meyerschen Steuerung abhängt.

Auf den zu  $\overline{AA'}$  parallelen Geraden  $\overline{A_0 A_0'}$  ist nun unten für die rechte (Kurbel-), oben für die linke Kolben(Deckel)seite (immer die Anordnung der Maschine in Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt) an den Voraustritt unter Berücksichtigung einer Schubstangenlänge, die das 5fache

1) Die Gleichung 154 verlangt grössere Werte.



der Hauptkurbel ist, eine Kompression von 17 bzw. 21%<sup>1)</sup> abgetragen worden. Die zugehörigen Hauptkurbellagen OIV' bzw. OIV ergeben die Vertikalen Z'—Z' bzw. Z—Z, also eine innere Überdeckung

$$i_r = 19,5 \text{ mm und } i_l = 15 \text{ mm.}^2)$$

Das Voröffnen für den Auslass beträgt dann, da bei der linken Totlage der Hauptkurbel  $\overline{wA} = 20,7 \text{ mm}$ , bei der rechten Totlage derselben  $\overline{uA'} = 26,3 \text{ mm}$  ist, infolge der endlichen Excenterstangenlänge für die rechte Kolbenseite

$$v_{i,r} = 20,7 + 1,3 = 22 \text{ mm,}$$

für die linke Kolbenseite

$$v_{i,l} = 26,3 - 1,3 = 25 \text{ mm.}$$

In Fig. 8, Taf. 35 sind mit den vorstehend ermittelten Werten die Dimensionen des Schieberspiegels am Cylinder und diejenigen der unteren Grundschieberseite eingetragen worden. Es ist an der linken Seite, das ist in der Figur die untere, der Abstand

$$1-2 = a_1 = 30 \text{ mm,}$$

$$2-3 = e + y = 37,3 \text{ mm,}$$

$$3-4 = a = 30 \text{ mm,}$$

$$4-5 = i_l = 15 \text{ mm,}$$

$$4-6 = r = 66 \text{ mm, damit der Kanal } 3-4 \text{ bei der äussersten linken Lage des Schiebers für den ausströmenden Dampf ganz geöffnet bleibt,}$$

$$6-7 = \text{der Wandstärke } s \text{ des 2. Durchlasskanales im Grundschieber} = 15 \text{ mm,}$$

$$7-8 = a_1 = 30 \text{ mm,}$$

$$8-9 = e + y = 37,3 \text{ mm,}$$

$$9-10 = a = 30 \text{ mm,}$$

$$10-11 = i_l = 15 \text{ mm,}$$

$$10-12 = \text{der Stegstärke } b = \frac{a}{2} + 10 = 25 \text{ mm,}$$

$$12-13 = 2a = 60 \text{ mm, da durch diesen Kanal der Dampf von den beiden linken Seitenkanälen austreten muss,}$$

$$13-14 = r = 66 \text{ mm, damit der Kanal } 12-13 \text{ in der äussersten linken Lage des Schiebers ganz geöffnet bleibt u. s. w.}$$

Für die andere, rechte Seite ergeben sich die einzelnen Abstände in entsprechender Weise.

Der Grundschieber schwingt dabei um die Ebene S', welche von der Mittelebene S des Schieberspiegels um  $y = 1,3 \text{ mm}$  absteht.

Für den Expansionsschieber wurde bei der vorliegenden Steuerung ein Voreilwinkel bzw. eine Excentricität

$$\delta = 105^\circ \text{ und } r_1 = 47 \text{ mm}$$

angenommen. Die letztere, in richtiger Weise aufgetragen, ergibt in Fig. 6, Taf. 35 die Linie  $\overline{OD_1}$ , und diese wiederum liefert mit der Excentricität  $r = \overline{OA}$  des Grundschiebers durch Konstruktion des Parallelogrammes  $OAD_1 A_r O$  die relative Excentricität

$$r_x = \overline{OA_r} = 75 \text{ mm.}$$

Der hiermit als Radius geschlagene äussere Kreis in

1) Die Hauptkurbellage, welcher bei unendlich langer Schubstange eine Kompression von 19% auf beiden Kolbenseiten entspricht, liefert bei der angegebenen endlichen Länge der Schubstange 15% Kompression auf der rechten und 23% auf der linken Kolbenseite. Nach dem Obigen ist also die Kompression auf beiden Seiten bis auf 17 bzw. 21% angenähert.

2) Durch die photographische Verkleinerung der Tafeln sind diese Dimensionen in Fig. 7 etwas verändert worden.

Fig. 6, Taf. 35 gilt für die relative Excenterkurbel und für die Hauptkurbel, wobei man sich die relativen Bewegungen beider Schieber gegeneinander auf der Horizontalen durch O, die Bewegungen des Kolbens dagegen auf  $\overline{A_r A_r'}$  vorzustellen hat. Aus der Figur können die Werte  $y_{\max}$  und  $y_{\min}$  in der früher allgemein angegebenen Weise für eine unendlich lange Schubstange bestimmt werden. Bei der Dimensionierung der Schieber nach diesen Werten erhält man dann bei endlicher Schubstangenlänge ungleiche Füllungen auf beiden Kolbenseiten.

Zu empfehlen ist es aber, mit Rücksicht auf die Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine wenigstens die normale Füllung auf beiden Kolbenseiten gleich gross zu machen. Es kann dies nach Fig. 7, Taf. 35 in der folgenden Weise geschehen.

Nach den Diagrammen auf Taf. 29 soll die normale Füllung des grossen Cylinders

$$\frac{S_1}{S} = 0,266 \text{ oder } 26,6\%$$

betragen. Trägt man nun in Fig. 7, Taf. 35 auf den zu

$$\overline{A_r A_r'} \text{ parallelen Geraden } \overline{A_{ro} A_{ro}'} = \frac{2}{3} \cdot 2 \cdot 75 = 100 \text{ mm}$$

unter Berücksichtigung des Umstandes, dass  $\overline{OA_r}$  der linken,  $\overline{OA_r'}$  der rechten Totlage der Hauptkurbel entspricht, oben das Stück

$$\overline{A_{ro} A_{II}} = 0,266 \overline{A_{ro} A_{ro}'} = \frac{2}{3} \cdot 0,266 \cdot 150 = 26,6 \text{ mm}$$

für die linke Kolben(Deckel)seite bzw. bei der hier stets vorausgesetzten Maschinenanordnung und -drehung für den Hinlauf, unten das ebenso grosse Stück  $\overline{A_{ro}' A_I'}$  für die rechte Kolben(Kurbel)seite bzw. den Rücklauf auf und bestimmt die zugehörigen Hauptkurbellagen  $OII_2$  und  $OII_2'$ , so erhält man in den Horizontalen

$$y_{2,l} = \overline{II_2 B_{II}^{(1)}} = 46,5 \text{ mm und}$$

$$y_{2,r} = \overline{II_2' B_{II}'^{(1)}} = 56,3 \text{ mm}$$

die Abstände, um welche auf der einen und anderen Kolbenseite die äusseren Kanten der Durchlasskanäle von den entsprechenden Kanten der Expansionsplatten bei der relativen Mittellage beider Schieber abstehen müssen, wenn auf beiden Kolbenseiten eine gleiche Füllung von 26,6% erreicht werden soll.

Die grösste Füllung, welche die Meyersche Steuerung geben darf, ist weiter von der Hauptkurbellage abhängig, bei welcher der Schluss des Cylinderkanales durch den Grundschieber stattfindet. Für die rechte<sup>2)</sup> Kolbenseite muss diese Hauptkurbellage durch den Schnittpunkt der Vertikalen X'—X' mit der oberen Hälfte des Grundschieberkreises gehen. Nach Fig. 7, Taf. 35 steht dann die Hauptkurbel um den Winkel  $\gamma_2'$  vor der linken Totlage  $\overline{OA}$ . Sucht man dieselbe Lage im Relativschieberkreise auf, trägt also den Winkel  $\gamma_2'$  von  $\overline{OA_r}$  rückwärts auf, so erhält man die Lage  $\overline{OM}$ , und diese, auf die andere Seite der Horizontalen OX geklappt, liefert schliess-

lich die der grössten Füllung  $\left(\frac{\overline{A_{ro}' A_I'}}{\overline{A_{ro} A_{ro}}} = 0,6\right)$  von 60%

1) Mit Berücksichtigung des Massstabes der Figur.

2) Man nimmt die rechte Seite, weil hier die Überdeckung nur  $e - y$  ist.



entsprechende Hauptkurbellage  $OII_1'$ , sowie den horizontalen Abstand (unter Berücksichtigung des Massstabes der Figur)

$$y_{\max, r} = \overline{II_1' B_1'} = \sim 75 \text{ mm.}$$

Giebt man jetzt den beiden Gewinden der Schieberspindel die gleiche Steigung, so wird offenbar, wenn die Füllung auf der rechten Kolbenseite von der normalen bis zur grössten geändert wird, eine Verschiebung der beiden Platten um

$$y_{\max, r} - y_{2, r} = 75 - 56,3 = 18,7 \text{ mm}$$

eintreten, also der Abstand der linken Platte für die grösste Füllung

$$y_{\max, l} = y_{2, l} + 18,7 = 46,5 + 18,7 = 65,2 \text{ mm}$$

werden. Eine in diesem Abstände von Y—Y in Fig. 7, Taf. 35 gezogene Vertikale schneidet den Relativschieberkreis in  $II_1$  und bestimmt eine grösste Füllung auf der

linken Kolbenseite  $\left(\frac{A_{ro} A_I}{A_{ro} A_{ro}} = 0,457\right)$  von nur 45,7 %.

Soll schliesslich die kleinste Füllung der rechten Kolbenseite 10 % betragen, so erhält man

$$y_{\min, r} = \overline{II_3' B_{III}'} = + 27,7 \text{ mm.}$$

Bei einer Änderung von der normalen bis zur kleinsten Füllung wird also die rechte und linke Platte um

$$y_{2, r} - y_{\min, r} = 56,3 - 27,7 = 28,6 \text{ mm}$$

verschoben, erhält also die linke Platte bei der kleinsten Füllung einen Abstand

$$y_{\min, l} = y_{2, l} - 28,6 = 46,5 - 28,6 = + 17,9 \text{ mm.}$$

Da in Fig. 7 die Horizontale  $\overline{II_3 B_{III}}$  gleich diesem Abstände ist, so ergibt sich auf der linken Kolbenseite eine kleinste Füllung

$$\frac{A_{ro} A_{III}}{A_{ro} A_{ro}} = 0,09 \text{ oder } 9 \text{ \%}.$$

Bei gleicher Steigung in den beiden Spindelgewinden wird also eine fast vollständige Annäherung in den Füllungen von der normalen bis zur kleinsten auf beiden Kolbenseiten erzielt, während diejenigen von der normalen bis zur grössten verschieden ausfallen. Wollte man die letzteren annähernd für beide Kolbenseiten gleich machen, so müsste man dem Spindelgewinde für die linke Platte eine grössere Steigung als demjenigen für die rechte geben, wie dies im vorigen Beispiele gezeigt ist.

Mit den vorstehend ermittelten Werten von  $y_{\min}$  ergibt sich nun aus Gleichung 158

für die linke Schieberseite

eine Plattenlänge mit  $x = 4,9$

$$p = 75 - 17,9 + 30 + 4,9 = 92 \text{ mm,}$$

für die rechte eine solche mit  $x = 4,7$

$$p = 75 - 27,7 + 30 + 4,7 = 82 \text{ mm,}$$

und es können in Fig. 8, Taf. 35 die einzelnen Kanten der Schieber in der Weise aufgetragen werden, wie dies z. B. nachstehend für die linke (in der Figur die untere) Schieberhälfte angegeben ist.

Es ist zu machen der Abstand

$$16 - 17 = a_1 = 30 \text{ mm,}$$

$$16 - 18 = y_{\max, l} = 65,2 \text{ mm,}$$

$$18 - 20 = p = 92 \text{ mm,}$$

$$19 - 21 = a_1 = 30 \text{ mm,}$$

$$19 - 22 = y_{\max, l} = 65,2 \text{ mm,}$$

$$22 - 23 = p = 92 \text{ mm,}$$

$$23 - 24 = r_x - d_1 = 75 - 7 = 68 \text{ mm, wenn } d_1 = 7 \text{ mm}$$

das Stück bezeichnet, um welches die innere Platte bei der äussersten rechten Relativlage übertritt, damit die Bildung eines Grates vermieden wird.

Es fehlt schliesslich noch der Abstand  $17 - 19$ , das ist die Länge der zwischen den beiden Durchlasskanälen befindlichen Wand. Der Abstand ist bestimmt, sobald die Entfernung  $20 - 21$  oder diejenige  $18 - 19 = r_x + d$  bei der grössten Füllung festliegt. Man wird alle diese Entfernungen so zu wählen haben, dass der Kanal  $19 - 21$  durch die Kante 20 der äusseren Expansionsplatte spätestens dann geöffnet wird, wenn der Grundschieber den Cylinderkanal öffnet. Ist diese Bedingung bei der grössten Füllung erfüllt, so ist sie es auch bei den übrigen, weil bei der ersten ja die Expansionsplatten am weitesten nach innen stehen.

Im Grundschieberkreise der Fig. 7, Taf. 35 öffnet nun der Grundschieber den linken Cylinderkanal bei der Hauptkurbellage  $OI$ . Sucht man die entsprechende Hauptkurbellage im Relativschieberkreise auf, indem man den Winkel  $IOA$  von  $OA_r$  aus rückwärts aufträgt, so hat der Endpunkt dieser nicht eingetragenen Kurbellage von der Vertikalen Y—Y einen Abstand

$$y' = 28 \text{ mm,}$$

d. h. bei der Eröffnung des linken Cylinderkanales durch den Grundschieber steht der Expansionschieber um 28 mm nach rechts vor der relativen Mittellage.

In Fig. 8, Taf. 35 sind nun die Schieber in der relativen Mittellage gezeichnet, also ist die Kante 21 um den Abstand

$$20 - 21 = 28 \text{ mm}$$

nach rechts von der Kante 20 aus abzutragen. Will man den in der Figur angegebenen Abstand  $r_x + d$  berechnen, so hat man zu beachten, dass

$$18 - 21 = r_x + d + a_1 = p + y',$$

oder

$$d = p + y' - r_x - a_1,$$

oder mit der Gleichung 158

$$d = r_x - (\pm y_{\min}) + a_1 + x + y' - r_x - a_1,$$

$$d = -(\pm y_{\min}) + y' + x$$

ist. Im vorliegenden Falle ergibt sich

$$d = -17,9 + 28 + 4,9 = 15 \text{ mm,}$$

also

$$r_x + d = 75 + 15 = 90 \text{ mm.}$$

In Fig. 3, Taf. 39 ist dieselbe Steuerung für eine stehende Maschine angedeutet.

## § 39.

### Die Doppel-Schiebersteuerung von Rider.

Einfacher und leichter als bei der Meyerschen Steuerung gestaltet sich die Einwirkung des Regulators auf den Expansionsschieber bei der nach ihrem Erfinder benannten Ridersteuerung. Während nämlich bei der Meyerschen Steuerung zur Veränderung der Füllung eine mehrmalige Umdrehung der Gewinde-Schieberspindel<sup>1)</sup> nötig ist, sich auch der Verschiebung der hier nur schwierig in vollkommener Weise zu entlastenden Expansionsplatten ein beträchtlicher Widerstand entgegenstellt, genügt bei der Ridersteuerung für gewöhnlich eine Drehung der Expansions-Schieberstange um einen Winkel von höchstens

1) Die Verschiebung der Expansionsplatten der Meyerschen Steuerung durch Hebel oder sonstige Vorrichtungen bietet andere Übelstände und kommt sehr selten zur Anwendung.



70°, wenn die Füllung zwischen ihren Grenzen verändert werden soll, und ist die Kraft bzw. Arbeit, welche der leicht und namentlich bei stehenden Maschinen dauernd zu entlastende Riderschieber zu seiner Verstellung erfordert, nur so gross, dass sie von den gewöhnlichen, unmittelbar mit der Steuerung verbundenen Regulatoren fast stets geleistet werden kann.

Die Form und Wirkungsweise der Ridersteuerung ergibt sich aus der Meyerschen Steuerung, von der sie nur eine Abänderung ist, leicht in der folgenden Weise. Denkt man sich nach Fig. 1a, Taf. 37 die Durchlasskanäle des Grundschiebers an der dem Expansionsschieber zugekehrten Seite nicht parallel, sondern geneigt zu den Cylinderkanälen angeordnet und den Expansionsschieber als trapezförmige Platte von derselben Neigung ausgebildet, so erkennt man, dass bei der in der Figur angedeuteten relativen Mittellage beider Schieber die Entfernung der schrägen Kanten des Expansionsschiebers von der äusseren Kante des zugehörigen und parallelen Durchlasskanäles durch die Höhenlage der Trapezplatte bedingt ist. Bei der mittleren, ausgezogenen Lage der letzteren ist diese Entfernung, wie an der linken Seite eingetragen, z. B. gleich  $y_{\text{norm}}$ , bei der tiefsten, strichpunktirt angedeuteten Lage dagegen ist sie grösser, nämlich  $y_{\text{max}}$ , und bei der höchsten, punktierten Lage ist sie am kleinsten, nämlich  $y_{\text{min}}$ , da nun die Kante der Trapezplatte nicht mehr innerhalb, sondern ausserhalb der schrägen Durchlasskanäle liegt. Von der erwähnten Entfernung war aber bei der Meyerschen Steuerung, wie wir im vorigen Paragraphen sahen, die Füllung in der Weise abhängig, dass letztere grösser wurde, wenn der allgemein mit  $y$  bezeichnete Abstand nach der inneren Seite zunahm, kleiner dagegen, wenn dieser Abstand abnahm oder sogar auf die äussere Seite der Durchlasskanäle fiel, also negativ wurde. Der in Fig. 1a angedeutete Trapezschieber wird deshalb auch, wenn sich beide Schieber in horizontaler Richtung hin- und herbewegen, eine um so grössere Füllung geben, je tiefer er in Bezug auf den Grundschieber liegt, und eine um so kleinere, je höher er in Bezug auf diesen steht. Bei der strichpunktirt angedeuteten Lage wird also die grösste, bei der punktiert angedeuteten dagegen die kleinste Füllung eintreten, und innerhalb dieser beiden Grenzlagen hat der Regulator, wenn ein solcher auf die Steuerung einwirken soll, den Expansionsschieber während seines Hin- und Herganges so einzustellen, dass eine dem jeweiligen Belastungszustande der Maschine entsprechende Füllung stattfindet.

In dieser ebenen Plattenform ist der Expansionsschieber der Ridersteuerung verschiedentlich ausgeführt worden, ohne dass indes eine zuverlässige und genügend schnelle Einwirkung des Regulators auf die Steuerung erzielt wurde. Der Expansionsschieber trug dabei auf seinem Rücken z. B. eine in der Stellrichtung (also in Fig. 1a, Taf. 37 vertikal) verlaufende Zahnstange, in welche ein auf der Expansionsschieberstange festsitzendes Ritzel eingriff. Das letztere nahm, indem es sich gegen die Ränder der Zahnstange legte, den Expansionsschieber in der Richtung der Schieberstange mit hin und her und

verstellte zugleich den Schieber in der dazu senkrechten Richtung, wenn der Regulator die Expansionsschieberstange mittelst eines auf ihr befestigten Hebels drehte.

Einfacher, leichter und sicherer wird aber die Einwirkung des Regulators, wenn man bei der Ridersteuerung den Expansionsschieber und die ihm zugewandte Seite des Grundschiebers nach einem für die Berührungsfläche beider Schieber gleichen Radius krümmt, also nach Fig. 1, Taf. 37 die betreffende Seite des Grundschiebers hohl- und die zugehörige Seite des Expansionsschiebers vollcylindrisch gestaltet. Der Expansionsschieber bietet dem Dampfdrucke dann nicht mehr die volle, ebene Fläche, sondern nur die Projektion der gekrümmten Fläche zum Anpressen gegen den Grundschieber, und der Regulator braucht den Expansionsschieber bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine nur zu drehen, um dieselbe Wirkung zu erzielen, welche bei der ebenen Form des Expansionsschiebers in Fig. 1a, Taf. 37 durch ein Auf- und Abbewegen des letzteren erreicht wurde und in einer Änderung des Abstandes  $y$  bzw. der Füllung bestand. Der Expansionsschieber sitzt dabei, wie Fig. 1, Taf. 37 zeigt, fest auf seiner Schieberstange, die eine hin- und hergehende Bewegung von der Excenterstange empfängt, zugleich aber vom Regulator aus gedreht werden kann. Über die verschiedenen Konstruktionen der Schieber und des Regulatorangriffes ist im letzten Abschnitte das Nötige vermerkt.

Die Verhältnisse eines solchen einfachen Riderschiebers bestimmen sich folgendermassen. Man zeichnet zunächst, genau wie im vorigen Paragraphen bei der Meyerschen Steuerung angegeben, das Schieber-Diagramm und entnimmt demselben die Werte  $y_{\text{max}}$  und  $y_{\text{min}}$  für die grösste bzw. kleinste Füllung. Alsdann hat man die obere Seite des Grundschiebers, sowie den Expansionsschieber in der Abwicklung, also nach Fig. 1a, Taf. 37 aufzutragen. Man wählt dabei die Neigung der Durchlasskanäle und der Trapezkanten so, dass der Winkel

$$\beta = 30 \text{ bis } 70^\circ \quad \dots \quad 161$$

beträgt. Die Weite  $a_2$  und Höhe  $h_2$  der Durchlasskanäle muss natürlich so bemessen werden, dass

$$a_2 \cdot h_2 = a_1 \cdot h_1 \quad \dots \quad 162$$

ist. Die kleinere, obere Entfernung zwischen den Innenkanten der schrägen Durchlasskanäle ist von der Ausbildung des Grundschiebers abhängig, muss aber mindestens so gross sein, dass jeder der beiden Durchlasskanäle bei der grössten Füllung und der relativen Totlage des Expansionsschiebers nicht durch die abgekehrte, nicht parallele Kante des letzteren geöffnet wird.

In Fig. 1a, Taf. 37 kommt z. B. bei der rechten relativen Totlage und bei der grössten Füllung die linke schräge Kante bzw. der Punkt 4 des Trapezes um  $r_x$  nach rechts. Der Punkt 4 muss dann, damit die erwähnte Kante den rechten schrägen Kanal nicht öffnet, noch innerhalb der beiden Durchlasskanäle, also links vom Punkte 5, liegen.

Die Plattenlänge oder -höhe  $p$  ist hier so gross zu bemessen, dass der Expansionsschieber bei seiner tiefsten Lage bzw. bei der grössten Füllung die Durchlasskanäle oben, bei seiner höchsten Lage bzw. bei der kleinsten



Füllung diese Kanäle unten noch um ein Stück  $s$  überdeckt. Die Verstellung  $z$  der Trapezplatte bei einer Änderung der Füllung von der kleinsten bis zur grössten beträgt nun nach Fig. 1a, Taf. 35, da dann der Punkt 1 z. B. nach 2 kommt,

$$1-2 = 2-3 \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

oder mit  $1-2 = z$  und  $2-3 = y_{\max} - (\pm y_{\min})$

$$z = \{y_{\max} - (\pm y_{\min})\} \operatorname{tg} \beta \quad . \quad . \quad . \quad 163$$

Hiermit ergibt sich die Plattenlänge oder -höhe

$$p = h_2 + z + 2s \quad . \quad . \quad . \quad 164$$

und der Winkel  $\alpha$ , um welchen die Expansionsschieberstange vom Regulator gedreht werden muss, wenn durch letzteren die Füllung von der grössten bis zur kleinsten verändert werden soll,

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{z}{\rho} \quad . \quad . \quad . \quad 165$$

wenn  $\rho$  der Radius ist, nach welchem der Expansionsschieber und die ihm zugewandte Seite des Grundschiebers in der Berührungsfläche beider gekrümmt sind. Zu beachten ist, dass für gewöhnlich

$$\alpha = 30 \text{ bis } 70^\circ \quad . \quad . \quad . \quad 166$$

beträgt und  $\rho$  so gewählt werden muss, dass die Abdichtung des Expansionsschiebers im Grundschieber noch eine genügende ist, was für

$$\frac{h_2}{\pi \cdot \rho} \leq \frac{2}{3} \quad . \quad . \quad . \quad 167$$

wohl der Fall sein dürfte.  $\alpha$  wird um so kleiner, je kleiner  $z$  ist, und das ist wieder um so mehr der Fall, je kleiner  $y_{\max} - (\pm y_{\min})$  und je kleiner  $\beta$  ist.

Der Wert  $y_{\max} - (\pm y_{\min})$  wird um so kleiner, je näher unter sonst gleichen Verhältnissen die Füllungsgrenzen liegen und je kleiner  $r_x$  ist. Ein kleines  $r_x$  ist ferner insofern günstig, als bei ihm der Schieberweg und wegen des kleinen  $y_{\max} - (\pm y_{\min})$  auch die Plattenhöhe  $p$ , sowie die Plattenfläche und der Druck des Dampfes auf diese gering ausfällt, was beides zur Verminderung der Reibungsarbeit des Expansionsschiebers beiträgt; andererseits ist aber ein kleines  $r_x$  bei derselben Kanalweite einem schnellen Kanalschluss ungünstig.

Je kleiner der Winkel  $\beta$  ist, d. h. je mehr die Durchlasskanäle geneigt werden, desto kleiner wird die Höhe, desto grösser wird aber auch die Länge der Trapezplatte.

Was die Regulierfähigkeit der vorliegenden, einfachen Ridersteuerung anbelangt, so ist dieselbe für kleinere Maschinen mit nicht zu kleiner Füllung eine genügend grosse. Sie wird offenbar um so grösser sein, je kleiner der Widerstand ist, den der Expansionsschieber seiner Verdrehung entgegengesetzt, und je schneller dieser Widerstand vom Regulator überwunden werden kann. Der erwähnte Widerstand hängt aber einmal von der Projektionsfläche des Expansionsschiebers und das andere Mal von der Höhe der Dampfspannung ab. Bei kleinen Maschinen fällt nun für die einfache Ridersteuerung die Projektionsfläche, welche der Expansionsschieber dem Dampfdrucke bietet, noch so klein aus, dass die gewöhnlichen Regulatoren den Schieber während der Füllung zu drehen vermögen. Während der Expansion ist dem Regulator das für gewöhnlich nicht möglich, weil dann die Druckdifferenz auf beiden Seiten des Schiebers infolge der geringeren Expansionsspannung im Cylinder zu gross ist.

Bei kleiner Füllung und langer Expansion wird sich deshalb die Verdrehung auf viele Hübe verteilen müssen und nicht schnell genug vor sich gehen.

Bei kleinen Maschinen wird man also die Projektionsfläche des Expansionsschiebers möglichst klein zu halten suchen, bei mittleren und grösseren aber, um eine genügende Regulierfähigkeit zu sichern, den Expansionsschieber entlasten müssen. Eine kleine Projektionsfläche lässt sich, wie oben gezeigt, entweder dadurch erreichen, dass man die Füllungsgrenzen nicht zu weit wählt, also bei festliegender kleinster Füllung die grösste Füllung nicht zu hoch nimmt, was wieder nach dem Obigen eine langsame Regulierung mit sich bringt, oder dadurch, dass man die relative Excentricität möglichst klein macht, was wieder einem schnellen Kanalschlusse ungünstig ist. Die Entlastung des Expansionsschiebers dagegen kann so bewerkstelligt werden, dass eine Teilung der schrägen Einlasskanäle in zwei, drei und mehr Öffnungen stattfindet, und diese gestatten ja, wie schon auf Seite 173 bei der Meyerschen Steuerung gezeigt wurde, eine im Verhältnis ihrer kleineren Weite geringere relative Excentricität, ohne dass die Schnelligkeit des Kanalschlusses abnimmt.

In Fig. 1, Taf. 38 ist zunächst eine entlastete Ridersteuerung dargestellt, bei der zwei schräge Einlasskanäle an jeder Seite des Grundschiebers vorhanden sind. Zu diesem Zwecke ist der letztere aus zwei Teilen hergestellt und sowohl im unteren<sup>1)</sup>, als auch im oberen Teile an jeder Seite ein schräger Kanal von der Weite  $a_2$  und der Höhe  $h_2$  angeordnet. Der schräge Kanal des Obertheiles verläuft entgegengesetzt zu dem des Unterteiles und steht durch zwei Kanäle von der Weite  $a_3$  und der Höhe  $h_3$  am Umfange des Obertheiles mit dem Unterteile in Verbindung. Der Expansionsschieber hat in der Abwicklung, wie Fig. 2, Taf. 38 zeigt, die Form von zwei Trapezen, von denen das eine im aufgerollten Zustande dem anderen in allen seinen Teilen diametral gegenüber liegt; hierdurch wird der Dampfdruck auf diesen Schieber vollständig aufgehoben, so lange der letztere sich dampfdicht in dem Grundschieber bewegt. Fig. 2, Taf. 37 zeigt eine andere Ausführung derselben Schieber. In Fig. 3, Taf. 37 dagegen besitzt der Grundschieber an jeder Seite drei schräge Öffnungen für den Dampfeinlass, und der Expansionsschieber besteht in der Abwicklung nach Fig. 3a, Taf. 37 aus drei aneinander hängenden Trapezen.

Bezüglich der Querschnitte der Einlassöffnungen ist zu bemerken, dass in Fig. 1, Taf. 38 und Fig. 2, Taf. 37

$$a_2 \cdot h_2 = \frac{1}{2} a_1 \cdot h_1,$$

$$a_3 \cdot h_3 \geq \frac{1}{2} a_2 \cdot h_2,$$

dagegen in Fig. 3, Taf. 37

$$a_2 \cdot h_2 = a_3 \cdot h_3 = \frac{1}{3} a_1 \cdot h_1^2)$$

sein muss.

1) Als Unterteil ist hier die dem Schieberspiegel nähere, als Obertheil die demselben entferntere Hälfte des Grundschiebers gemeint.

2) In Fig. 3, Taf. 37 sind die Dimensionen  $a_3$  und  $h_3$  der Umfangskanäle nicht eingetragen.  $a_3$  gilt hier für die Mitte des Grundschiebers.



In Fig. 2, Taf. 42 schliesslich sind an jeder Seite des Grundschiebers fünf schräge Kanäle angeordnet, der Expansionsschieber besteht aber nicht aus fünf Trapezen, sondern ist in Form von zwei geschlossenen Cylindern ausgebildet, in welche die schrägen Kanten als Schlitzte eingearbeitet sind. In Fig. 2a sind die beiden Expansionsschieber in der Abwicklung angedeutet. Die weiteren und höheren Schlitzte gehören dem Expansionsschieber, die engeren und niedrigeren dem Grundschieber bzw. der in diesen an jeder Seite eingesetzten Buchse an. Zu beachten ist, dass die Schieber durch ihre Excenter in vertikaler Richtung auf- und abbewegt werden, wie dies z. B. in der unteren Hälfte durch die eingepunkteten relativen Totlagen angedeutet ist, dass dagegen der Regulator die Expansionsschieber beim Einstellen der Füllung in horizontaler Richtung verdreht.

In der oberen Hälfte sollen die linken Kanten der weiteren Schlitzte den Dampf einlass an den rechten Kanten der engeren Schlitzte abschneiden. Demgemäss muss, wie in der Figur angedeutet ist, bei der relativen Mittellage beider Schieber die erstgenannte Kante durch den Punkt 2 gehen, also um  $y_{\max}$  unter der letztgenannten Kante stehen, wenn die grösste Füllung gegeben werden soll, dagegen muss die erstgenannte Kante durch den Punkt 1 laufen, also sich um  $y_{\min}$  unter oder über (je nachdem dieses letztere positiv oder negativ ist) der letztgenannten Kante befinden, wenn die kleinste Füllung stattfinden soll. Die Verstellung des Expansionsschiebers bei einer Änderung der Füllung von der grössten bis zur kleinsten, folgt dann aus dem Dreieck 1—2—3 wieder zu

$$2-3 = 1-2 \cdot \text{tg} \beta \quad \text{2-1-3,}$$

oder, wenn der Winkel 2—1—3 mit  $\beta$  bezeichnet wird, wie früher

$$z = (y_{\max} - (\pm y_{\min})) \text{tg} \beta \quad \dots \quad 168$$

Die Weite  $a_2$ <sup>1)</sup> und Höhe  $h_2$  der engeren Schlitzte in den Buchsen des Grundschiebers ist so zu bestimmen, dass

$$a_2 \cdot h_2 = \frac{1}{5} a_1 \cdot h_1$$

wird. Die Weite  $a_3$  der Schlitzte im Expansionsschieber ist so zu wählen, dass der letztere die Durchlasskanäle im Grundschieber bei der grössten Füllung spätestens dann öffnet, wenn der Grundschieber den Cylinderkanal offen macht. Für den oberen Cylinderkanal tritt das letztere offenbar bei einer Hauptkurbellage ein, die durch den Schnittpunkt des e-Kreises mit der unteren Hälfte des oberen Grundschieberkreises geht, denn dann beginnt ja bekanntlich der Voreintritt oben bzw. links. Die erwähnte Hauptkurbellage schneidet nun in Fig. 2b, Taf. 42 auf dem unteren Relativschieberkreise die Sehne  $y'$  ab. Das heisst, in dem Augenblicke, wo der Grundschieber den oberen Cylinderkanal öffnet, steht der obere Expansionsschieber um  $y'$  unter der relativen Mittellage,

1) In der Figur ist mit  $a_2$  und  $a_3$  die Kanalweite in der Stellrichtung des Expansionsschiebers bezeichnet. Für den Abschluss der Kanäle ist natürlich die zu  $a_2$  senkrechte Weite in der Hubrichtung massgebend.

die er bei der grössten Füllung einnimmt. Die untere Kante der weiteren Schlitzte geht dann also nach Fig. 2a durch den Punkt 4, wenn dort  $y' = 7-4$  und 7 die Lage dieser Kante bei der relativen Mittellage beider Schieber ist. Sollen jetzt die weiteren Schlitzte die engeren anfangen zu öffnen, so muss die rechte Kante der ersteren mit der linken der letzteren zusammenfallen. In der Figur ist bei der erwähnten Lage schon eine Eröffnung der Durchlasskanäle eingetreten, denn die durch 6 gehende rechte Kante der weiteren Schlitzte liegt etwas über der linken Kante der engeren. Es ist dann in dem Dreieck 6—4—5

$$4-5 = 4-6 \cdot \text{tg} \beta,$$

bzw.

$$a_3 = 4-6 \cdot \text{tg} \beta.$$

Als mindeste Weite ergibt sich, wenn man berücksichtigt, dass der Punkt 2 um

$$y_{\max} - \frac{a_2}{\text{tg} \beta}$$

unter dem Punkte 7 liegt,

$$a_3 = \left( y' + y_{\max} - \frac{a_2}{\text{tg} \beta} \right) \text{tg} \beta,$$

oder

$$a_3 \geq (y' + y_{\max}) \text{tg} \beta - a_2 \quad \dots \quad 169$$

unter  $\beta$  wie früher den Neigungswinkel der schrägen Schlitzte gegen die Hubrichtung verstanden.

Die Höhe  $h_3$  der Schlitzte im Expansionsschieber ist so zu wählen, dass die Durchlassöffnungen in der Buchse des Grundschiebers auf ihrer ganzen schrägen Länge vom Expansionsschieber geöffnet und geschlossen werden. Die dieser Bedingung genügende Höhe erhält man leicht durch Probieren.

Der zwischen zwei benachbarten Schlitzten im Expansionsschieber verbleibende Steg muss weiter mindestens so gross sein, dass z. B. mit Bezug auf die obere Hälfte in Fig. 2a, Taf. 42 bei der kleinsten Füllung und der unteren relativen Totlage beider Schieber jeder Schlitz in der Buchse nicht von dem zunächst nach rechts liegenden benachbarten Schlitz im Expansionsschieber geöffnet wird. Man gelangt dadurch zu einer ähnlichen Beziehung, wie sie in Gleichung 158 für die Meyersche Steuerung aufgestellt wurde, nur muss man hier, da  $\frac{a_2}{\text{tg} \beta}$  die Weite des Durchlasskanales in der Hubrichtung bezeichnet,

$$p = r_x - (\pm y_{\min}) + \frac{a_2}{\text{tg} \beta} + x$$

setzen, wenn  $p$  also die Stegbreite zwischen zwei benachbarten Schlitzten des Expansionsschiebers in der Hub(vertikalen)richtung ist. Für die zum Schieberhube senkrechte Richtung, also für den Umfang des Schiebers, muss

$$p' = \{ r_x - (\pm y_{\min}) \} \text{tg} \beta + a_2 + x' \quad \dots \quad 170$$

sein, unter  $x' = x \cdot \text{tg} \beta$  die nötige Sicherheitsdeckung verstanden.

Die entlastete Ridersteuerung leidet an dem Übelstande, dass die Schieber schon bei mittleren Maschinen ziemlich gross ausfallen, somit ein beträchtliches Gewicht und eine grosse Masse besitzen. Das erstere wirkt bei liegenden



Maschinen insofern nachteilig, als der schwere Expansionschieber einen einseitigen Verschleiss an der unteren Seite der Grundschieberhöhle herbeizuführen sucht, der dann eine Undichtheit beider Schieber ineinander und eine Aufhebung der Entlastung zur Folge hat. Bei stehenden Maschinen ist dieser Nachteil ausgeschlossen. Dagegen hat die grosse Masse der Schieber sowohl bei stehenden, als auch bei liegenden Maschinen den Nachteil, dass die Massendrucke des Schiebergestanges in den Totlagen, namentlich bei hoher Tourenzahl, gross ausfallen und bald Spielräume in den Gelenkpunkten herbeiführen. Das Gewicht der Schieber wird man bei stehenden Maschinen durch besondere Kolben (siehe letzter Abschnitt) auszugleichen suchen.

### Beispiele.

1. Für die im 1. Beispiele auf Seite 175 angeführte Eincylinder-Auspuffmaschine von 300 mm Cylinderbohrung, 600 mm Hub und 90 Umdrehungen in der Minute sind die Verhältnisse einer entlasteten Ridersteuerung zu bestimmen.

Die Verhältnisse der Cylinderkanäle und des Grundschiebers ergeben sich in derselben Weise, wie dies auf Seite 175 und folgende gezeigt wurde. Mit Bezug auf Fig. 1, Taf. 38 beträgt hiernach

die Weite der Cylinderkanäle . . .  $a = 21$  mm,  
 die Höhe derselben . . .  $h = 200$  mm,  
 die Excentricität des Grundschiebers .  $r = 39$  mm,  
 der Voreilwinkel desselben . . .  $\delta = 34^\circ$ ,  
 die Weite der Durchlasskanäle . . .  $a_1 = 21$  mm,  
 die äussere Überdeckung, wenn der Schieber gleiches Voröffnen  $v_e$  ergeben soll,

$$e + y = 18,75 \text{ bzw. } e - y = 17,25 \text{ mm,}$$

die innere Überdeckung, wenn der Schieber annähernd gleiche Kompression und annähernd gleiches Voröffnen  $v_i$  liefern soll,

$$i_1 = 5,8 \text{ bzw. } i_r = 8,8 \text{ mm,}$$

die Stegbreite . . .  $b = 25$  mm.

Die Weite  $a_0$  des mittleren Kanales hängt hier von anderen Rücksichten ab.

Die Dimensionen der beiden Durchlassöffnungen in der Höhle des Grundschiebers müssen so gewählt werden, dass

$$2 a_2 \cdot h_2 = a_1 \cdot h_1 = 21 \cdot 200 = 4200 \text{ qmm}$$

ist. Im vorliegenden Falle wurde

$$h_2 = 130 \text{ mm}$$

mit Hinsicht darauf gemacht, dass nach Gleichung 167

$$\frac{h_2}{\pi \cdot \rho} \leq \frac{2}{3}$$

wegen der erforderlichen Abdichtung des Expansionschiebers sein soll, was mit dem später sich ergebenden Radius  $\rho = 64$  bzw. 70 mm des Schiebers, hier

$$\frac{130}{\pi \cdot 64} = 0,645 \text{ bzw. } \frac{130}{\pi \cdot 70} = 0,59$$

ergiebt. Weiter folgt dann

$$a_2 = \frac{4200}{2 \cdot 130} = \sim 16 \text{ mm.}$$

Die Dimensionen der beiden Kanäle, welche die obere Hälfte des Grundschiebers mit dessen unteren Hälfte verbinden, sind nach den Angaben auf Seite 183 an die Beziehung

$$2 a_3 \cdot h_3 \geq a_2 \cdot h_2 = 16 \cdot 130 = 2080 \text{ qmm}$$

gebunden. Für

$$h_3 = 95 \text{ mm}$$

folgt

$$a_3 \geq \frac{2080}{2 \cdot 95}, \quad a_3 \geq 11,6 \text{ mm,}$$

wofür hier

$$a_3 = 13 \text{ mm}$$

gewählt ist.

Um die Verhältnisse des Expansionsschiebers zu bestimmen, hat man jetzt die relative Excentricität  $r_x$  festzulegen, bezw. den Voreilwinkel  $\delta_1$  und die Excentricität  $r_1$  des Expansionsschiebers zu wählen. Dies soll hier in doppelter Weise geschehen.

Legt man zunächst Wert darauf, dass die Reibungsarbeit des Expansionsschiebers klein, seine Regulierfähigkeit gross wird, so muss man, wie auf Seite 183 gezeigt wurde,  $r_x$  möglichst klein annehmen. Da nun hier der Expansionsschieber an jeder Seite zwei Durchlassöffnungen von der Weite  $a_2 = 16$  mm, in dem Beispiele auf Seite 175 und folgende aber nur eine Öffnung von der grösseren Weite  $a_1 = 21$  mm abzuschliessen hat, so kann man hier, ohne die Schnelligkeit des Kanalschlusses gegenüber dort zu vermindern, die relative Excentricität  $r_x$  im Verhältnis von 16 zu 21 kleiner, also, da dort  $r_x = 50$  mm war, hier

$$r_x = \frac{16}{21} 50 = \sim 38 \text{ mm}$$

nehmen. Behält man dabei die Lage  $\overline{OD_r}$  der letzteren in Fig. 2, Taf. 35 bei, so kann für  $r_x = \overline{OD_r} = 38$  mm und  $r = \overline{OD} = 39$  mm durch Rückwärtskonstruktion des Parallelogrammes  $OD_rDD_1O$  die Excentricität und der Voreilwinkel des Expansionsschiebers bestimmt werden. Es ergiebt sich

$$r_1 = 35 \text{ mm und } \delta = 95^\circ.$$

Zeichnet man dann in Fig. 2, Taf. 35 die beiden Relativschieberkreise mit 38 mm Durchmesser, so erhält man für eine unendlich lange Schubstange bei einer grössten Füllung von 60 %, entsprechend der Hauptkurbellage  $OII_1$ , einen Wert

$$y_{\max} = 37,6 \text{ mm,}$$

der gemäss dem auf Seite 176 für  $r_x = 50$  mm gefundenen Werte von  $\overline{O1} = 49,5$  mm auch

$$y_{\max} = \frac{38}{50} 49,5 = 37,6 \text{ mm}$$

sein muss. Für eine kleinste Füllung von 5 %, entsprechend der Hauptkurbellage  $OII_3$ , ergiebt sich weiter

$$y_{\min} = + 3,8 \text{ mm,}$$

das ebenso mit dem auf Seite 176 gefundenen Werte  $\overline{O3} = + 5$  mm aus

$$y_{\min} = + \frac{38}{50} 5 = + 3,8 \text{ mm}$$

erhalten worden wäre.



Die Neigung der Kanäle und der Kanten des Expansionsschiebers soll so gewählt werden, dass der Winkel  $\beta = 60^\circ$

wird. Dann bekommt man aus Gleichung 163 die totale Verstellung der ebenen Platten senkrecht zur Hubrichtung, wenn die Füllung von der grössten bis zur kleinsten verändert wird, zu

$$z = \{37,6 - (+3,8)\} \operatorname{tg} 60^\circ = \sim 58,5 \text{ mm}$$

und hiermit bei einer Sicherheitsdeckung von  $s = 6,25 \text{ mm}$  aus Gleichung 164 die Höhe einer jeden der beiden ebenen Platten

$$p = 130 + 58,5 + 2 \cdot 6,25 = 201 \text{ mm.}$$

Die beiden Platten ergeben somit im aufgerollten Zustande einen Umfang

$$2\pi\rho = 2 \cdot 201 = 402 \text{ mm,}$$

dem ein Radius

$$\rho = \frac{402}{2\pi} = 64 \text{ mm}$$

entspricht. Der Winkel, um welchen der Regulator den Expansionsschieber bei einer Änderung der Füllung von der grössten bis zur kleinsten zu drehen hat, ist dann nach Gleichung 165

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{58,5}{64} = \sim 52 \frac{1}{2}^\circ.$$

Was schliesslich die Länge der beiden horizontalen Trapezseiten betrifft, so muss die kleinere derselben nach Seite 182 so bemessen werden, dass bei der grössten Füllung und der rechten relativen Totlage beider Schieber z. B. mit Bezug auf Fig. 2<sup>1)</sup>, Taf. 38 der Punkt 4 noch genügend weit nach links von dem Punkte 5 steht. Bezeichnet man nun mit  $l'$  die Länge des Trapezes in der Horizontalen 4—5, so ist die Entfernung der Kanten 4 und 5 bei der relativen Mittellage beider Schieber gleich

$$l' + y_{\max} - a_2,$$

bei der rechten relativen Totlage dagegen

$$l' + y_{\max} - a_2 - r_x.$$

Soll der letztere Abstand links vom Punkte 5 liegen, so muss

$$l' > a_2 + r_x - y_{\max}$$

werden. Im vorliegenden Falle ergibt sich hiernach

$$l' > 16 + 38 - 37,6,$$

$$l' > 16,4 \text{ mm.}$$

Nimmt man  $l' = 31,8 \text{ mm}$ <sup>2)</sup>, so müssen die inneren Kanten der schrägen Kanäle an der engeren Seite um

$$A = l' + 2(y_{\max} - a_2) = 31,8 + 2(37,6 - 16) = 75 \text{ mm,}$$

an der weiteren Seite aber um

$$A_1 = A + 2 \frac{h_2}{\operatorname{tg} \beta} = 80 + 2 \frac{130}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 225 \text{ mm}$$

voneinander abstehen, während die kleinste Seite des Trapezes eine Länge

$$l = l' - 2 \frac{s}{\operatorname{tg} \beta} = 31,8 - 2 \frac{6,25}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 24,6 \text{ mm,}$$

1) Die in die Figur eingetragenen Masse. beziehen sich auf die später für  $r_x = 50 \text{ mm}$  ermittelten Schieberverhältnisse.

2) Bei der Wahl von  $l'$  ist darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Mutter der mittleren Schraube zur Verbindung der Grundschieberhälften Platz findet.

die grösste Seite, wenn letztere wie in Fig. 2, Taf. 38 um die Höhe  $s$  an den Ecken abgestumpft wird, eine Länge

$$l_1 = l' + 2 \frac{h_2 + z}{\operatorname{tg} \beta} = 31,8 + 2 \frac{130 + 58,5}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 249,4 \text{ mm}$$

haben muss. Der Abstand  $l_1$  muss sich auch aus

$$l_1 = A_1 + 2a_2 - 2(\pm y_{\min})$$

ergeben, wenn man berücksichtigt, dass bei der kleinsten Füllung die grösste Seite des Trapezes mit ihren Eckpunkten um  $2y_{\min}$  von den äussersten, unteren Eckpunkten der schrägen Kanäle, die ja  $A_1 + 2a$  voneinander entfernt sind, abstehen muss. In der That ist auch

$$l_1 = A_1 + 2a_2 - 2(\pm y_{\min}) = 225 + 2 \cdot 16 - 2 \cdot 3,8 = 249,4 \text{ mm.}$$

Da in den vorstehenden Ermittlungen keine Rücksicht auf die endliche Länge der Schubstange genommen wurde, so werden natürlich infolge der letzteren bei den berechneten Dimensionen die Füllungen auf beiden Seiten des Kolbens verschieden ausfallen.

Die Verhältnisse, welche die Schieber in Fig. 1 und 2, Taf. 38 besitzen, sind mit Rücksicht auf einen möglichst raschen Kanalschluss bestimmt worden, indem hier trotz der beiden Kanäle von nur 16 mm Weite die auf Seite 176 für einen Kanal von 21 mm Weite zu Grunde gelegte relative Excentricität

$$r_x = 50 \text{ mm}$$

beibehalten wurde. Diese letztere ergab sich bei einer Excentricität und einem Voreilwinkel des Expansionsschiebers von

$$r_1 = 42 \text{ mm} \text{ bzw. } \delta_1 = 110^\circ.$$

Weiter sind in den erwähnten Figuren auf Taf. 38 die Schieberverhältnisse so gewählt, dass unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge die normale Füllung von 25% auf beiden Kolbenseiten gleich ausfällt und auch eine Annäherung in den grösseren Füllungen für beide Seiten des Kolbens stattfindet.

Das Diagramm in Fig. 4, Taf. 35 ergab für eine Füllung von 25% bei einer Schubstangenlänge, die das 5fache des Kurbelradius ist, und bei den Hauptkurbellagen  $OII_2$  bzw.  $OII_2'$  nach Seite 177 die Abstände

$$y_{2,1} = \overline{O2} = 28,7 \text{ mm} \text{ und } y_{2,r} = \overline{O2'} = 35,5 \text{ mm.}$$

Die grösste Füllung der rechten Kolben(Kurbel)seite war ferner durch die Hauptkurbellage  $OII_1'$  gegeben und betrug 53,3%. Zu ihr gehörte nach Seite 177 ein Abstand

$$y_{\max, r} = \overline{O1'} = 49,3 \text{ mm,}$$

während für die gleich grosse Füllung der linken Kolben-(Deckel)seite nur ein Abstand von

$$y_{\max, l} = \overline{O1} = 46,3 \text{ mm}$$

gehörte. Wird somit die Füllung von der normalen bis zur grössten verändert, so erfordert die rechte Kante des Trapezes in Fig. 2, Taf. 38 eine Verstellung in der Hubrichtung von

$$49,3 - 35,5 = 13,8 \text{ mm,}$$

die linke Kante dagegen eine solche von

$$46,3 - 28,7 = 17,6 \text{ mm.}$$

Diese ungleichen Verstellungen können nur durch eine verschiedene Neigung (entsprechend der verschiedenen



Steigung des Links- und Rechtsgewindes bei der Meyer-schen Steuerung) der schrägen Kanäle und Kanten auf beiden Seiten erzielt werden. Wählt man für die rechte Seite einen Neigungswinkel

$$\beta_r = 62 \frac{1}{2}^\circ,$$

so muss der Regulator bei einer Änderung der Füllung von der normalen bis zur grössten den Schieber um

$$z_1 = 13,8 \cdot \operatorname{tg} 62 \frac{1}{2}^\circ = 26,5 \text{ mm}$$

senkrecht zur Hubrichtung verstellen. Soll dabei die linke Kante des Schiebers um 17,6 mm in der Hubrichtung verschoben werden, so muss der Neigungswinkel an der linken Seite so gewählt werden, dass

$$\operatorname{tg} \beta_l = \frac{26,5}{17,6} = 1,5,$$

oder

$$\beta_l = 56^\circ 20'$$

wird, wofür in der Zeichnung

$$\beta_l = 56 \frac{1}{2}^\circ$$

genommen ist.

Für eine kleinste Füllung von 5% auf der rechten Kolbenseite liefert ferner das Diagramm in Fig. 4, Taf. 35 bei der Hauptkurbellage  $OII_3'$  die Sehne

$$\overline{O3'} = y_{\min} = +7,2 \text{ mm.}$$

Ändert der Regulator also die Füllung von der normalen bis zur kleinsten, so muss er den Expansionsschieber so verstellen, dass an der rechten Seite eine Verschiebung in der Hubrichtung von

$$y_{2,r} - (\pm y_{\min,r}) = 35,5 - 7,2 = 28,3 \text{ mm}$$

eintritt. Dies entspricht einer Verstellung senkrecht zur Hubrichtung von

$$z_2 = 28,3 \cdot \operatorname{tg} \beta_r = 28,3 \cdot \operatorname{tg} 62 \frac{1}{2}^\circ = 54,3 \text{ mm,}$$

und diese wiederum bewirkt an der linken Seite eine Verschiebung in der Hubrichtung von

$$y_{2,l} - (\pm y_{\min,l}) = \frac{54,3}{\operatorname{tg} 56 \frac{1}{2}^\circ} = \sim 35,5 \text{ mm,}$$

woraus mit  $y_{2,l} = 28,7 \text{ mm}$

$$-(\pm y_{\min,l}) = 35,5 - 28,7 = 6,8 \text{ mm,}$$

$$y_{\min} = -6,8 \text{ mm}$$

folgt. Die hierzu gehörige Hauptkurbellage ist in Fig. 4, Taf. 35  $OII_3$  und entspricht einer kleinsten Füllung von nur 1,33%.

Die totale Verstellung der Expansionsplatten senkrecht zur Hubrichtung ist

$$z = z_1 + z_2 = \{y_{\max} - (\pm y_{\min})\} \operatorname{tg} \beta = (26,5 + 54,3) = 80,8 \text{ mm,}$$

wofür in Fig. 2, Taf. 38 aber rund

$$z = 80 \text{ mm}$$

gesetzt ist. Hiermit ergibt sich aus Gleichung 164 die Höhe einer Platte für  $s = 5 \text{ mm}$  als Sicherheitsdeckung bei den Grenzfüllungen

$$p = 130 + 80 + 2 \cdot 5 = 220 \text{ mm.}$$

Die Höhe beider Platten  $2p = 440 \text{ mm}$  entspricht dann dem äusseren Umfange des aufgerollten Expansions-schiebers, dessen Radius somit

$$\rho = \frac{440}{2\pi} = \sim 70 \text{ mm}$$

betragen muss. Zwischen den Füllungsgrenzen ist ferner nach Gleichung 165 eine Drehung des Expansionsschiebers um einen Winkel

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{80}{70} = 65 \frac{1}{2}^\circ$$

nötig.

Was die Länge der Trapezseiten anbelangt, so muss, wie weiter vorstehend gezeigt wurde, die Platte in der Horizontalen 4 — 5 eine Länge

$$l' > a_2 + r_x - y_{\max}$$

erhalten. Für die linke Seite mit  $y_{\max} = 46,3 \text{ mm}$  ergibt sich hieraus

$$l' > 16 + 50 - 46,3 \text{ oder } l' > 19,7 \text{ mm.}$$

Nimmt man wie in Fig. 2, Taf. 38  $l' = 34,4 \text{ mm}$ , so muss der Abstand der inneren Kanten der schrägen Durchlasskanäle an der engeren (oberen) Seite

$$A = l' + y_{\max,l} + y_{\max,r} - 2a_2 = 34,4 + 46,3 + 49,3 - 2 \cdot 16 = 98 \text{ mm,}$$

an der weiteren (unteren) Seite

$$A_1 = A + h_2 \left( \frac{1}{\operatorname{tg} 56 \frac{1}{2}^\circ} + \frac{1}{\operatorname{tg} 62 \frac{1}{2}^\circ} \right) = \sim 252 \text{ mm}$$

betragen. Die kleinste Seite des Trapezes muss schliesslich

$$l = l' - s \left( \frac{1}{\operatorname{tg} 56 \frac{1}{2}^\circ} + \frac{1}{\operatorname{tg} 62 \frac{1}{2}^\circ} \right) = 28,5 \text{ mm,}$$

die grösste Seite bei der in der Figur angedeuteten Berechnung der unteren Ecken

$$l_1 = l' + (h_2 + z) \left( \frac{1}{\operatorname{tg} 56 \frac{1}{2}^\circ} + \frac{1}{\operatorname{tg} 62 \frac{1}{2}^\circ} \right) = \sim 283 \text{ mm}$$

oder

$$l_1 = A_1 + 2a_2 - (\pm y_{\min,l} \pm y_{\min,r}) = 252 + 2 \cdot 16 - (-6,8 + 7,2) = \sim 283 \text{ mm}$$

lang sein.

2. Die Maschinenfabrik von J. A. Maffei in München lieferte für die Elektrizitätswerke dieser Stadt eine stehende Verbundmaschine von den folgenden Verhältnissen:

Bohrung des kleinen Cylinders = 510 mm,

Bohrung des grossen Cylinders = 760 mm,

Gemeinschaftlicher Hub . . = 480 mm,

Umdrehungszahl in der Minute = 150.

Der kleine Cylinder hat die in Fig. 2, Taf. 42 angedeutete Ridersteuerung mit Kolbenschieber. Es sind die Verhältnisse dieser Steuerung für eine grösste Füllung von 50% und eine kleinste Füllung von 5% bei unendlich langer Schubstange zu bestimmen.

Setzt man die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders

$$O = 0,98 \cdot 51^2 \frac{\pi}{4} = 0,98 \cdot 2043 = 2003 \text{ qcm,}$$

so muss nach Gleichung 126 bei

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,48 \cdot 150}{30} = 2,4 \text{ m}$$



mittlerer Kolbengeschwindigkeit der Querschnitt der Cylinderkanäle für

$$f_k = \frac{0 \cdot c_m}{30}$$

$$f_k = \frac{2003 \cdot 2,4}{30} = \sim 160 \text{ qcm}$$

betragen. Diesem Querschnitte genügt eine Kanalweite

$$a = 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm}$$

und eine Kanalhöhe

$$h = \frac{160}{4} = 40 \text{ cm} = 400 \text{ mm.}$$

Der Durchlasskanal im Grundschieber hat an der dem Cylinder zugewandten Seite nach Gleichung 153 eine Weite von

$$a_1 = 0,875 \cdot 4 = 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

und die gleiche Länge wie der Cylinderkanal, also

$$h_1 = 40 \text{ cm} = 400 \text{ mm.}$$

In der Buchse des Grundschiebers sind weiter fünf Kanäle eingearbeitet, deren Gesamtquerschnitt gleich  $a_1 \cdot h_1$  sein muss. Für den Querschnitt eines Kanäles ergibt sich also

$$a_2 \cdot h_2 = \frac{3,5 \cdot 40}{5} = 28 \text{ qcm,}$$

oder mit

$$a_2 = 1,8 \text{ cm} = 18 \text{ mm,}$$

$$h_2 = \frac{28}{1,8} = \sim 15,5 \text{ cm,}$$

wofür aber in der Zeichnung wegen der Abrundung dieser Kanäle

$$h_2 = 18 \text{ cm} = 180 \text{ mm}$$

genommen ist.

Nach den Angaben der Firma besitzt nun der Grundschieber

einen Voreilwinkel  $\delta = 38^\circ$ ,

eine Excentricität  $r = 45 \text{ mm}$ ,

eine äussere Überdeckung auf beiden Kolbenseiten  $e = 18 \text{ mm}$ ,

eine innere Überdeckung an der oberen Seite  $i_1 = 0$ ,

eine innere Überdeckung an der unteren Seite  $i_r = 6 \text{ mm}$ .

Da hiernach

$$r < e + a_1$$

ist, so wird der Durchlasskanal an der Cylinderseite nicht ganz geöffnet. Infolgedessen fängt nach dem Diagramm bei den grösseren Füllungen (von über 40%) der Grundschieber eher an, den Cylinderkanal zu schliessen, als der Expansionsschieber dies beim Grundschieber macht. Das Voröffnen für den Dampfeintritt ist ohne Berücksichtigung der endlichen Excenterstangenlänge

$$v_e = r \cdot \sin \delta - e = 45 \cdot \sin 38^\circ - 18 = \sim 9,7 \text{ mm,}$$

dasjenige für den Dampfaustritt

auf der oberen Kolbenseite

$$v_i = r \cdot \sin \delta - i_1 = 45 \cdot \sin 38^\circ = \sim 27,7 \text{ mm,}$$

auf der unteren Kolbenseite

$$v_i = r \cdot \sin \delta - i_r = 45 \cdot \sin 38^\circ - 6 = 21,7 \text{ mm.}$$

Weiter besitzt der Expansionsschieber

einen Voreilwinkel  $\delta_1 = 90^\circ$ ,

eine Excentricität  $r_1 = 60 \text{ mm}$ .

Konstruiert man hieraus die relative Excentricität, wie dies in Fig. 2b, Taf. 42 geschehen, so ergibt sich

$$r_x = 48 \text{ mm,}$$

sowie aus den beiden Relativschieberkreisen der Abstand

$$y_{\max} = 35 \text{ mm und } y_{\min} = -13 \text{ mm}$$

für die grösste bzw. kleinste Füllung.

Mit Bezug auf die obere Hälfte und dem bereits auf Seite 184 hierüber Vermerkten ist jetzt gemäss Gleichung 169 die horizontale Weite der Öffnungen im Expansionsschieber

$$a_3 \geq (y' + y_{\max}) \operatorname{tg} \beta - a_2$$

zu nehmen. Hierin ist  $y'$  die Sehne, welche die Hauptkurbellage ( $OV_c$ ) bei Beginn des Voreintrittes im Relativschieberkreise abschneidet und die nach dem Diagramm in Fig. 2b, Taf. 42

$$y' = 40 \text{ mm}$$

beträgt;  $\beta$  ist der Neigungswinkel der schrägen Kanäle gegen die Hubrichtung und hat die Grösse

$$\beta = 30^\circ.$$

Somit ergibt sich

$$a_3 \geq (40 + 35) \operatorname{tg} 30^\circ - 18, \text{ oder}$$

$$a_3 \geq 25,2 \text{ mm,}$$

wofür in der Zeichnung

$$a_3 = 28 \text{ mm.}$$

genommen ist. Die Höhe der Schlitzes im Expansionsschieber ist nach den Angaben auf Seite 184 so zu wählen, dass die Schlitzes in der Buchse des Grundschiebers durch den Expansionsschieber in ihrer vollen schrägen Länge geöffnet und geschlossen werden. Das dürfte bei

$$h_3 = 26 \text{ cm} = 260 \text{ mm}$$

der Fall sein.

Der Expansionsschieber hat einen äusseren Radius

$$\rho = 90 \text{ mm,}$$

also einen Umfang

$$2 \rho \pi = 2 \cdot 90 \pi = \sim 565,5 \text{ mm.}$$

Zieht man hiervon die Weite der fünf Schlitzes ab und teilt den Rest durch 5, so verbleibt die Stegbreite zwischen zwei benachbarten Schlitzes, nämlich

$$\frac{565,5 - 5 a_3}{5} = 113,1 - 28 = 85,1 \text{ mm.}$$

Nach Gleichung 170 muss diese Breite

$$p' = (48 + 13) \operatorname{tg} 30^\circ + 18 + x' = 53,2 + x'$$

betragen, sodass also eine Sicherheitsdeckung

$$x' = 85,1 - 53,2 = 31,9 \text{ mm}$$

vorhanden ist.

Die totale Verstellung der ebenen Platten durch den Regulator senkrecht zur Hubrichtung ist nach Gleichung 168

$$z = (35 + 13) \operatorname{tg} 30^\circ = 27,7 \text{ mm.}$$

Dieselbe entspricht nach Gleichung 165 einem Drehwinkel des runden Schiebers durch den Regulator von nur

$$\alpha = \frac{180}{\pi} \frac{27,7}{90} = 17^\circ 40'.$$



3. Die auf Seite 121 im 6. Beispiele angeführte, stehende Dreifach-Expansionsmaschine, welche die Firma J. A. Maffei ebenfalls für die Elektrizitätswerke der Stadt München lieferte, besitzt am kleinen Cylinder die in Fig. 118<sup>1)</sup> auf Seite 190 angedeutete Doppel-Schiebersteuerung mit Kolbenriderschieber. Es sind die Verhältnisse dieser Steuerung mit Hilfe des Müllerschen Schieber-Diagrammes zu bestimmen.

Die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders von 490 mm Bohrung ist bei 90 bzw. 60 mm Durchmesser der durch beide Cylinderdeckel gehenden Kolbenstange

$$O = 49^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} (9^2 + 6^2) \frac{\pi}{4} = \sim 1840 \text{ qcm},$$

während die Kolbengeschwindigkeit für 600 mm Hub und 120 Umdrehungen in der Minute

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,6 \cdot 120}{30} = 2,4 \text{ m}$$

beträgt. Soll für letztere die Dampfgeschwindigkeit in den Einlasskanälen nur 26 m sein, so folgt aus Gleichung 126 der Kanalquerschnitt zu

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{26} = \frac{1840 \cdot 2,4}{26} = 170 \text{ qcm}.$$

Die in den Grundschieber eingesetzte Buchse von 160 mm lichtem Durchmesser besitzt 4 Durchlassöffnungen von

$$h_2 = 22 \text{ cm} = \mathbf{220 \text{ mm}}$$

Höhe. Führt man die letztere wegen der Abrundungen nur mit 195 mm ein, so muss die Weite dieser Öffnungen

$$a_2 = \frac{170}{4 \cdot 19,5} = \sim 2,2 \text{ cm} = \mathbf{22 \text{ mm}}$$

betragen. Der lichte Durchmesser der in den Cylinder eingesetzten Schieberbuchse ist ferner 325 mm. Nimmt man dann an, dass nur  $\frac{2}{3}$  des Umfanges dieser Buchse

für die Durchlassöffnungen verbleiben, während  $\frac{1}{3}$  auf die Verbindungsstege kommt, so ergibt sich die Weite

$$a_1 = \frac{170}{\frac{2}{3} 32,5 \pi} = 2,5 \text{ cm} = \mathbf{25 \text{ mm}}.$$

Dort, wo der Einlasskanal am Cylinder mündet, besitzt er schliesslich eine Bogenlänge von ungefähr

$$h = \sim 52 \text{ cm},$$

muss also daselbst eine Weite

$$a = \frac{170}{52} = \sim 3,3 \text{ cm} = \mathbf{33 \text{ mm}}$$

bekommen.

Um den erforderlichen Voreilwinkel  $\delta$  des Grundschiebers zu erhalten, hat man aus den entworfenen Indikator-Diagrammen der Maschine den Voraustritt und die Kompression zu entnehmen. Beträgt der erstere 4%, die letztere 5%, so kann man unter Berücksichtigung eines Voreintrittes von  $\frac{1}{2}\%$  nach Fig. 117<sup>2)</sup> des Textes

1) Nach „F. Uppenborn, Die Münchener städtischen Elektrizitätswerke“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1896, S. 1005.

2) In Fig. 117 ist der reduzierte Hauptkurbelkreis mit 75 mm Durchmesser geschlagen und die Excentricitäten sind in  $\frac{3}{4}$  der natürlichen Grösse aufgetragen.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

für eine unendlich lange Schubstange die beiden Hauptkurbellagen OIII und OIV aufzeichnen. Die Halbierungslinie  $\overline{OD'}$  des Winkels III O IV schliesst dann mit der Vertikalen durch O den gesuchten Voreilwinkel

$$\delta = \mathbf{25^\circ}$$

ein. Die Excentricität des Grundschiebers beträgt nach den Angaben der Firma

$$\overline{OD} = r = \mathbf{45 \text{ mm}^2),}$$

die äussere Überdeckung

$$e = \mathbf{15 \text{ mm}},$$

womit sich dann ein Voröffnen

$$v_e = r \cdot \sin \delta - e = \mathbf{4 \text{ mm}}$$

ergibt.

In Fig. 120 auf Seite 191 ist mit dem bestimmten Voreilwinkel und der angegebenen Excentricität das Müllersche Diagramm für den Grundschieber, also der Kreis vom Durchmesser  $AA' = 2 \cdot 45 = 90 \text{ mm}$  in natürlicher Grösse geschlagen worden. Die inneren Überdeckungen des Grundschiebers erhält man dann, wenn man die erwähnte Kompression von 5% auf beiden Kolbenseiten auch bei endlicher Schubstangenlänge erhalten will und die zugehörigen Hauptkurbellagen OIV bzw. OIV' unter Berücksichtigung der letzteren aufsucht, zu

$$i_l = \mathbf{1 \text{ mm}} \text{ und } i_r = \mathbf{5 \text{ mm}},$$

während das Voröffnen für den Dampfaustritt am oberen Kanal

$$v_{i,l} = \mathbf{18 \text{ mm}},$$

am unteren Kanal

$$v_{i,r} = \mathbf{14 \text{ mm}}$$

beträgt.

Die relative Excentricität ist nach der Ausführung mit Rücksicht auf eine leichte Regulierung der Steuerung ziemlich klein gewählt. Dabei fällt dann die Drosselung natürlich ziemlich gross aus. Man erhält den Wert  $r_x$  der Ausführung, wenn man für eine normale Füllung von 28% mit der Hauptkurbellage OII in Fig. 117 des Textes den Beginn der Drosselung für den eintretenden Dampf bei 12,5% des Kolbenhubes bzw. bei der Hauptkurbellage OX annimmt. Die relative Excentricität fällt dann nach den Angaben auf Seite 173 und in Fig. 115 des Textes möglichst klein aus, wenn man  $\overline{OD_r}$  in Fig. 117 senkrecht zur Halbierungslinie OXI des Drosselungswinkels  $\varphi$  legt. Um die Grösse der so in ihrer Richtung festgelegten relativen Excentricität zu bekommen, hat man zu berücksichtigen, dass bei Beginn der Drosselung der Winkel

$$\angle OX = \omega = \sim 41^\circ 10'$$

und die Kolbengeschwindigkeit bei unendlich langer Schubstange nach Gleichung 23 und 22

$$c_x = v \cdot \sin \omega = \frac{2 R \pi \cdot n}{60} \sin \omega,$$

$$c_x = \frac{0,6 \pi \cdot 120}{60} \sin 41^\circ 10' = \sim 2,48 \text{ m}$$

ist. Die erforderliche Kanaleröffnung ergibt sich somit, wenn die Dampfgeschwindigkeit  $w_x$  bei Beginn der Drosselung mit Rücksicht auf die vernachlässigte endliche Länge der Schubstange nur zu 45 m und die Höhe  $h_2$  der











Stellrichtung erhalten. Die Höhe der Schlitzte im Expansionsschieber beträgt nach beiden Richtungen

$$h_3 = 260 \text{ mm.}$$

Bei  $\rho = 80$  mm äusserem Radius besitzt der Expansionsschieber einen Umfang von

$$2\rho\pi = 2 \cdot 80 \pi = \sim 502,7 \text{ mm.}$$

Zieht man hiervon die Weite der 4 Schlitzte ab und teilt den Rest durch 4, so verbleibt die Breite zwischen zwei benachbarten Schlitzten, nämlich

$$p = p' = \frac{502,7 - 4 \cdot 34}{4} = 91,7 \text{ mm.}$$

Nach Gleichung 170 soll diese Breite mit  $y_{\min} = y_{\min,1} = -19,6$  mm

$p = p' = 34 - (-19,6) + 22 + x' = 75,6 + x'$  betragen, sodass als Sicherheitsdeckung

$$x = x' = 91,7 - 75,6 = 16,1 \text{ mm}$$

verbleiben.

In Fig. 121 des Textes ist noch ein anderes Schieber-Diagramm, die sogenannte Schieberellipse, für den Grund-schieber der vorliegenden Steuerung aufgetragen worden. Eine solche Schieberellipse enthält als Abscissen, die hier vertikal genommen sind, die Kolbenwege, als Ordinaten, die hier horizontal liegen, die zugehörigen Ausweichungen des Grund-schiebers, wie sie sich aus dem Müllerschen oder Zeunerschen Diagramm ergeben. In Fig. 120 gehört z. B. zu den Kolbenlagen  $A_3$  und  $A_3'$ , die um das 0,3fache des Hubes aus der oberen bzw. unteren Totlage absteigen, eine Schieberausweichung von 45 bzw. 44,5 mm nach unten bzw. oben. Diese Ausweichungen von  $A_3$  und  $A_3'$  in Fig. 121 aus nach der entsprechenden Seite aufgetragen, liefern die Punkte m bzw. m' der Schieberellipse qmq'm'. Zieht man in der Figur auch die e- und i-Vertikalen, so erhält man die Kanaleröffnungen für den ein- und austretenden Dampf am Cylinder.

Ferner sind in Fig. 121 die beiden Kurven cd und c'd' eingetragen. Dieselben geben in ihren horizontalen Ordinaten von den e-Vertikalen aus die Entfernungen der steuernden Kanten vom Grund- und Expansionsschieber für die normale Füllung von 28%. Bei der Kolbenlage  $A_{112}$  und  $A_{112}'$ , welche der letztgenannten Füllung entsprechen, ist die Entfernung der fraglichen Kanten gleich Null, also müssen die Punkte d und d' in den e-Vertikalen liegen. Bei den Kolbenlagen, die nach der Fig. 120 z. B. um 10% des Hubes von der oberen bzw. unteren Totlage absteigen, ist die Entfernung der steuernden Kanten  $y = 15,5$  bzw.  $y' = 17$  mm. Werden diese Abstände nach Fig. 121 übertragen, so erhält man die Punkte e und e' der erwähnten Kurven in den Lagen  $A_1$  und  $A_1'$ .

Die schraffierten Flächen in Fig. 121 ergeben nun, wie leicht zu erkennen ist, in den horizontalen Ordinaten die bei jeder Kolbenlage stattfindende Eröffnung für den eintretenden Dampf, wenn man berücksichtigt, dass immer die kleinere von den beiden stattfindenden Eröffnungen am Durchlasskanal und am Cylinderkanal massgebend sind.

Schliesslich sind in Fig. 121 noch die beiden Kurven gh g'h' angedeutet. Dieselben geben in den horizontalen Ordinaten die für die zugehörigen Kolbenlagen erforderlichen Kanaleröffnungen, wenn die Dampfgeschwindigkeit 45 m betragen soll. Man erhält die Punkte dieser Kurven in der folgenden Weise. Für einen Drehwinkel der Hauptkurbel  $\omega = 40^\circ$  aus ihrer Totlage ist bei einem Verhältnis  $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$  der Kolbenweg nach Gleichung 21

$$x = R(1 - 0,766) \pm \frac{1}{2} \frac{R}{5} 0,643^2,$$

also für den Hinlauf das

$$\frac{x}{2R} = \frac{1}{2} (1 - 0,766) + \frac{1}{4} \frac{1}{5} 0,643^2 = 0,138 \text{ fache,}$$

für den Rücklauf das

$$\frac{x'}{2R} = \frac{1}{2} (1 - 0,766) - \frac{1}{4} \frac{1}{5} 0,643^2 = 0,096 \text{ fache}$$

des Kolbenhubes. Diesen Wegen entsprechen in der Figur für  $A_0 A_0' = 100$  mm Kolbenhub die Strecken  $A_0 A_x$  und  $A_0' A_x'$ .

Die Kolbengeschwindigkeit folgt weiter für  $\omega = 40^\circ$  aus Gleichung 24 und 22 zu

$$c_x = \frac{0,6 \pi \cdot 120}{60} 0,643 (1 \pm \frac{1}{5} 0,766),$$

also für den Hinlauf zu

$$c_x = 2,8 \text{ m,}$$

für den Rücklauf zu

$$c_x' = 2,3 \text{ m.}$$

Damit ergibt sich dann aus der Gleichung

$$4 a_x = \frac{O \cdot c_x}{h_2 \cdot 45}$$

mit  $O = 1840$  qcm und  $h_2 = 19,5$  cm die erforderliche Eröffnung eines jeden der 4 Durchlasskanäle für den Hinlauf zu

$$a_x = \frac{1840 \cdot 2,8}{4 \cdot 19,5 \cdot 45} = 1,46 \text{ cm} = 14,6 \text{ mm}$$

für den Rücklauf zu

$$a_x' = \frac{1840 \cdot 2,3}{4 \cdot 19,5 \cdot 45} = 1,21 \text{ cm} = 12,1 \text{ mm.}$$

Durch Antragen dieser Eröffnungen in den Punkten  $A_x$  und  $A_x'$  horizontal nach rechts bzw. links erhält man schliesslich die Punkte k und k' der fraglichen Kurven. Dort, wo letztere die beiden Kurven cd bzw. c'd' schneiden, wird die Drosselung beginnen, falls diese bei 45 m Dampfgeschwindigkeit anfangen sollte.

## § 40.

### Die Doppel-Schiebersteuerung von Guhraner.

Diese jetzt häufig verwandte Steuerung ist ebenfalls eine Abänderung der Meyerschen Steuerung und unterscheidet sich von dieser hauptsächlich dadurch, dass das Gewinde der Schieberspindel einen viel grösseren Durchmesser und eine entsprechend grössere Steigung besitzt. Auf der Expansionsschieberstange ist nämlich hier nach Fig. 1, Taf. 39 ein gusseiserner Körper befestigt, der zwei genau bearbeitete Gewindegänge von entgegengesetzter Steigung besitzt und mit diesen Gängen und etwas Spielraum zwischen die entsprechend gestalteten Knaggen der Expansionsplatten greift. Bei einer Drehung der Schieberstange und ihres Gusseisenkörpers tritt dann die mit einer Änderung der Füllung verbundene, bekannte Verstellung der Platten ein. Infolge der grossen Steigung der Gewindegänge bedarf die Expansionsschieberstange für gewöhnlich höchstens einer Drehung von  $250^\circ$ , um eine Änderung der Füllung von 0 bis  $60\%$  zu bewirken.

Die Drehung der Expansionsschieberstange und die Änderung der Füllung erfolgt hier wieder selbstthätig durch den Regulator, der nach Fig. 1, Taf. 39 durch eine Zahnstange das auf der Schieberstange befindliche Ritzel drehen kann. Die Regulierfähigkeit der Steuerung ist eine genügende, wenn, wie schon im vorigen Paragraphen angeführt, die relative Excentricität nicht zu gross ist, was sich am besten durch eine mehrmalige Teilung der Durchlasskanäle an der Seite der Expansionsplatten erreichen lässt. Auch darf die Steigung der Gewindegänge











zu erhalten. Dieser Wert ist aber wegen der Herstellung und Bearbeitung der Öffnungen, sowie mit Rücksicht darauf, dass oberhalb und unterhalb der letzteren der Eintrittsquerschnitt durch Stege bzw. Hülse verengt ist, zweckmässig auf

$$a_2 = 9 \text{ mm}$$

zu erhöhen.

Um die Verhältnisse des Grundschiebers zu bekommen, ist der Voreilwinkel  $\delta$  und die Excentricität  $r$  des zugehörigen Excenters festzulegen. Wählen wir die Dauer

Fig. 123b.

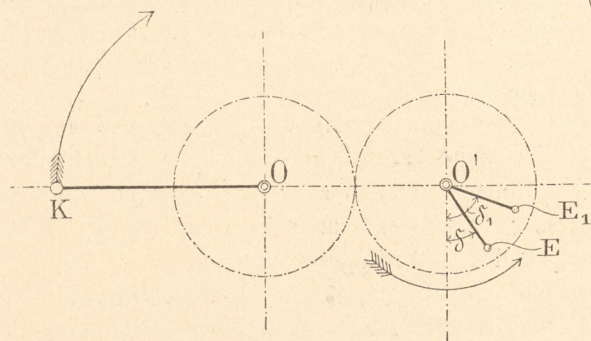
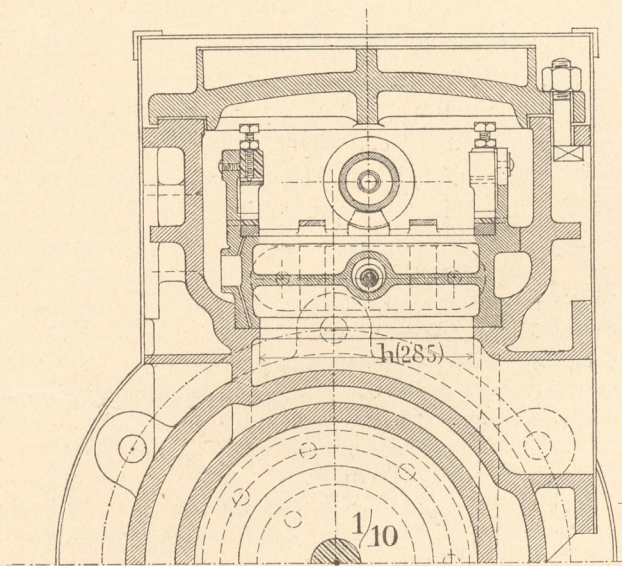


Fig. 125.

der Voraustrittsperiode zu 2 %, die der Voreintritts- und Kompressionsperiode zusammen zu 17,5 % und suchen die zugehörigen Hauptkurbellagen  $OV_a$  bzw.  $OK$  für eine unendlich lange Schubstange in Fig. 122 des Textes auf, so liefert die Halbierungslinie  $OD'$  des Winkels  $V_aOK$  mit der Vertikalen  $Y-Y$  einen Voreilwinkel

$$\delta = 32^\circ.$$

Für ein nach Gleichung 154 zu wählendes Voröffnen

$$v_e = 0,275 \cdot a = 0,275 \cdot 26 = \sim 7,2 \text{ mm}$$

folgt dann weiter aus Gleichung 152 die Excentricität

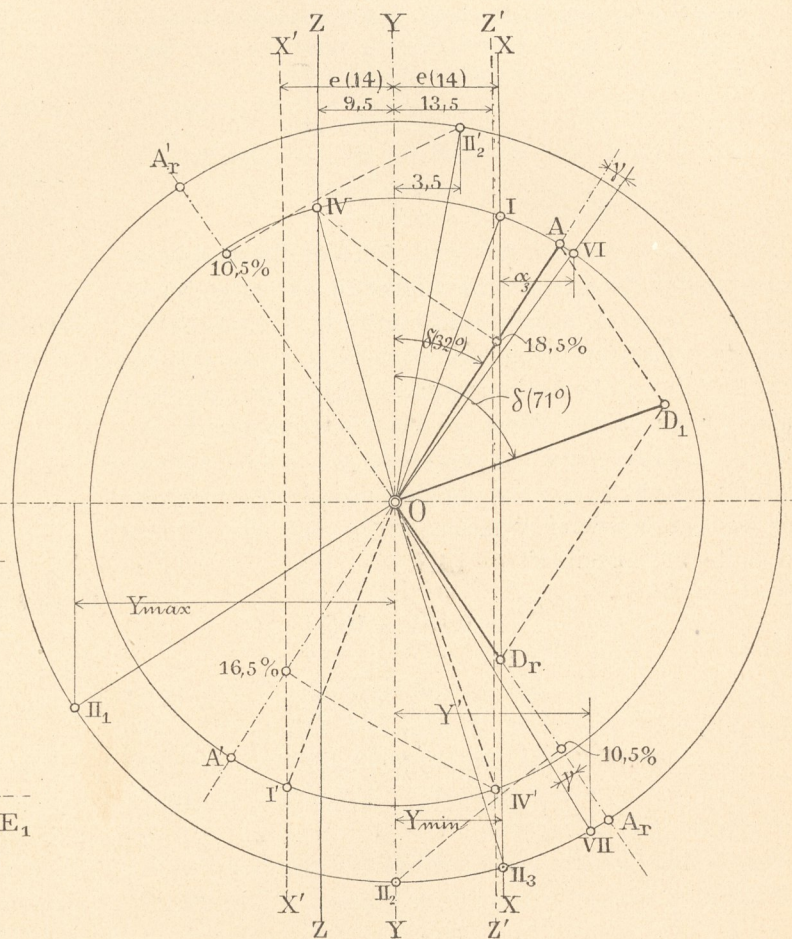
$$r = \frac{26 - 7,2}{1 - \sin 32} = \frac{18,8}{0,47} = 40 \text{ mm},$$

sowie nach Gleichung 155 die äussere Überdeckung

$$e = 40 - 26 = 14 \text{ mm}.$$

Bei einer Schubstangenlänge, die das 5fache des Kurbelradius ist, liefert die Hauptkurbellage  $OK$  bzw.  $OK'$ , die beide bei unendlich langer Schubstange, wie angeführt, Kolbenwege von 17,5 % bis in die linke bzw. rechte Totlage des Kolbens ergeben, nach Fig. 122 des Textes einen Weg von 20,5 für die linke und einen solchen von 14,5 %<sup>1)</sup> für die rechte Kolbenseite. Sucht man diese Wege bzw. die Dauer des Voreintritts und der Kompression auf beiden Kolbenseiten bis auf 18,5 und 16,5 %<sup>1)</sup> einander zu nähern, so schneiden die zu-

Fig. 126.



gehörigen Hauptkurbellagen  $OIV$  und  $OIV'$  auf dem unteren bzw. oberen Grundschieberkreise eine innere Überdeckung

$$i_l = 9,5 \text{ mm}^2 \text{ und } i_r = 13,5 \text{ mm}^2$$

ab.

Die Weite des Auslasskanales ergibt sich jetzt, wenn man nur die grössere innere Überdeckung in Rechnung zieht und die Stegbreite

$$b = \frac{a}{2} + 13 = \frac{26}{2} + 13 = 26 \text{ mm}$$

macht, aus Gleichung 148 zu

$$a_o \geq 13,5 + 40 + 26 - 26, a_o \geq 53,5 \text{ mm},$$

wofür in der Ausführung

$$a_o = 50 \text{ mm}$$

1) Siehe die Mittellinie  $\overline{AA_o}$ .

2) Links ist in der Fig. 123a die untere, rechts die obere Hälfte.



genommen ist. Die Entfernung der Kanten 6 und 2 in Fig. 123a muss schliesslich so gross sein, dass der Grundschieber in seiner rechten Totlage den rechten Auslasskanal noch genügend an der Kante 6 deckt; es muss also der Abstand 6—2 bei der Mittellage des Schiebers gleich der Excentricität  $r$  plus einer Sicherheitsdeckung sein. Nimmt man die letztere im vorliegenden Falle zu 10 mm an, so muss

$$6 - 2 = r + 10 = 40 + 10 = 50 \text{ mm}$$

gemacht werden.

In Fig. 126 des Textes ist nochmals das Müllersche Diagramm für den Grundschieber gezeichnet. Der mit  $r = 40$  mm geschlagene Kreis der Excenter- und Hauptkurbel ist mit der Hublinie  $\overline{AA'}$  für die Kolbenbewegung unter dem in der früher angegebenen Weise gefundenen Winkel  $\delta$  gegen die Vertikale  $Y - Y$  geneigt. Für die erwähnten Kolbenwege von 18,5 und 16,5 %, die hier auf einen Hub  $\overline{AA'} = 80$  mm zu beziehen sind, geben wieder OIV und OIV' die Hauptkurbellagen an, deren Endpunkte um die inneren Überdeckungen  $i_1$  und  $i_r$  von der Vertikalen  $Y - Y$  abstehen.

Um die Excentricität  $r_1$  und den Voreilwinkel  $\delta_1$  des Excenters für den Expansionsschieber zu bekommen, wurde nach den Angaben auf Seite 173 und Fig. 115 die Mittellinie des relativen Schieberkreises  $\overline{OD_r}$  senkrecht zur Mittellinie des Drosselungswinkels bei der normalen Füllung angenommen, damit bei dieser letzteren der Kanalschluss möglichst schnell vor sich geht. Die normale Füllung beträgt nun, wenn sie gleich der besten normalen Füllung der Maschine gemacht wird, nach den Werten auf Seite 93 vorteilhaft

$$\frac{0,63}{p} = \frac{0,63}{6} = 0,105 = 10,5 \%$$

Derselben entspricht bei unendlich langer Schubstange die Hauptkurbellage OII in Fig. 122 des Textes. Soll nun die Drosselung des eintretenden Dampfes während 4 % des Kolbenweges andauern, also bei der Hauptkurbellage OX, die einen Winkel  $\omega = 29\frac{1}{2}^\circ$  mit der linken Totlage einschliesst, beginnen, so muss die Kanaleröffnung in diesem Augenblicke

$$a_x = \frac{O \cdot c_x}{h_2 \cdot w_x}$$

betragen. Die Kolbengeschwindigkeit  $c_x$  bestimmt sich bei unendlich langer Schubstange nach Gleichung 23 und 22 zu

$$c_x = v \cdot \sin \omega = \frac{S \pi \cdot n}{60} \sin 29\frac{1}{2} = \frac{0,75 \pi \cdot 90}{60} = 0,493 \\ = \sim 1,74 \text{ m,}$$

die Dampfgeschwindigkeit  $w_x$  soll wegen der Vernachlässigung der endlichen Schubstangenlänge nur mit 45 m eingeführt werden,  $h_2$  ist 28,5 cm,  $O = 1071$  qcm. Man erhält mit diesen Werten

$$a_x = \frac{1071 \cdot 1,74}{28,5 \cdot 45} = \sim 1,5 \text{ cm} = 15 \text{ mm.}$$

Da aber hier 4 Öffnungen gleichzeitig geschlossen werden, so hat man

$$a_x = \frac{1}{4} 15 = 3,75 \text{ mm}$$

zu setzen. Trägt man dann in Fig. 122  $\frac{1}{2} a_x = 1,875$  mm auf der Hauptkurbellage OII von O aus ab und errichtet in dem Endpunkte 2 eine Senkrechte, so schneidet diese auf der zu OXI errichteten Senkrechten eine relative Excentricität

$$\overline{OD_1} = r_x = 25 \text{ mm}$$

ab. Durch Rückwärtskonstruktion des Parallelogrammes  $OD_r DD_1 O$  ergibt sich schliesslich für das Excenter des Grundschiebers die Excentricität

$$\overline{OD_1} = r_1 = 38 \text{ mm}$$

und der Voreilwinkel

$$\delta_1 = \sim 71^\circ.$$

Die relativen Schieberkreise sind in der Fig. 122 in doppelt natürlicher Grösse aufgetragen worden und ergeben, wenn man die grösste Füllung der Maschine zu 50, die kleinste zu 2 % annimmt, bei den zugehörigen Hauptkurbellagen OII<sub>1</sub> bzw. OII<sub>3</sub> für eine unendlich lange Schubstange die beiden Sehnenabschnitte

$$OI = y_{\max} = 21 \text{ mm und } O3 = y_{\min} = -7 \text{ mm.}$$

Bei dem Müllerschen Diagramm in Fig. 126 des Textes ist die relative Excentricität  $\overline{OD_r}$  aus den beiden ermittelten Excentricitäten  $OD = OA$  und  $OD_1$ , sowie den Voreilwinkeln  $\delta$  und  $\delta_1$  konstruiert worden. Der Excenter- und Hauptkurbelkreis vom Radius  $OA_r = OA_r'$  wurde ebenfalls in doppelt natürlicher Grösse aufgetragen und ergibt für die der grössten bzw. kleinsten Füllung entsprechenden Hauptkurbellagen OII<sub>3</sub> und OII<sub>1</sub> die obigen Werte der Abstände  $y_{\max}$  und  $y_{\min}$ .

Werden, wie das die Maschinenfabrik von G. Kuhn in Stuttgart zur Erzielung kurzer Cylinderkanäle vielfach macht, die Excenter der Steuerung nicht auf der Kurbelwelle, sondern nach Fig. 1a, Taf. 39 auf einer Vorgelegewelle, welche von der ersteren durch ein Stirnräderpaar angetrieben wird, befestigt, so sind die Excenterkurbeln nach Art der Fig. 125 des Textes zu stellen. Das ist nötig, weil die Vorgelegewelle sich entgegengesetzt zur Kurbelwelle dreht.

Mit den gefundenen Werten  $y_{\max}$  und  $y_{\min}$  ergibt sich nun zunächst die erforderliche Länge der Expansionsplatte zwischen zwei benachbarten Schlitten aus Gleichung 158, wenn man in diese für  $a_1$  die Grösse von  $a_2$  und  $x = 9$  mm einführt, zu

$$p = 25 - (-7) + 9 + 9 = 50 \text{ mm.}$$

Die Entfernung  $t_1$  für die Stegbreite zwischen der 1. und 2. Durchlassöffnung im Rücken des Grundschiebers folgt aus Gleichung 174. Die Sehne  $y'$ , die im Zeunerschen Diagramme der Fig. 122 des Textes von der Hauptkurbellage OVI, bei welcher der Grundschieber den Cylinderkanal um  $a_2$  geöffnet hat, auf dem unteren Relativschieberkreise abgeschnitten wird, beträgt 12,5 mm. Mit hin erhält man

$$t_1 \geq 21 + 50 + 12,5 - 2 \cdot 9, t_1 \geq 65,5 \text{ mm,}$$

oder

$$t_1 = 65,5 + 2,5 = 68 \text{ mm.}$$

Desgleichen folgt aus Gleichung 175 für die Weite der Schlitzes im Expansionsschieber der Wert

$$a_3 \geq 21 + 12,5 - 9, a_3 \geq 24,5 \text{ mm,}$$

oder

$$a_3 = 24,5 + 2,5 = 27 \text{ mm.}$$

Die übrigen Stegbreiten und Schlitzes sind ebenfalls 68 bzw. 27 mm gemacht worden.

Die 2., 3. und 4. Durchlassöffnung werden dann gleichzeitig geöffnet. Wollte man sie nacheinander öffnen



lassen, so müsste man  $t_2$  bzw.  $t_3$  eine Grösse geben, die sich aus Gleichung 174 ergibt, wenn man in diese denjenigen Abschnitt  $y'$  einführt, welchen die Hauptkurbel bei der Eröffnung des Cylinderkanales durch den Grundschieber um  $2a_2$  bzw.  $3a_2$  abschneidet.

Im Müllerschen Diagramm in Fig. 126 des Textes hat man, um  $y'$  zu bekommen, die der Hauptkurbellage OVI des Grundschieberkreises entsprechende Hauptkurbellage OVII im Relativkreise aufzusuchen, also den  $\angle \gamma$  von  $OA_r$  aus aufzutragen.

Die Gesamtverschiebung der Platten zwischen den Füllungsgrenzen ist

$$z = y_{\max} - (\pm y_{\min}) = 21 - (-7) = 28 \text{ mm.}$$

Giebt man den Gewindegängen eine Steigung

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

und einen mittleren Radius

$$\rho = 50 \text{ mm,}$$

sodass also der Wert

$$\frac{s}{2\rho\pi} = \frac{40}{2 \cdot 50 \pi} \approx \frac{1}{8}$$

wird, also der Gleichung 171 genügt, so muss nach Gleichung 172 die Expansionsschieberstange durch den Regulator im Ganzen um

$$\alpha = \frac{28}{40} 360 = 252^\circ$$

gedreht werden, wenn dieser die Füllung von der grössten bis zur kleinsten oder umgekehrt ändert.

Will man durch die Steuerung bei normaler Belastung der Maschine gleiche Füllungen auf beiden Kolbenseiten erhalten, so hat man die Hauptkurbellagen  $OII_2$  und  $OII_2'$  für beide Kolbenseiten und unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge aufzusuchen. Man erhält dann die Sehnens bzw. Abstände

$$y_{2,l} = 0 \text{ und } \overline{O2'} = y_{2,r} = + 3,5 \text{ mm.}$$

Da beide um

$$y_{2,r} - y_{2,l} = 3,5 \text{ mm}$$

verschieden sind, so wird man den Expansionsschieber nicht um die Mitte S, sondern um diejenige  $S''$  (Fig. 123a)

schwingen lassen, welche von der ersteren um  $\frac{3,5}{2} = 1,75 \text{ mm}$

im vorliegenden Falle nach der linken Seite absteht. Man erhält dann, wie man sich leicht aus den Diagrammen überzeugen kann, auch für die anderen Füllungsgrade annähernd gleiche Füllungen auf beiden Kolbenseiten. Zu beachten ist aber, dass nun  $y_{\min}$  für die früher entnommene Grösse von  $-7 \text{ mm}$  auf der rechten Seite gleich  $-(7 + 3,5) = -10,5 \text{ mm}$  auf der linken Seite wird, was bei der Berechnung der Plattenlänge  $p$  wohl in Rücksicht zu ziehen ist. Im vorliegenden Falle genügt die gewählte Sicherheitsdeckung  $x = 9 \text{ mm}$  auch noch dem Werte  $y_{\min,l} = -10,5 \text{ mm}$ .

2. Für die auf Seite 175 angegebene Auspuffmaschine von 300 mm Cylinderbohrung, 600 mm Hub und 90 Umdrehungen in der Minute sind die Verhältnisse einer Guhrauer Steuerung nach Fig. 1, Taf. 39 zu bestimmen.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Die Weite und Höhe der Cylinderkanäle wurden schon auf Seite 127 zu

$$a = 21 \text{ mm und } h = 200 \text{ mm}$$

ermittelt. Eben daselbst wurden die Verhältnisse des Grundschiebers und dessen Excenter schon festgelegt. Behält man diese Verhältnisse bei, so ist hier nur die relative Excentricität  $r_x$  mit Rücksicht auf die Teilung der Durchlasskanäle kleiner zu nehmen. Die Weite der Durchlassöffnungen am Rücken des Grundschiebers muss

$$a_2 = \frac{21}{2} = 10,5 \text{ mm}$$

betragen, ist aber wegen der Verengung, welche die Durchlasskanäle durch die Schieberstangenhülse erfahren, auf

$$a_2 = 12 \text{ mm}$$

erhöht worden. Auf Seite 176 ergab sich die relative Excentricität  $r_x$  zu 50 mm, hier soll dieselbe nur zu

$$r_x = \frac{3}{4} 50 = 37,5 \text{ mm}$$

angenommen werden. Würde man in dem Diagramm der Fig. 2, Taf. 35  $\overline{OD_r} = 37,5 \text{ mm}$  machen und aus dem Dreieck  $OD_rD$  das Parallelogramm  $OD_rDD_1O$  rückwärts konstruieren, so erhielte man in der Grösse von  $\overline{OD_1}$  die erforderliche Excentricität  $r_1$  und den Voreilwinkel  $\delta_1$  für den vorliegenden Fall. Ferner ergäbe sich, da nach Seite 177 und 178 unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge für die normale Füllung von 25%  $y_{2,l} = 28,7 \text{ mm}$  und  $y_{2,r} = 35,5 \text{ mm}$  gefunden wurde, hier

$$y_{2,l} = \frac{3}{4} 28,7 = \sim 21,6 \text{ mm,}$$

$$y_{2,r} = \frac{3}{4} 35,5 = \sim 26,8 \text{ mm.}$$

Bei einer kleinsten Füllung von 5% ist nach dem Diagramm in Fig. 4, Taf. 35  $y_{\min,r} = + 7,2 \text{ mm}$ , während sich für die linke Kolbenseite (nicht in die Figur eingetragen) bei derselben Füllung  $y_{\min,l} = + 4 \text{ mm}$  ergibt.

Für die im vorliegenden Falle  $\frac{3}{4}$  mal so grosse relative Excentricität beträgt somit

$$y_{\min,l} = + \frac{3}{4} 4 = + 3 \text{ mm,}$$

$$y_{\min,r} = + \frac{3}{4} 7,2 = + 5,4 \text{ mm.}$$

Will man nun bei der Guhrauer Steuerung nach Fig. 1, Taf. 39 die Füllungen von der normalen bis zur kleinsten für beide Kolbenseiten annähernd gleich gestalten, so hat man, da

$$y_{2,l} - y_{\min,l} = 21,6 - 3 = 18,6 \text{ mm,}$$

$$y_{2,r} - y_{\min,r} = 26,8 - 5,4 = 21,4 \text{ mm}$$

ist, den linken Gewindegang des Gusseisenkörpers mit geringerer Steigung als den rechten zu versehen, um bei einer Änderung der Füllung von der normalen bis zur kleinsten und einer damit verbundenen entsprechenden Drehung der Expansionsschieberstange die vorstehenden, verschiedenen Verschiebungen der beiden Expansionsplatten zu bekommen. Nach der Figur beträgt die Ganghöhe des linken Gewindeganges

$$s_1 = 1 \frac{5}{8}'' \text{ engl.} = 41,3 \text{ mm,}$$



welche bei einem mittleren Gewinderadius von

$$\rho = 52,5 \text{ mm}$$

einer mittleren Steigung von

$$\frac{s_1}{2\rho\pi} = \frac{41,3}{2 \cdot 52,5\pi} = \sim \frac{1}{8}$$

entspricht. Die vorerwähnte Verschiebung  $y_{2,1} - y_{\min,1} = 18,6 \text{ mm}$  erfordert demnach den

$$\frac{18,6}{41,3} = \sim 0,45$$

fachen Teil einer vollen Umdrehung der Expansionschieberstange. Soll durch dieselbe Drehung auf der rechten Seite die Verschiebung  $y_{2,r} - y_{\min,r} = 21,4 \text{ mm}$  erreicht werden, so muss die Ganghöhe des rechten Gewindeganges

$$s_r = \frac{21,4}{0,45} = 47,6 \text{ mm} = \sim 1\frac{7}{8}'' \text{ engl.}$$

sein: Die mittlere Steigung an dieser Seite ist dann

$$\frac{s_r}{2\rho\pi} = \frac{47,6}{2 \cdot 52,5\pi} = \sim \frac{1}{7}$$

Bei der ungleichen Ganghöhe in beiden Gewindegängen fallen die höheren Füllungen von der normalen an auf beiden Kolbenseiten ungleich aus. Nach dem Diagramm in Fig. 4, Taf. 35 und nach Seite 177 ist bei einer grössten Füllung von  $53,3\%$   $01' = y_{\max,r} = 49,3 \text{ mm}$ , welchem Werte hier ein solcher von

$$y_{\max,r} = \frac{3}{4} 49,3 = 37 \text{ mm}$$

entspricht. Die Verschiebung der rechten Platte beträgt also bei einer Änderung der Füllung von der normalen bis zur grössten

$$y_{\max,r} - y_{2,r} = 37 - 26,8 = 10,2 \text{ mm,}$$

wozu die Expansionsschieberstange um den

$$\frac{10,2}{s_r} = \frac{10,2}{47,6} = 0,215 \text{ ten}$$

Teil einer vollen Umdrehung gedreht werden muss. An der linken Platte ruft diese Drehung aber nur eine Verschiebung von

$$0,215 \cdot s_1 = 0,215 \cdot 41,3 = 8,9 \text{ mm}$$

hervor, wird also die Entfernung

$$y_{\max,1} = y_{2,1} + 8,9 = 21,6 + 8,9 = 30,5 \text{ mm}^1)$$

welcher nach dem Diagramm nur eine maximale Füllung von  $43\%$  auf der linken Kolbenseite entspricht.

Die Gesamtdrehung der Expansionsschieberstange beträgt

$$(0,45 + 0,215) 360^\circ = 0,665 \cdot 360^\circ = \sim 240^\circ.$$

Die Länge der Expansionsplatten zu jeder Seite des Schlitzes ergibt sich aus Gleichung 158, wenn man in diese  $a_1 = a_2 = 12 \text{ mm}$  und  $y_{\min} = y_{\min,1} = +3 \text{ mm}$  einführt, sowie  $x = 3,5 \text{ mm}$  annimmt, zu

$$p = 37,5 - 3 + 12 + 3,5 = 50 \text{ mm.}$$

Die Stegbreite zwischen den beiden Durchlassöffnungen am Rücken des Grundschiebers muss der Gleichung 174 genügen. Nach Fig. 2, Taf. 35 öffnet nun der Grundschieber den Cylinderkanal um ein Stück  $a_2 = 12 \text{ mm}$  bei einer Hauptkurbellage, die ungefähr senkrecht zu  $OD_r$  steht.  $y'$  ist also hier gleich Null zu setzen, und

1) In der Figur ist 30,7 für  $y_{\max,1}$  angegeben.

man erhält für die erwähnte Stegbreite mit  $y_{\max} = y_{\max,r} = 37 \text{ mm}$  den Wert

$$t_1 \geq 37 + 50 - 2 \cdot 12, t_1 \geq 63 \text{ mm,}$$

oder

$$t_1 = 63 + 2 = 65 \text{ mm.}$$

Die Schlitzweite in den Expansionsplatten muss dann nach Gleichung 175

$$a_3 \geq 37 - 12, a_3 \geq 25 \text{ mm,}$$

oder

$$a_3 = 25 + 2 = 27 \text{ mm}$$

sein.

#### § 41.

### Doppel-Schiebersteuerungen mit von innen steuerndem Expansionsschieber und verstellbarem Expansionsexcenter.

Bei den bisher betrachteten Doppel-Schiebersteuerungen wurde die Füllung auf jeder Seite beendet, sobald die äusseren Kanten der Expansionsplatten den zugehörigen Durchlasskanal des Grundschiebers schlossen, steuerten also, wie man sagt, die äusseren Kanten den Dampfeintritt. Ebenso wie nun beim einfachen Muschelschieber nach den Angaben auf Seite 139 der Dampfeinlass durch die inneren Kanten gesteuert werden kann, ebenso können auch bei dem Expansionsschieber einer Meyerschen Steuerung die inneren Kanten den Dampfeinlass abschneiden. So wird in Fig. 127 auf Seite 199 offenbar der Dampfeintritt auf der linken Kolbenseite aufhören, sobald die innere Kante  $k$  der linken Expansionsplatte den linken Durchlasskanal an der inneren Kante  $k'$  schliesst. Die Grösse der Füllung wird auch hier von dem Abstände  $y$  abhängig sein, den diese Kanten  $k$  und  $k'$  bei der relativen Mittellage beider Schieber voneinander besitzen.

Zu beachten ist aber, dass bei dem von innen steuernden Expansionsschieber einer Meyerschen Steuerung die relative Bewegung beider Schieber zueinander anders als bei dem von aussen steuernden erfolgen muss. Während z. B. in Fig. 3a, Taf. 35 der linke Durchlasskanal durch die äussere Kante der linken Expansionsplatte dann geschlossen wird, wenn die letztere relativ gegen den Grundschieber um  $y$  nach links verschoben ist, tritt für den gleichen Durchlasskanal in Fig. 127 des Textes der Schluss durch die innere Kante der Expansionsplatte ein, wenn die erwähnte relative Verschiebung nach rechts, also nach der entgegengesetzten Seite wie im vorigen Falle, die Grösse  $y$  erreicht hat.

Ist nun in Fig. 128 des Textes OE die Excenterkurbel des Grund-, OE<sub>1</sub> diejenige des Expansionsschiebers und OE<sub>r</sub> die aus den beiden ersten konstruierte relative Excenterkurbel einer von aussen steuernden Doppel-Schiebersteuerung, so wird man, da für den von innen steuernden Expansionsschieber die relative Bewegung beider Schieber entgegengesetzt zu derjenigen eines von aussen steuernden sein muss, für die richtige Bewegung des ersteren die OE<sub>r</sub> diametral gegenüber liegende relative Excentricität OE<sub>r</sub>' erforderlich sein. Steht dann z. B. die Hauptkurbel in der linken Totlage OA, so ist bei der



Steuerung des Dampfeinlasses durch die äusseren Kanten des Expansionsschiebers der letztere um  $\overline{OC}_r$  nach rechts, bei der Steuerung durch die inneren Kanten aber um das ebenso grosse Stück  $\overline{OC}_r'$  nach links, also nach der entgegengesetzten Seite, gegen den Grundschieber verschoben. Bei einer weiteren Drehung der Hauptkurbel nähert sich ferner sowohl die Excenterkurbel  $OE_r$ , als auch diejenige  $OE_r'$  der Mittellage.

Die neue Lage  $OE_r$  der relativen Excenterkurbel bei der linken Totlage der Hauptkurbel lässt sich nun in doppelter Weise erreichen. Keilt man zunächst das Excenter des Grund- und Expansionsschiebers so auf, wie in Fig. 128 des Textes die ausgezogenen Linien zeigen, legt man also die Excenterkurbel des Grundschiebers nach  $OE'$  und diejenige des Expansionsschiebers nach  $OE_1'$ , beide also der Lage  $OE$  bzw.  $OE_1$  dieser Kurbeln bei von aussen steuernden Schiebern diametral gegenüber, so liefert das Parallelogramm  $OE'E_1'F_r'O$  die gewünschte

gesetzt wie früher), der untere diejenigen nach links oder oben auf den durch diese Kreise gehenden Hauptkurbellagen abschneidet, immer die angenommene Maschinenordnung in Fig. 1, Taf. 31 vorausgesetzt. Im Müllerschen Diagramme dagegen werden die Voreilwinkel  $\delta$  und  $\delta_1$  am besten so aufgetragen, wie sie in der Wirklichkeit liegen.

Bei den Doppel-Schiebersteuerungen mit von innen steuerndem Expansionsschieber findet man ferner vielfach die Füllung nicht dadurch veränderlich gemacht, dass man wie bisher bei festgekeiltem Expansionsexcenter den Abstand  $y$  der steuernden Kanten von Expansionsschieber und Durchlasskanal abändert, sondern dadurch, dass man bei konstantem Abstande  $y$  das Expansionsexcenter stellbar auf der Kurbelwelle anordnet und dessen Excentricität und Voreilwinkel verändert. Es geschieht dies natürlich selbstthätig von der Maschine aus durch einen Schwungradregulator oder Flachregler. Wie hierbei die Füllung sich ändert, ist zunächst aus Fig. 1 c bis e, Taf. 42 ersichtlich. In Fig. 1 c, wo der Voreilwinkel des

Fig. 127.

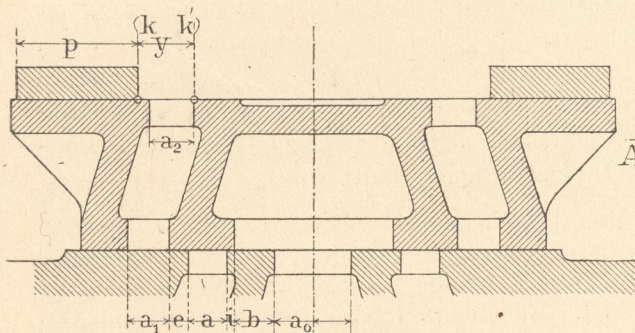


Fig. 128.

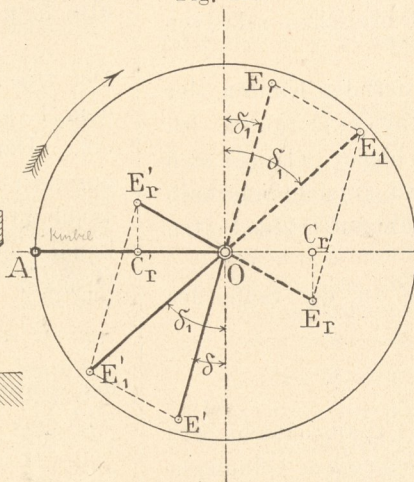
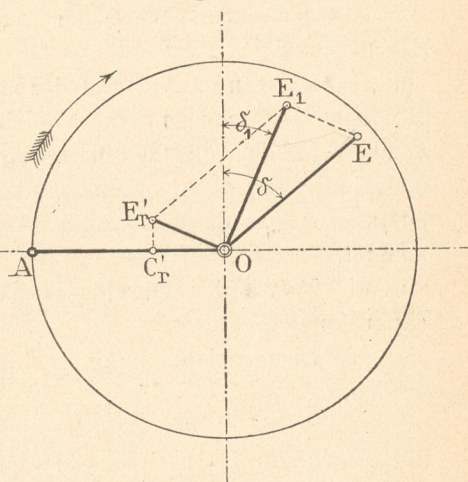


Fig. 129.



Lage  $OE_r'$  der relativen Excenterkurbel. Es muss dann aber nicht nur der Expansionsschieber, sondern, wie auf Seite 139 und in Fig. 98 des Textes vermerkt, auch der Grundschieber den Dampfeintritt mit seinen inneren Kanten steuern.

Die gewünschte Lage  $OE_r'$  der relativen Excenterkurbel erreicht man aber auch dadurch, dass man nach Fig. 129 des Textes den Voreilwinkel  $\delta$  des Grundschiebers grösser als denjenigen  $\delta_1$  des Expansionsschiebers nimmt. Konstruiert man nämlich auch hier das Parallelogramm  $OEE_1E_r'O$ , so fällt  $OE_r'$  links von der Mitte. Hier muss natürlich der Grundschieber mit seinen äusseren, der Expansionsschieber mit seinen inneren Kanten den Dampfeintritt steuern.

In den beiden Fällen wird man das Zeunersche Schieber-Diagramm für die vorliegenden Doppel-Schiebersteuerungen in der bekannten Weise, also durch Antragen der in Fig. 128 und 129 eingetragenen Voreilwinkel  $\delta$  und  $\delta_1$  an die obere Hälfte der Vertikalen  $Y - Y$  des Achsenkreuzes entgegen zur Drehrichtung der Maschine, zeichnen können; nur wird man dann zu beachten haben, dass der obere Relativschieberkreis die Ausweichungen des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber nach rechts oder unten (also gerade entgegen-

Expansionsexcenters seinen kleinsten Wert  $\delta_1$ , die Excentricität aber ihren grössten Wert  $OII_1$  hat, ist die relative Excentricität  $OIII_1$ , und es findet eine Füllung von 42 % statt, da die dem Schlusse der letzteren entsprechende Hauptkurbellage auf dem oberen Relativschieberkreise als Sehne den konstanten Abstand  $y$  der steuernden Kanten abschneidet. In Fig. 1 e dagegen hat der Voreilwinkel des Expansionsexcenters seinen grössten Wert  $\delta_3$ , die Excentricität desselben ihren kleinsten Wert  $OII_3$ .  $OIII_3$  bildet die relative Excentricität, und es beträgt die Füllung bei dem konstanten Abstande  $y$  nur 2 %. In Fig. 1 d schliesslich ist  $\delta_2$  der Voreilwinkel,  $OII_2$  die Excentricität des Expansionsexcenters,  $OIII_2$  die relative Excentricität, deren Kreis mit dem konstanten Werte  $y$  eine Füllung von 13 % ergibt.

In Fig. 130 auf Seite 202 ist die Veränderlichkeit der Füllung mit Hilfe des Müllerschen Diagrammes gezeigt. Bei den Werten  $\delta_1$  und  $r_1$  für den Voreilwinkel bzw. die Excentricität des Expansionsexcenters erhält man  $r_x$  als relative Excentricität, während für  $\delta_1'$  und  $r_1'$  sich  $r_x'$ , für  $\delta_1''$  und  $r_1''$  sich  $r_x''$  als solche ergibt. Die zu den einzelnen relativen Excentricitäten  $r_x$ ,  $r_x'$  und  $r_x''$  ge-



hörigen Relativkreise sind in dreifach natürlicher Grösse, also über den Durchmessern  $A_r A_{ro}$  bzw.  $A_r' A_{ro}'$ ,  $A_r'' A_{ro}''$  geschlagen worden. Der konstante Abstand  $y=0$  der steuernden Kanten bzw. die vertikale Mittellinie  $Y-Y$  liefert die Hauptkurbellagen  $OII_1$  bzw.  $OII_2$ ,  $OII_3$  in den einzelnen Relativkreisen, und es entspricht

$$\frac{A_r B_1}{A_r A_{ro}} \text{ einer Füllung von } 60\%,$$

$$\frac{A_r' B_2}{A_r' A_{ro}'} \text{ einer Füllung von } 29\%,$$

$$\frac{A_r'' B_3}{A_r'' A_{ro}''} \text{ einer Füllung von } \sim 1\%.$$

Die erforderliche Länge  $p$  der Expansionsplatten ergibt sich auch hier aus der Bedingung, dass bei den relativen Totlagen die äusseren Kanten der Expansionsplatten den Durchlasskanal nicht öffnen. In Fig. 127 des Textes muss also

$$p = r_x - (\pm y) + a_2 + x \dots 176$$

sein, wenn

$r_x$  den grössten Wert der veränderlichen relativen Excentricität,

$y$  den konstanten Abstand der steuernden Kanten, der mit dem  $+$  Zeichen in die Gleichung einzuführen ist, wenn er bei der relativen Mittellage beider Schieber sich ausserhalb, mit dem  $-$  Zeichen, wenn er sich innerhalb der inneren Kanten der Durchlasskanäle auf beiden Seiten befindet,

$a_2$  die Weite der Durchlasskanäle an der Seite des Expansionsschiebers,

$x$  eine Sicherheitsdeckung bezeichnet.

Die Weite  $a_3$  der Schlitzes des Expansionsschiebers und die Stegbreite  $t_1$  zwischen den einzelnen Öffnungen des Grundschiebers in Fig. 131a auf Seite 202 wird man so zu bemessen haben, dass bei der grössten Füllung und, solange der Expansionsschieber nicht anfängt, die Durchlassöffnungen zu schliessen, die gesamte Eröffnung der drei Durchlasskanäle durch den Expansionsschieber in jedem Augenblicke mindestens ebenso gross ist als die Eröffnung des Cylinderkanales durch den Grundschieber.

### Beispiele.

1. Die Fig. 1, Taf. 42 zeigt die Steuerung des Hochdruckcylinders einer stehenden Verbundmaschine von 250 und 380 mm Cylinderbohrung, 300 mm Hub und 220 Umdrehungen in der Minute, ausgeführt von der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon. Die beiden Kolbenschieber der Steuerung steuern den Dampfeintritt mit ihren inneren Kanten, und der Voreilwinkel und die Excentricität des Expansionsexcenters werden durch einen Flachregler verändert. Welches sind die Verhältnisse der Steuerung?

Die nutzbare Kolbenfläche des Hochdruckcylinders beträgt bei einer einseitigen Kolbenstange von 40 mm Dicke

$$O = 25 \frac{2\pi}{4} - \frac{1}{2} 4 \frac{2\pi}{4} = \sim 485 \text{ qcm},$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist

$$c_m = \frac{0,3 \cdot 220}{30} = 2,2 \text{ m.}$$

Die Querschnitte der Dampfkanäle sind sehr reichlich bemessen. Die in den Cylinder eingesetzte Flusseisenbüchse hat einen äusseren Durchmesser von 175, einen inneren von 150 mm. Die Öffnungen dieser Buchse sind

$$a = 26 \text{ mm}$$

weit und enthalten 8 Stege von ungefähr 22 mm Breite. Wie sich aus den Diagrammen in Fig. 1c bis e ergibt, wird der Cylinderkanal bzw. die Öffnung der erwähnten Buchse aber nur um 18 mm von dem Durchlasskanal des Grundschiebers für den eintretenden Dampf freigegeben. Es ist also der Einlassquerschnitt höchstens

$$(15\pi - 8 \cdot 2,2) 1,8 = 53,5 \text{ qcm.}$$

Die lichte Weite des Grundschiebers ist 116 mm, die Durchlassöffnungen haben

$$a_1 = a_2 = 20 \text{ mm}^1)$$

Weite und 6 Stege von 16 mm Breite an der inneren Seite. Der Einlassquerschnitt für den eintretenden Dampf ist also hier ebenfalls

$$(11,6\pi - 6 \cdot 1,6) 2 = \sim 53,5 \text{ qcm.}$$

Der frische Dampf tritt schliesslich in der Mitte zwischen dem Expansionsschieber und dem Grundschieber zuerst ein. Der erste Schieber besitzt in der Mitte einen äusseren Durchmesser von  $74 + 2 \cdot 3 = 80$  mm, und es verbleibt also dem Dampfe, ehe er in die Durchlasskanäle des Grundschiebers gelangen kann, ein ringförmiger Durchgangsquerschnitt von

$$11,6 \frac{2\pi}{4} - 8 \frac{2\pi}{4} = \sim 55,3 \text{ qcm},$$

der etwas grösser als die beiden oben berechneten von 53,5 qcm ist. Für diese letzteren folgt aus Gleichung 26 bei der berechneten mittleren Kolbengeschwindigkeit eine Dampfgeschwindigkeit von nur

$$w = \frac{O \cdot c_m}{f_k} = \frac{485 \cdot 2,2}{53,5} = \sim 20 \text{ m.}$$

Nimmt man den Voraustritt der Maschine zu 3%, die Kompression, einschliesslich eines Voreintrittes von 0,5%, zu 11,5% an und sucht in der bekannten Weise die zugehörigen Hauptkurbellagen für eine unendlich lange Schubstange auf, so schliesst die Halbierungslinie des durch diese beiden Hauptkurbellagen gebildeten Winkels mit der Vertikalen durch das Wellenmittel einen Voreilwinkel des Grundschiebers von

$$\delta = 30^\circ$$

ein. Die Excentricität des Grundschiebers ist in der Ausführung zu

$$r = 30 \text{ mm}$$

gewählt und giebt bei einer äusseren Überdeckung von

$$e = 12 \text{ mm}$$

ein Voröffnen

$$v_e = r \cdot \sin \delta - e = 30 \cdot \sin 30 - 12 = 3 \text{ mm}$$

und eine grösste Eröffnung des Cylinderkanales für den eintretenden Dampf von nur

$$30 - 12 = 18 \text{ mm.}$$

1) In der Zeichnung ist irrtümlich  $a_1$  mit 18 mm angegeben.



Die Hauptkurbellage für die oben erwähnte Kompression von 11% bei unendlich langer Schubstange schneidet im unteren Grundschieberkreise eine innere Überdeckung von 5 mm ab, welche dann mit Rücksicht auf die endliche Schubstangenlänge am oberen Kanal

$$i_1 = 4 \text{ mm},$$

am unteren Kanal

$$i_r = 6 \text{ mm}$$

gemacht wurde.

Bei dem der Firma patentierten Flachregler in Fig. 1a, Taf. 42 wird, wie schon in Fig. 112a und b auf Seite 163 angedeutet, eine excentrische Scheibe  $E_1$ , auf der das Expansionsexcenter  $E_2$  sitzt, verstellt. Bei dieser Verstellung wird das Excenter  $E_2$  durch eine auf dem Bolzen  $b_1$  drehbare Schiene  $L_2$  ( $l_2$ ) geführt. In Fig. 1b, Taf. 42 ist die Verstellung und Führung des Excenters  $E_2$  nochmals schematisch dargestellt.

Der Mittelpunkt der excentrischen Scheibe  $E_1$  wird durch den Regulator auf einem Kreisbogen verschoben, der das Wellenmittel  $O$  zum Mittelpunkte und die Excentricität dieser Scheibe zum Radius hat. Der Mittelpunkt von  $E_1$  liegt je nach der Belastung der Maschine in 1, 2, 3, wobei die äussersten Lagen  $O1$  und  $O3$  den Grenzlagen der Regulatorpendel entsprechen. Die Excentricität der Scheibe  $E_1$  beträgt im vorliegenden Falle

$$O1 = O2 = O3 = 20 \text{ mm}.$$

Der Mittelpunkt des Bolzens  $d_2$ , durch welchen der Arm des Excenters  $E_2$  mit der Schwinge  $L_2$  verbunden ist, bewegt sich ferner auf dem mit der Schwingenlänge als Radius um  $b_1$  beschriebenen Kreise. Aus den Lagen  $O1$ ,  $O2$  und  $O3$  erhält man nun leicht die zugehörigen Lagen 1, 2, 3 des Bolzens  $d_2$ , wenn man bedenkt, dass die Armlänge  $1-1$ ,  $2-2$ ,  $3-3$  des Excenters  $E_2$  konstant bleibt. Der Mittelpunkt des letzteren befindet sich schliesslich auf der betreffenden Armlage  $1-1$ ,  $2-2$  oder  $3-3$  in einem konstanten Abstände

$$II_1 - 1 = II_2 - 2 = II_3 - 3 = 15 \text{ mm}$$

von dem Mittelpunkte 1, 2 bzw. 3 der Scheibe  $E_1$  entfernt.

Für die in Fig. 1b, Taf. 42 konstruierten Grössen  $OII_1$  und  $\delta_1$ ,  $OII_2$  und  $\delta_2$ ,  $OII_3$  und  $\delta_3$  von Excentricität und Voreilwinkel des Expansionsexcenters  $E_2$  sind in Fig. 1c bis e die Zeunerschen Schieberdiagramme gezeichnet worden.  $OIII_1$ ,  $OIII_2$  und  $OIII_3$  geben die relativen Excentricitäten. In Wirklichkeit müssen aber, da beide Schieber den Dampfeintritt von innen steuern, die beiden Excenter der Hauptkurbel nacheilen, und zwar mit Bezug auf Fig. 128 des Textes und das auf Seite 199 hierüber Gesagte, das Excenter des Grundschiebers um  $90 - \delta$ , das des Expansionsschiebers um  $90 - \delta_1$ ,  $90 - \delta_2$  bzw.  $90 - \delta_3$  je nach der Einstellung des letzteren.

In Fig. 1, Taf. 42 stehen die beiden Schieber in der Mittellage. Die Entfernung der steuernden Kanten, also die Entfernung der inneren Kanten des Expansionsschiebers von den inneren Kanten der Durchlasskanäle, ist dann

$$y = +18 \text{ mm}.$$

Es tritt nun z. B. auf der oberen Kolbenseite der Schluss der Füllung ein, sobald der Expansionsschieber um das

Stück  $y$  relativ nach unten gegen den Grundschieber verschoben ist und bei weiterer Drehung der Kurbelwelle die relative Verschiebung zunimmt.

In Fig. 1c bis e, Taf. 42 geben, wie auf Seite 199 erklärt, die Sehnen der gezeichneten, oberen Relativkreise die Ausweichungen des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber nach rechts oder unten. Um also für die einzelnen Lagen des Expansionsexcenters die Füllung der Steuerung zu bekommen, hat man die Hauptkurbellagen aufzusuchen, welche in der ersten Hälfte der verschiedenen Relativschieberkreise das Stück  $y$  als Sehne abschneiden, wie dies in Fig. 1c bis e geschehen ist. Es ergibt sich eine kleinste Füllung von 2, eine grösste von 42% bei unendlich langer Schubstange.

Der grösste Wert der relativen Excentricität ist nach Fig. 1e, Taf. 42

$$OIII_3 = r_x = 36 \text{ mm}.$$

Mit diesem Werte folgt aus Gleichung 176 die erforderliche Plattenlänge des Expansionsschiebers, das ist hier die Höhe des Kolbenschiebers an jedem Ende,

$$p = 36 - 18 + 20 + x,$$

oder mit  $x = 12 \text{ mm}$ , wie in der Ausführung zu

$$p = 50 \text{ mm}.$$

Will man die normale Füllung für beide Kolbenseiten gleich machen, so hat man den Expansionsschieber so einzustellen, dass der Abstand  $y$  oben etwas kleiner als unten wird. Die Mitte dieses Schiebers fällt dann bei der relativen Mittellage beider Schieber nicht mit der Mitte des Grundschiebers zusammen, sondern liegt um ein Stück höher. Das letztere ist die halbe Differenz der aus dem Diagramm bei gleicher Füllung auf beiden Kolbenseiten und endlicher Schubstangenlänge entnommenen Werte  $y$ .

2. Die Maschinenfabrik von J. S. Fries Sohn in Frankfurt a/Main hatte auf der Elektrotechnischen Ausstellung vom Jahre 1891 einen stehenden Schnellläufer von 230 mm Cylinderbohrung, 300 mm Hub und 220 Umdrehungen in der Minute ausgestellt. Derselbe besass die in Fig. 131a und b auf Seite 202 und 203 angedeutete Doppel-Schiebersteuerung mit von innen steuerndem Expansionsschieber und einen auf die Excentricität und den Voreilwinkel des Expansionsexcenters wirkenden Flachregler. Welches sind die Verhältnisse dieser Steuerung?

Die beiden seitlichen Cylinderkanäle besitzen eine Weite

$$a = 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}$$

und eine Höhe

$$h = 20 \text{ cm} = 200 \text{ mm},$$

also einen Querschnitt

$$f_k = a \cdot h = 2 \cdot 20 = 40 \text{ qcm},$$

genügen also bei

$$O = 23^2 \frac{\pi}{4} - \frac{1}{2} 3,5^2 \frac{\pi}{4} = \sim 410 \text{ qcm}$$

nutzbarer Kolbenfläche und

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,3 \cdot 220}{30} = 2,2 \text{ m}$$

mittlerer Kolbengeschwindigkeit dem Werte

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{22,5} = \frac{410 \cdot 2,2}{22,5} = 40 \text{ qcm}.$$



Der Durchlasskanal des Grundschiebers hat an der Cylinderseite eine Weite

$$a_1 = 0,8 \cdot a = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \text{ cm} = \mathbf{16 \text{ mm}}$$

und eine Höhe

$$h_1 = h = 20 \text{ cm} = \mathbf{200 \text{ mm.}}$$

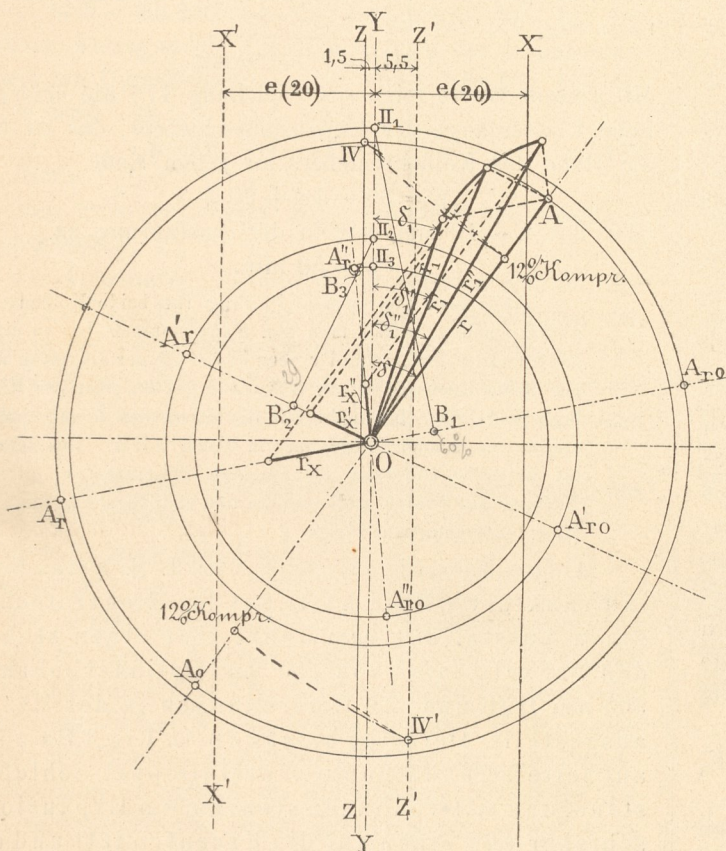
An der Seite des Expansionsschiebers teilt er sich in 3 Öffnungen, die eine Höhe von nur

$$h_2 = 2 \cdot 7 = 14 \text{ cm} = \mathbf{140 \text{ mm}^1)}$$

haben und deshalb eine Weite von

$$a_2 = \frac{a_1 \cdot h_1}{3 h_2} = \frac{1,6 \cdot 20}{3 \cdot 14} = 0,76 \text{ cm}$$

Fig. 130.



erhalten müssten, aber in der Ausführung auf

$$a_3 = \mathbf{8 \text{ mm}}$$

abgerundet sind.

Der Vorastritt der Steuerung beträgt bei unendlich langer Schubstange 6,5%, die Kompression einschliesslich des Voreintrittes 12%. Aus den zugehörigen Hauptkurbellagen erhält man in der früher mehrfach angegebenen Weise einen Voreilwinkel des Grundschiebers von

$$\delta = \mathbf{35^\circ}.$$

1) Für  $h_2$  ist hier die Höhe der Schlitzes im Expansionsschieber, die kürzer als die Durchlassöffnungen im Grundschieber sind, angenommen.

Bei einem Voröffnen für den Dampfeintritt von

$$v_e = 3,2 \text{ mm}$$

ergibt sich dann aus Gleichung 145 eine Excentricität des Grundschiebers von

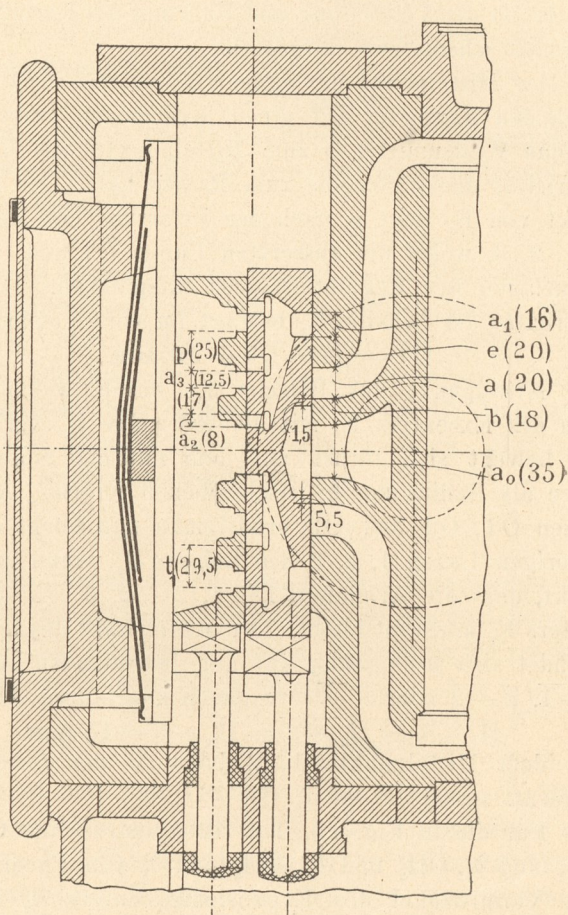
$$r = \frac{20 - 3,2}{1 - \sin 35^\circ} = \mathbf{40 \text{ mm}},$$

wobei die äussere Überdeckung nach Gleichung 144

$$e = r - a = 40 - 20 = \mathbf{20 \text{ mm}}$$

sein muss. Die innere Überdeckung ergibt sich aus dem Müllerschen Diagramm der Fig. 130 des Textes, wenn die oben erwähnte Kompression von 12% einschliesslich

Fig. 131a.



des Voreintrittes auch bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge auf beiden Kolbenseiten erzielt werden soll, zu

$$i_1 = \sim 1,5 \text{ mm} \text{ und } i_2 = \sim 5,5 \text{ mm.}$$

Der mittlere Auslasskanal des Cylinders muss bei

$$b = \mathbf{18 \text{ mm}}$$

Stegbreite nach Gleichung 148a eine Weite

$$a_o \geq 5,5 + 40 + 20 - 18, \text{ oder } a \geq \mathbf{47,5 \text{ mm}}$$

bekommen, wofür in der Ausführung aber nur

$$a_o = \mathbf{35 \text{ mm}}$$

genommen ist.

Der Regulator verstellt bei einer Änderung in der Belastung der Maschine auch hier eine Scheibe  $E_1$  (siehe



Fig. 132 des Textes), die lose auf der Kurbelwelle und in dem Expansionsexcenter  $E_2$  sitzt. Das letztere wird hierbei wieder durch die Schwinge  $L$  geführt, die drehbar um den Bolzen  $d$  ist und den Excenterarm mit dem Bolzen  $f$  erfasst.

1 und 3 bezeichnen in Fig. 133 des Textes die Grenzlagen des Mittelpunktes der excentrischen Scheibe  $E_1$ , deren Excentricität in der Ausführung

$$\overline{O1} = \overline{O3} = 25 \text{ mm}$$

beträgt.  $1'$ ,  $3'$  sind die entsprechenden Lagen des Mittelpunktes des Expansionsexcenters  $E_2$ ,  $1''$ ,  $3''$  die ent-

die Relativkreise in dreifach natürlicher Grösse geschlagen worden.  $\overline{A_r A_{r_0}}$ ,  $\overline{A_r' A_{r_0}'}$  und  $\overline{A_r'' A_{r_0}''}$  sind die Durchmesser dieser Kreise und zugleich die Hublinien für die Kolbenbewegung bei Verfolgung der relativen Bewegung der Schieber gegeneinander.

Nach Fig. 131a des Textes stehen nun bei der Mittel-lage des Grund- und Expansionsschiebers die steuernden inneren Kanten der Platten und der Durchlassöffnungen gerade übereinander. Es ist also der Abstand

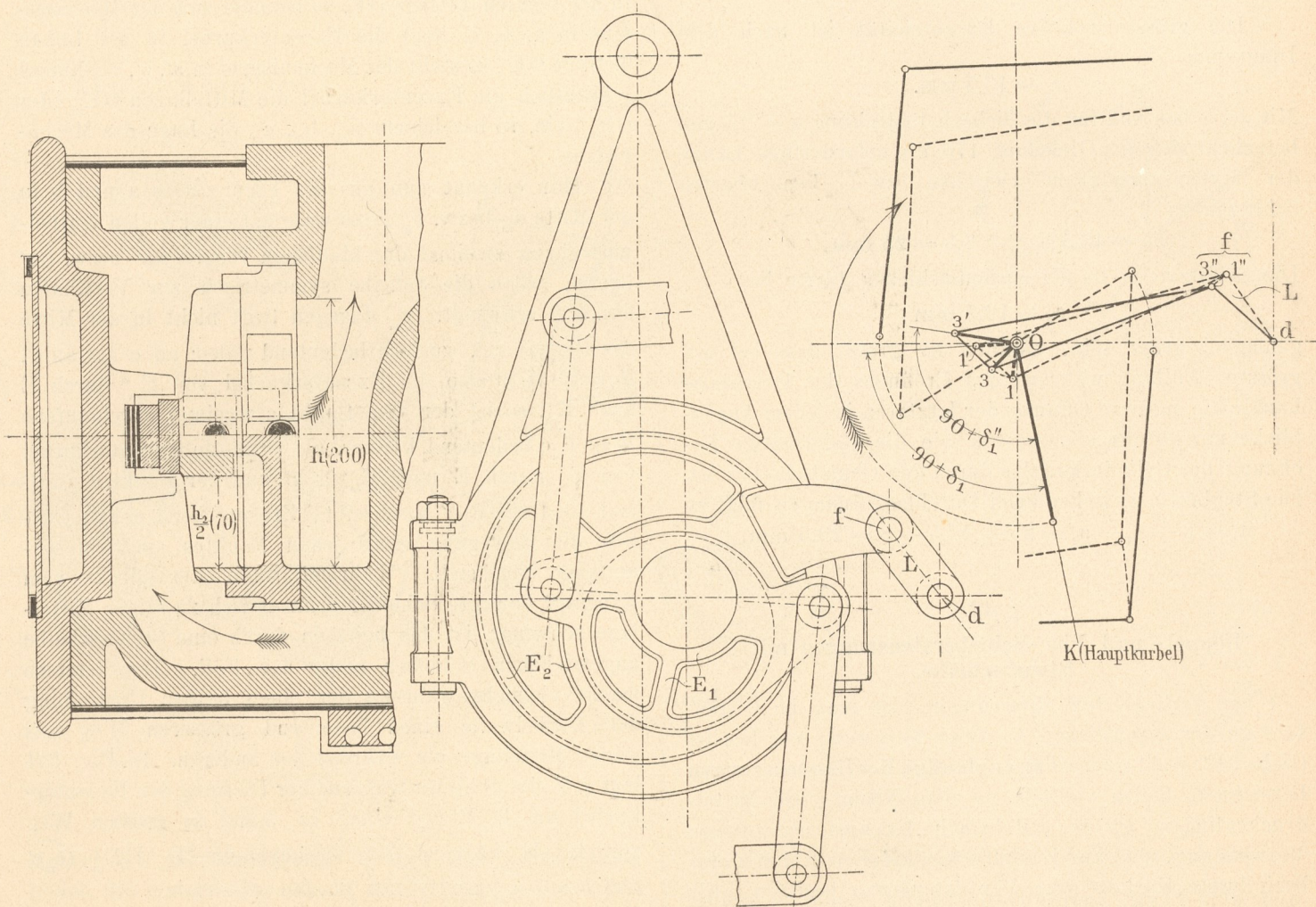
$$y = 0.$$

Die Füllung auf der oberen Kolbenseite wird also auf-

Fig. 131b.

Fig. 132.

Fig. 133.



sprechenden Lagen des Mittelpunktes vom Bolzen  $f$ , der sich auf einem Kreisbogen um die Mitte von  $d$  bewegt. Hat man eine Lage, z. B. die Punkte  $1$ ,  $1'$  und  $1''$  gewählt, so erhält man aus  $3$  die andere Lage, wenn man berücksichtigt, dass die Dreiecke  $1$ ,  $1'$ ,  $1''$  und  $3$ ,  $3'$ ,  $3''$  kongruent sind.

Mit Hilfe der in Fig. 133 des Textes eingetragenen Excentricitäten

$$r_1 = \overline{O1'} \text{ und } r_1'' = \overline{O3'}$$

und der Voreilwinkel  $\delta_1$  bzw.  $\delta_1''$  sind in Fig. 130 des Textes die relativen Excentricitäten  $r_x$  bzw.  $r_x''$  (sowie auch noch eine mittlere  $r_x'$ ) durch Konstruktion der verschiedenen Parallelogramme gefunden und dann

hören, wenn die relative Verschiebung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber Null geworden ist und der erstere sich gegen den letzteren bei weiterer Drehung der Kurbelwelle relativ nach unten bzw. rechts bewegen wird. In Fig. 130 des Textes wird demnach die obere Hälfte der durch  $O$  gehenden Vertikalen  $Y-Y$  als Hauptkurbellage für den Füllungsschluss zu gelten haben, denn für diese ist die relative Verschiebung, die ja im Müllerschen Diagramm von den Hauptkurbel-Endpunkten horizontal bis zur Vertikalen  $Y-Y$  reicht, gleich Null und kommt bei weiterer Drehung der Kurbelwelle rechts von  $Y-Y$  zu liegen.

Die von  $\Pi_1$  auf  $\overline{A_r A_{r_0}}$  gefällte Senkrechte ergibt



schliesslich bei dem Voreilwinkel  $\delta_1$  und der Excentricität  $r_1$  des Expansionsschiebers eine Füllung

$$\frac{A_r B_1}{A_r A_{ro}} = 60 \text{ } \%.$$

Stellt dagegen der Regulator das Expansionsexcenter auf  $\delta_1'$  und  $r_1'$  ein, so beträgt die Füllung

$$\frac{A_r' B_2}{A_r' A_{ro}'} = 29 \text{ } \%,$$

und ist schliesslich die Lage dieses Excenters durch  $\delta_1''$  und  $r_1''$  festgelegt, so ergibt sich eine Füllung

$$\frac{A_r'' B_3}{A_r'' A_{ro}''} = \sim 1 \text{ } \%.$$

Die grösste relative Excentricität ist nach dem Diagramm

$$r_x = 13,5 \text{ mm.}$$

Mit derselben und für die Sicherheitsdeckung  $x = 3,5 \text{ mm}$  berechnet sich aus Gleichung 176 die erforderliche Länge der Expansionsplatten zwischen zwei benachbarten Schlitten zu

$$p = 13,5 + 8 + 3,5 = 25 \text{ mm.}$$

Die Schlitzweite im Expansionsschieber dürfte bei

$$a_3 = 12,5 \text{ mm}$$

genügend gross sein, nämlich so gross, dass bei der grössten Füllung während des Eröffnens der Durchlasskanäle die gesamte Öffnung der letzteren in jedem Augenblicke mindestens ebensogross wie die gleichzeitige Eröffnung des Cylinderkanals durch den Grundschieber ist. Die Stegbreite zwischen zwei Durchlassöffnungen folgt zu

$$t_1 = p + a_3 - a_2 = 25 + 12,5 - 8 = 29,5 \text{ mm.}$$

## § 42.

### Doppel- und Vier-Schiebersteuerungen mit Steuerscheibe.

Die vorliegenden Steuerungen, die man im Gegensatz zu der eigentlichen Ausklink-Steuerung von Korliss (siehe § 43) wohl auch als **zwangsläufige Korlisssteuerungen** bezeichnet, finden vielfach an dem Nieder- und Mitteldruckcylinder grosser Mehrfach-Expansionsmaschinen Verwendung, die am Hochdruckcylinder vom Regulator beeinflusste Korliss- oder Ventilsteuerung besitzen. Als Abschlussorgane dienen hier zwei oder vier Drehschieber (siehe Seite 139), die sogenannten Korlissbähne. Die Gründe, welche für die Anwendung dieser Schieber am Niederdruckcylinder der erwähnten Maschinen gegenüber den Ventilen sprechen, werden im letzten Abschnitte bei den Abschlussorganen erörtert. Sind zwei Schieber vorhanden, so sitzen sie gewöhnlich unterhalb des Cylinders, bei vier Schiebern dagegen sind diese entweder alle unterhalb des Cylinders und zwar paarweise an den beiden Enden desselben verlagert, oder es liegen zwei Schieber oben für den Einlass, zwei unten für den Auslass. Zur Bewegung der Schieber dienen Hebel, die auf den Schieberspindeln sitzen und durch Stangen von einer oder zwei Steuerscheiben aus bewegt werden. Die letzteren sind drehbar an der Seite des Cylinders oder der Führung

verlagert und empfangen ihre Bewegung entweder direkt oder vermittelt eines eingeschalteten Hebels von einem oder zwei auf der Kurbelwelle sitzenden Excentern.

Um nun zunächst die **Bewegung** verfolgen zu können, welche einem der angeführten Drehschieber oder Hähne durch die Steuerscheibe erteilt wird, ist in Fig. 134 auf Seite 205 der Übertragungsmechanismus in einfachen Linien dargestellt. O ist die Mitte der Kurbelwelle, S diejenige der Steuerscheibe und O<sub>2</sub> diejenige eines Schiebers. Die Steuerscheibe wird in a von der Excenterstange, in b von der zum Hebel des Schiebers führenden Verbindungsstange T erfasst. Die letztere ist mit dem Hahnhebel durch den Bolzen c verbunden. Steht die Excenterkurbel in der rechten Totlage OE, so befindet sich der Mechanismus in a, b, c, liegt die Excenterkurbel in der linken Totlage OE', so steht der Mechanismus in a', b', c'. Nimmt schliesslich die Excenterkurbel die Mittellagen OE<sub>m</sub> oder OE<sub>m</sub>' ein, so bezeichnen a<sub>m</sub>, b<sub>m</sub>, c<sub>m</sub> die Lage des Mechanismus.

Man erkennt nun aus der Figur, dass a und b in der Mitte a<sub>m</sub> bzw. b<sub>m</sub> ihres während einer vollen Kurbelumdrehung zweimal durchlaufenen Weges aa' bzw. bb' liegen, wenn die Scheibe symmetrisch zur Vertikalen durch S schwingt. c<sub>m</sub> dagegen liegt nicht in der Mitte des Bogens cc', sondern bedeutend näher an c als an c'. Bewegt sich also die Excenterkurbel von E<sub>m</sub>' durch E nach E<sub>m</sub>, so ist der vom Punkt c zweimal durchlaufene Weg c<sub>m</sub>c bedeutend kleiner, als wenn die Excenterkurbel von E<sub>m</sub> durch E' nach E<sub>m</sub>' geht und der Punkt c zweimal die Bahn c<sub>m</sub>c' beschreibt. Entsprechend geht natürlich die Bewegung eines jeden Punktes am Schieberumfange vor sich. Während somit der direkt vom Excenter bewegte Schieber symmetrisch zu seiner Mittellage schwingt, ist das bei dem durch eine Steuerscheibe angetriebenen Schieber nicht der Fall. Der letztere macht vielmehr während der einen halben Umdrehung der Kurbelwelle einen bedeutend grösseren Weg aus seiner Mittellage als während der anderen. In Fig. 134 legt z. B. der Schieber während der Drehung der Excenterkurbel um E<sub>m</sub> E' E<sub>m</sub>' einen ca. 3 mal so grossen Weg zurück als während der Drehung um E<sub>m</sub>' E E<sub>m</sub> (c<sub>m</sub>c' gleich  $\sim 3 \cdot c_m c$ ).

Diese eigentümliche Bewegung des Punktes c und des Schiebers durch die Steuerscheibe hat ihren Grund in der verschiedenen Lage der Verbindungsstange T zu den beiden Kurbeln S<sub>2</sub> b der Scheibe und O<sub>2</sub> c des Schiebers, von denen wir die erste die treibende, die letzte die getriebene nennen wollen. Von der Lage der Stange T hängt nämlich die Grösse der Geschwindigkeit des Punktes c im Verhältnis zu derjenigen von b ab. Ist z. B. nach Fig. 134 des Textes s die Umfangsgeschwindigkeit von b bei irgend einer Lage Sb<sub>3</sub> der treibenden Kurbel, s' diejenige von c bei der zugehörigen Lage O<sub>2</sub>c<sub>3</sub> der getriebenen Kurbel, so kann man eine sehr kleine Bewegung der Stange T als eine Drehung derselben um den augenblicklichen Pol ansehen. Der letztere muss im Schnittpunkte der auf s und s' errichteten Senkrechten,



also im Schnittpunkte P der zusammengehörigen Lagen von treibender und getriebener Kurbel liegen. Fasst man dann  $s$  und  $s'$  als eine Drehgeschwindigkeit um P auf, so muss sich

$$s:s' = p:p'$$

verhalten, oder es muss

$$s' = s \frac{p'}{p}$$

sein.

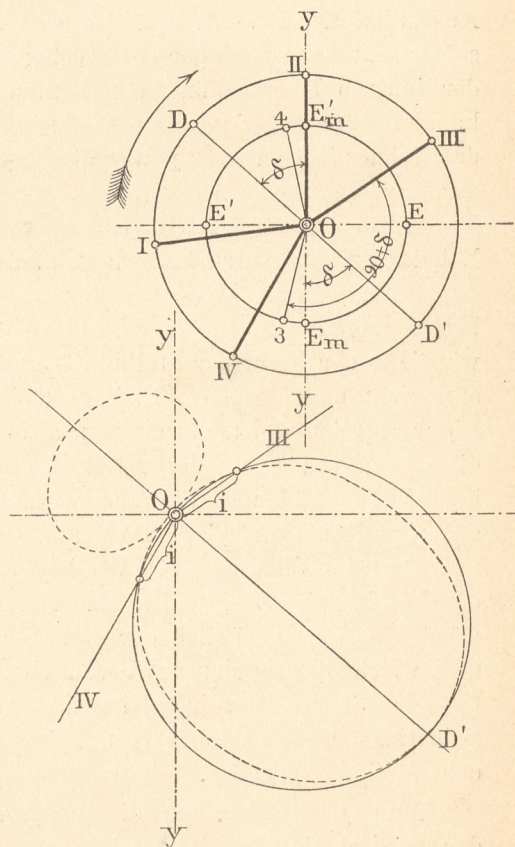
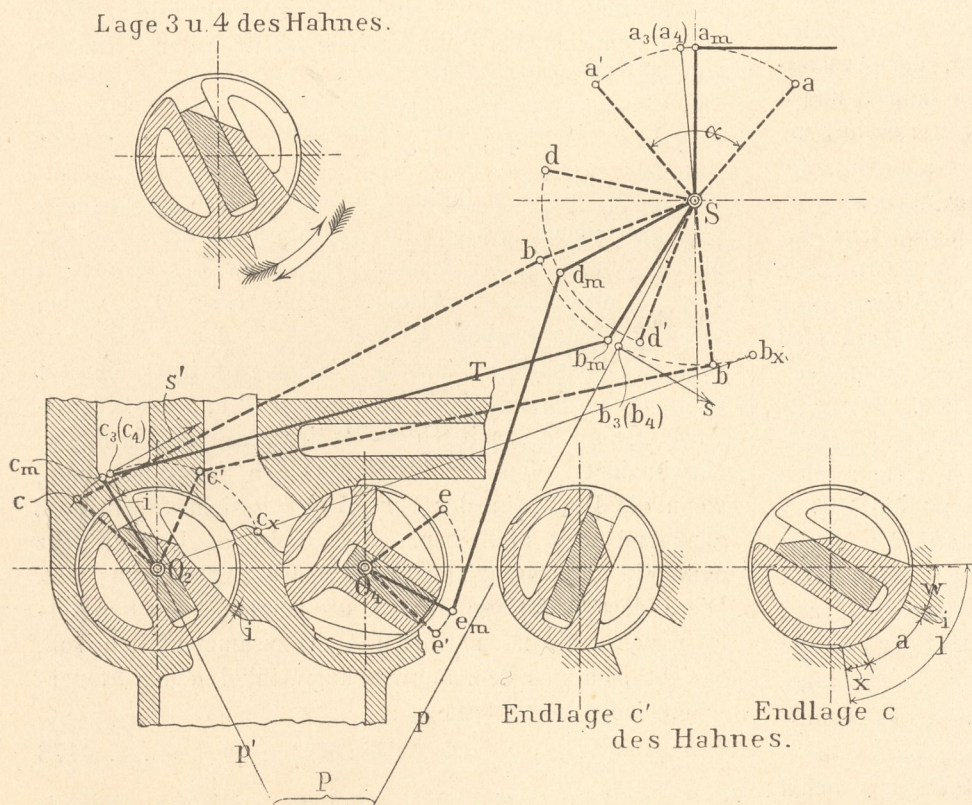
Konstruiert man nun für eine Anzahl zusammengehöriger Lagen der beiden Kurbeln  $Sb$  und  $O_2c$  den Pol P und misst die Abstände  $p$  und  $p'$ , so erkennt man, dass bei der Anfangslage  $SbcO_2$ , bei welcher die treibende

diese Lage darf aber der Mechanismus nicht kommen, wenn die Rückkehr der Kurbel  $O_2c$  bei der Umkehr der Drehung von  $Sb$  gesichert sein soll.

Die Geschwindigkeit  $s'$  ist ausser von dem Verhältnis  $\frac{p'}{p}$

noch von der Geschwindigkeit  $s$  abhängig. Die letztere verändert sich aber von der Mittellage  $b_m$  aus oder nach dieser hin zu beiden Seiten gleichmässig und ist in den Endlagen Null. Für irgend eine Lage der treibenden Kurbel zwischen  $Sb_m$  und  $Sb$  wird demnach die Geschwindigkeit  $s'$  der getriebenen Kurbel immer geringer als für die entsprechende Lage (d. h. für diejenige mit gleicher Geschwindigkeit  $s$ ) der treibenden Kurbel zwischen

Fig. 134.



Kurbel  $Sb$  mit der Stange T fast eine gerade Linie bildet, die erstere also nahezu ihre Totlage in Bezug auf die letztere einnimmt,  $p'$  beinahe Null ist, weil der Pol P bei der Totlage in  $c$  fällt. Dreht sich dann die treibende Kurbel  $Sb$  nach unten, so entfernt sich auch der Pol P immer weiter nach unten von der Stange T, und es wird  $p'$  grösser und grösser.  $p'$  bleibt aber anfangs immer noch kleiner als  $p$  und wird erst gleich diesem, wenn die beiden Kurbeln  $Sb$  und  $Sc$  parallel zueinander stehen, weil dann der Pol P im Unendlichen liegt. Bei noch weiterer Drehung der Kurbeln wird dann P oberhalb von der Stange T zu liegen kommen und  $p'$  grösser als  $p$  werden. Würde der Mechanismus auch noch die Lage  $Sb_x c_x O_2$  einnehmen, bei der die getriebene Kurbel  $O_2 c_x$  ihre Totlage in Bezug auf die Stange T erreicht hat, so würde sogar  $p$  gleich Null, also  $\frac{p'}{p} = \infty$  werden. In

$Sb_m$  und  $Sb'$  sein, da ja während des Weges  $\widehat{b_m b}$  das Verhältnis  $\frac{p'}{p}$  immer kleiner als während des Weges  $\widehat{b_m b'}$  ist. Nur in den Endlagen  $c$  und  $c'$  ist die Geschwindigkeit  $s'$  gleich Null. Infolgedessen wird schliesslich der Schieber während der einen halben Kurbelumdrehung  $E_m' E E_m$  einen weit geringeren Weg als während der anderen halben Kurbelumdrehung  $E_m E' E_m'$  machen.

Die vorstehend erklärte, eigentümliche Bewegung eines Schiebers durch eine Steuerscheibe wird nun zweckmässig bei einer Steuerung in der Weise verwertet, dass der Schieber während seines kleineren Weges und bei seiner geringeren Geschwindigkeit (also während des Weges  $\widehat{c_m c}$  der getriebenen Kurbel) den Cylinderkanal geschlossen hält, dagegen während seines grösseren Weges und bei seiner höheren Geschwindigkeit (also während des Weges  $\widehat{c_m c'}$  der getriebenen Kurbel) den erwähnten



Kanal öffnet und schliesst. Das bietet dann den Vorteil, dass das Steuerungsorgan einerseits, solange es zur Dampfverteilung nicht gebraucht wird und nur mit der Differenz der Spannungen inner- und ausserhalb des Cylinders belastet ist, eine nur sehr kleine Bewegung macht, also nur wenig Arbeitsverlust verursacht und geringen Verschleiss erleidet, dass es dagegen andererseits infolge der grösseren Geschwindigkeit während des übrigen Teiles der Bewegung eine schnelle Eröffnung und Schliessung des Kanales veranlasst.

Die **Dampfverteilung**, welche der von einer Steuerscheibe bewegte Schieber bewirkt, bestimmt sich genau wie bei einem solchen, der direkt durch das Excenter angetrieben wird. Ist also in Fig. 134 der durch die Stange T mit der Scheibe S verbundene Schieber ein Auslasshahn, so wird, wenn dessen Ausweichung aus seiner Mittellage nach der entsprechenden Seite hin gleich der inneren Überdeckung i geworden ist, der Auslasskanal geöffnet oder geschlossen (siehe die Lage 3 und 4 des Hahnes in Fig. 134), je nachdem bei weiterer Drehung der Kurbelwelle die Ausweichung zu- oder abnimmt, der Hahn also aus der Mittellage kommt oder in diese geht. Bei der erstgenannten Lage beginnt der Voraustritt, bei der letztgenannten die Kompression, und die Mitte zwischen beiden Lagen muss die eine Endlage des Schiebers sein, wie sie in der Figur der Stellung  $O_2 c'$  der Schieberkurbel entspricht und durch die Endlage  $c'$  in einer besonderen Figur angedeutet ist. Sucht man also in Fig. 134 rechts die dem gewünschten Voraustritte entsprechende Hauptkurbellage OIII und die zur verlangten Kompression gehörige Hauptkurbellage OIV auf, so muss die Mittellinie  $\overline{OD'}$  des Winkels IOIV mit der Vertikalen Y—Y den Voreilwinkel  $\delta$  einschliessen. Für einen Einlasshahn würde dasselbe bezüglich der Hauptkurbellagen OI und OII, welche den Beginn des Voreintrittes und der Füllung festlegen, der Fall sein. Hier würde die Halbierungslinie  $\overline{OD}$  des Winkels IOII mit der Vertikalen Y—Y den Winkel  $\delta$  ergeben.

Man ersieht also, dass die Dampfverteilungsperioden der vorliegenden Steuerung genau wie beim einfachen Muschelschieber bestimmt sind, dass auch hier bei Annahme von drei Perioden die vierte schon festliegt und dass der während der Expansion von der Hauptkurbel durchlaufene Winkel IOIII gleich dem während der Kompression beschriebenen IVOI sein muss. Soll also die Steuerung eine kleine Füllung geben, so muss wegen des grossen Expansionswinkels IOIII auch die Kompression gross ausfallen, oder es muss, um die Winkel IOIII und IVOI kleiner zu bekommen, der Voraustritt gross gewählt werden. Voraussetzung ist dabei natürlich, dass Ein- und Auslasshahn einer jeden Cylinderseite von derselben Steuerscheibe bewegt werden.

Ebenso wie beim einfachen Muschelschieber kann man auch hier die Ausweichungen des Hahnes aus seiner Mittellage auf den zugehörigen Hauptkurbellagen radial vom Mittelpunkt O aus auftragen. Man erhält dann die in Fig. 134 rechts unten punktiert angedeutete Kurve. Dieselbe fällt in demjenigen Teile, welcher für die

Eröffnung und den Schluss des Kanales massgebend ist, ziemlich vollständig mit dem Zeunerschen Schieberkreise zusammen, wenn dessen Durchmesser  $\overline{OD'}$  gleich der Ausweichung des Hahnes nach der zugehörigen Seite, also gleich dem auf den Hahnradius bezogenen Bogen  $\widehat{c_m c'}$ , genommen wird. In den meisten Fällen verzeichnet man deshalb der Einfachheit wegen nur den Schieberkreis. Der letztere schneidet auf den beiden Hauptkurbellagen OIII und OIV die innere Überdeckung i für den Auslasshahn ab. Auf den Hauptkurbellagen OI und OII würde der entsprechende Kreis die äussere Überdeckung e für den Einlasshahn abschneiden. Beide Überdeckungen lassen sich aber genauer, wie später angegeben, aus dem Mechanismus der Steuerung selbst ermitteln.

Bei der **Konstruktion** der vorliegenden Steuerungen hat man nun in der folgenden Weise vorzugehen. Man wählt zunächst den Hahndurchmesser nach der Cylinderbohrung D zu

$$d = \frac{D}{4,5} \text{ bis } \frac{D}{3} \left( \text{gewöhnlich } \frac{D}{3,2} \right) \quad . \quad . \quad 177$$

und probeweise die Radien Sb bzw.  $O_2 c$  der treibenden und getriebenen Kurbel im Anschluss an die Lage der Mitten S und  $O_2$  der Steuerscheibe bzw. des Hahnes in Fig. 134 des Textes. Alsdann ist die Lage  $O_2 c_x b_x$ , bei welcher die getriebene Kurbel sich in der Totlage zur Stange T befindet, aufzusuchen, indem man in  $O_2$  einsetzt und mit der Summe der Stangenlänge T und der Kurbellänge  $O_2 c$  auf dem mit Sb als Radius geschlagenen Kreise einschneidet. Von der Totlage  $O_2 c_x b_x$  muss man nun, wenn die Rückkehr der Kurbel  $O_2 c$  gesichert sein soll, genügend weit abbleiben. Die Rücksicht hierauf legt dann die eine Grenzlage  $O_2 c' b' S$  des Mechanismus fest. Die andere Grenzlage  $O_2 c b S$ , die möglichst mit der Totlage der treibenden Kurbel  $O_2 b$  zusammenfallen soll, ergibt sich aus dem Schwingungswinkel  $\alpha$  der Steuerscheibe, der vorteilhaft

$$\alpha = 80 \text{ bis } 95^\circ \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 178$$

beträgt. Die Halbierung des Bogens  $\widehat{b b'}$  liefert schliesslich die Mittellage  $S b_m c_m O_2$  des Mechanismus.

Die auf den Schieberumfang reduzierten Bogen  $\widehat{c_m c'}$  und  $\widehat{c_m c}$  ergeben nun die Wege des Schiebers nach beiden Seiten. Man hat zu kontrollieren, ob das Verhältnis beider zueinander ein zweckmässiges ist, ob der Kanal in den Endlagen des Schiebers genügend weit geöffnet wird und ob die Kanaleröffnung und der Kanalschluss genügend schnell vor sich geht. Ist das nicht der Fall, so wird man leicht passendere Verhältnisse durch Annahme neuer Kurbel- und Stangenlängen herausfinden.

Durch die Wahl des Punktes a, in welchem die Excenterstange die Steuerscheibe erfasst, ist ferner bei dem angenommenen Schwingungswinkel  $\alpha$  der letzteren die erforderliche Excentricität r des steuernden Excenters bestimmt, indem die Sehne  $\overline{aa'}$  gleich  $2r$  sein muss. Fasst die Excenterstange nicht direkt an der Steuerscheibe an, sondern vermittelt eines eingeschalteten Hebels und einer Verbindungsstange, so ist das Übersetzungsverhältnis



dieses Hebels bei der Bestimmung von  $r$  zu berücksichtigen. Der Voreilwinkel  $\delta$  des Excenters ergibt sich, sobald zwei der hierbei in Frage kommenden Dampfverteilungsperioden angenommen und die zugehörigen Hauptkurbellagen aufgesucht werden. Gewöhnlich dürfte bei den vorliegenden Steuerungen die Füllung bzw. die Hauptkurbellage OII gegeben sein. Durch Wahl eines passenden Voreintrittes bzw. der Hauptkurbellage OI hat man dann in der Halbierungslinie  $\overline{OD}$  des Winkels IOH den einen Schenkel des Winkels  $\delta$ , dessen anderer Schenkel die Vertikale  $Y - Y$  bildet. Die für den Voraustritt und die Kompression massgebenden Hauptkurbellagen OIII bzw. OIV müssen symmetrisch zu der Verlängerung  $\overline{OD}$  von  $\overline{OD}$  angenommen werden.

Die inneren und äusseren Überdeckungen der Auslass- bzw. Einlassshähne kann man schliesslich den Schieberkreisen in der früher angegebenen Weise entnehmen. Man kann dieselben aber auch so konstruieren, wie dies z. B. in Fig. 134 des Textes bezüglich der inneren Überdeckung  $i$  gezeigt ist. Sucht man nämlich die zu den Hauptkurbellagen OIII und OIV gehörigen Excenterkurbellagen O3 bzw. O4 auf, welche den ersteren um den Winkel  $90 + \delta$  voraneilen, und ermittelt die diesen beiden Lagen entsprechenden, zusammenfallenden Stellungen  $a_3$  ( $a_4$ )  $Sb_3$  ( $b_4$ )  $c_3$  ( $c_4$ )  $O_2$  des äusseren Steuerungsmechanismus, so muss die Gerade  $O_2 c_3$  ( $c_4$ ) am Hahnumfange von der Mittellage  $O_2 c_m$  ab die innere Überdeckung  $i$  ergeben. Um in entsprechender Weise die äussere Überdeckung  $e$  des Einlasshahnes zu bekommen, hat man natürlich die den Hauptkurbellagen OI und OII entsprechenden Lagen der Excenterkurbel, sowie die zugehörige Lage des Steuerungsmechanismus zu konstruieren.

Die Länge der Auflagefläche eines Ein- oder Auslasshahnes ergibt sich aus der Bedingung, dass beide in derjenigen Endlage, in welcher sie den Kanal geschlossen halten, den letzteren mit der nicht steuernden Kante noch genügend überdecken müssen. So folgt z. B. für den Auslasshahn aus der in Fig. 134 angedeuteten Endlage  $c$  desselben

$$l = a + i + w + x. \quad \dots \quad 179_a$$

wenn

$a$  die Kanalweite,

$w$  die Ausweichung des Schiebers aus seiner Mittellage nach der betreffenden Seite,

$x$  eine Sicherheitsdeckung

ist. Für den einfachen Einlasshahn erhält man in derselben Weise

$$l' = a + e + w + x \quad \dots \quad 179_b$$

Ist der Einlasshahn mit Trickschem Zwischenkanal versehen, so bestimmt sich die Länge in anderer Weise.

Um die einzelnen Dampfverteilungsperioden auf beiden Kolbenseiten vollständig oder annähernd gleich zu erhalten, braucht man bei den hier zu betrachtenden Steuerungen nur die äusseren bzw. inneren Überdeckungen der beiden Ein- bzw. Auslassshähne ungleich gross zu machen. Eine Änderung dieser Überdeckungen wird auch schon dadurch ermöglicht, dass die Verbindungsstangen der einzelnen Hahnkurbeln mit der Steuerscheibe in ihren Längen stellbar sind.

Was die verschiedenen **Ausführungen** der vorliegenden Steuerungen betrifft, so sind nach Fig. 134 des Textes die vier Schieber durch eine einzige Steuerscheibe angetrieben. Die Schieber liegen paarweise an beiden Enden des Cylinders, und zwar die Einlassshähne innen, die Auslassshähne aussen. Der in der Figur angedeutete Einlasshahn mit der Mitte  $O_4$  wird durch eine Stange angetrieben, die im Punkte  $d$  an die Steuerscheibe schliesst. Die in den Punkten  $b$  und  $d$  befindlichen Zapfen müssen dann natürlich auf verschiedenen Seiten der Steuerscheibe sitzen.

Fig. 135<sup>1)</sup> auf Seite 208 zeigt die vorliegende Steuerung mit nur zwei Schiebern. Der in seiner Mittellage dargestellte Schieber der einen Cylinderseite steuert den Einlass mit der Kante  $m$ , den Auslass mit derjenigen  $n$ . Die innere Überdeckung  $i$  ist negativ gewählt, damit die Kompression nicht zu hoch ausfällt, womit bei der geringen Füllung allerdings ein ziemlich grosser Voraustritt verbunden ist. Auch tritt bei beiderseits negativen Überdeckungen zeitweise eine gleichzeitige Verbindung beider Kolbenseiten mit dem gemeinschaftlichen Auslassrohr ein, wie dies ja schon beim einfachen Muschelschieber erwähnt wurde. Das beigegebene Schieber-Diagramm zeigt die für die Dampfverteilung der betreffenden Kolbenseite massgebenden Hauptkurbellagen OI bis OIV, die man durch die Schnittpunkte der oberen Kurve oder des oberen Schieberkreises mit dem  $e$ - und  $i$ -Kreise zu legen hat. Die beiden letztgenannten Kreise liegen, weil  $i$  negativ ist, hier auf derselben Seite von  $O$ .

Die vorstehende Anordnung mit nur zwei Steuerungsorganen hat gegenüber der mit vierten den Vorteil, dass die Zahl der Abschlussorgane nur halb so gross, diejenige der Gelenkpunkte im äusseren Steuerungsmechanismus geringer ist, was eine Verminderung der Reibungsarbeit mit sich bringt, wenn auch die Druckfläche der Schieber hier etwas grösser ausfällt. Dagegen ist mit nur zwei Steuerungsorganen im vorliegenden Falle der Nachteil verbunden, dass für den Dampfauflasse derjenige Teil der Schieberbewegung benutzt wird, in welchem die Geschwindigkeit nur eine geringe ist, sodass also, namentlich bei positiver innerer Überdeckung, die Eröffnung des Auslasskanales nur langsam vor sich geht und nicht sehr gross wird.

In Fig. 7, Taf. 48 ist eine Vier-Schiebersteuerung mit zwei Steuerscheiben nach der Ausführung von Breitfeld, Daněk & Co., Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Karolinenthal bei Prag, dargestellt.  $S_1$  und  $S_2$  sind die Mitten der beiden Steuerscheiben,  $O_1$  und  $O_2$  diejenigen der beiden Auslassshähne,  $O_3$  und  $O_4$  diejenigen der Einlassshähne. Die Excenterstange wirkt vermittelt des Hebels  $A, B, C$  und der Stange  $Z_1$  auf die Steuerscheibe  $S_1$ , welche mit der zweiten Scheibe  $S_2$  durch die Stange  $Z_2$  verbunden ist. In den drei Figuren 6a, b und c, Taf. 48 ist der ganze äussere Steuerungsmechanismus nochmals in einfachen Linien dargestellt. Zu

1) Nach C. Budil, „Verbundmaschine der Jutespinnerei in Schurz“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890, Seite 1101.



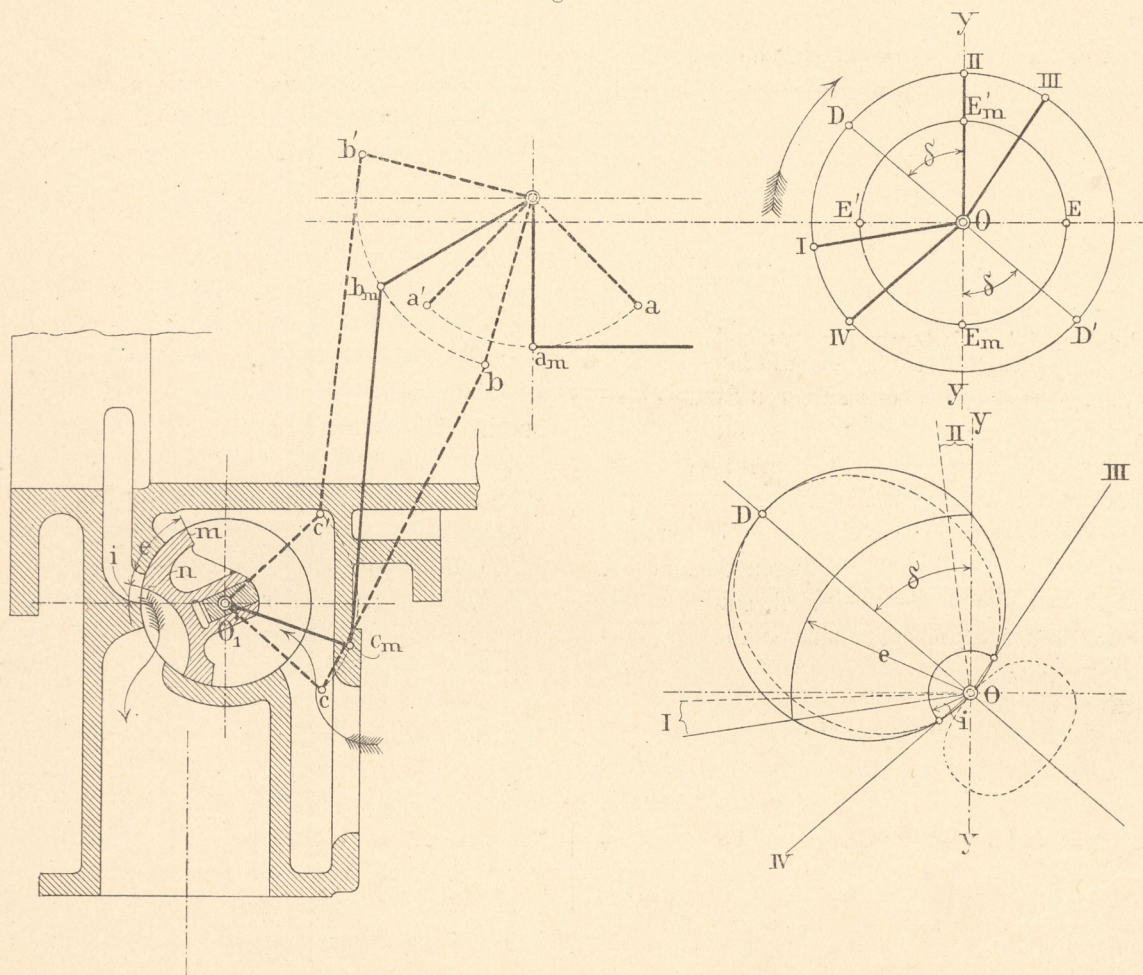
beachten ist, dass die mittlere Hublinie  $EE'$  des Excenters zur Horizontalen ziemlich geneigt ist und dass deshalb die Halbierungslinien  $OD$  und  $OD'$  der Winkel  $IOII$  bzw.  $IIIIV$  mit der zu  $EE'$  Senkrechten  $Y—Y$  den Voreilwinkel einschliessen.<sup>1)</sup>

In Fig. 136 des Textes ist endlich eine der vorliegenden Steuerungen mit zwei Excentern wiedergegeben, wie sie von Berger-André, Maschinenbauanstalt zu Thann im Elsass, verwendet wird. Das eine Excenter treibt mittelst der einen Steuerscheibe  $S_1$ , die hier als dreiarmige Schwinde ausgebildet ist, die beiden oberen

Winkels  $IIIIV$  ebenfalls mit der Vertikalen  $Y—Y$  den Voreilwinkel  $\delta''$  des Excenters für die Auslassshähne. Während aber bei nur einem Excenter  $\delta' = \delta'' = \delta$  und der Winkel  $IOII$  gleich demjenigen  $IVOI$  sein muss, kann hier  $\delta'$  verschieden von  $\delta''$  gewählt werden und brauchen die beiden angeführten Kurbelwinkel nicht mehr gleich zu sein.

In der Fig. 136 sind die sämtlichen Hähne in ihrer Mittelstellung gezeichnet. Der äussere Steuerungsmechanismus ist in seinen beiden Endlagen und in seiner Mittelstellung angedeutet.

Fig. 135.



Einlassshähne, das andere Excenter mittelst der zweiten Steuerscheibe bzw. Schwinde  $S_2$  die beiden unteren Auslassshähne. Der Vorteil dieser Anordnung mit doppeltem Excenter besteht darin, dass nun der Dampfaustritt unabhängig von dem Dampfeintritt gesteuert wird, die Kompression und der Voraustritt nicht mehr wie bei nur einem Excenter von der Füllung abhängig ist. Sind nämlich in der Fig. 136 rechts wieder  $OI$  bis  $OIV$  die für die Dampfverteilung auf einer Cylinderseite massgebenden Hauptkurbellagen, so schliesst auch hier die Halbierungslinie  $OD$  des Winkels  $IOII$  mit der Vertikalen  $Y—Y$  den Voreilwinkel  $\delta'$  desjenigen Excenters ein, welches die Einlassshähne bewegt, die Halbierungslinie  $OD'$  des

1) Ist die Neigung gering, so kann für die Senkrechte zu  $EE'$  die Vertikale durch  $O$  genommen werden.

### Beispiel.

Die in Fig. 6 und 7, Taf. 48 angedeutete Steuerung mit zwei Steuerscheiben und vier Hähnen gehört einer von der Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Breitfeld, Daněk & Co. in Karolinenthal bei Prag gebauten Verbundmaschine an, die bei 800 bzw. 1200 Cylinderbohrung 1400 mm Hub besitzt. Welches sind die Verhältnisse der Steuerung?

Die nutzbare Kolbenfläche des Niederdruckcylinders beträgt ca.

$$O = 0,98 \cdot 120^2 \frac{\pi}{4} = \sim 11084 \text{ qcm,}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei  $n=65$  Umdrehungen in der Minute



$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{1,2 \cdot 65}{30} = 2,6 \text{ m.}$$

Nach Gleichung 126 ergibt sich dann für

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{32}$$

ein Kanalquerschnitt

$$f_k = \frac{11084 \cdot 2,6}{32} = \sim 900 \text{ qcm.}$$

Die Höhe der Kanalöffnungen ist nun (siehe den Querschnitt der Fig. 7)

$$h = 100 \text{ cm} = \mathbf{1000 \text{ mm}},$$

womit dann die erforderliche Weite derselben zu

$$a = \frac{900}{100} = 9 \text{ cm} = \mathbf{90 \text{ mm}}$$

folgt. Diese Weite ist beim Auslasshahn (siehe Fig. 6c) beibehalten worden. Der Einlasshahn dagegen ist mit

Rückkehr der getriebenen Kurbeln zu sichern. Der Drehungswinkel der Steuerscheiben ist

$$\alpha = \mathbf{90^\circ}.$$

Mit diesem ergeben sich dann die zweiten Endlagen  $S_2MJO_2$  bzw.  $S_2N'P'O_4$ , von denen die erstere fast genau mit der Totlage der treibenden Kurbel zusammenfällt, die letztere sogar noch etwas über diese hinausgeht ( $O_4P_t$  gehört zur Totlage der treibenden Kurbel).

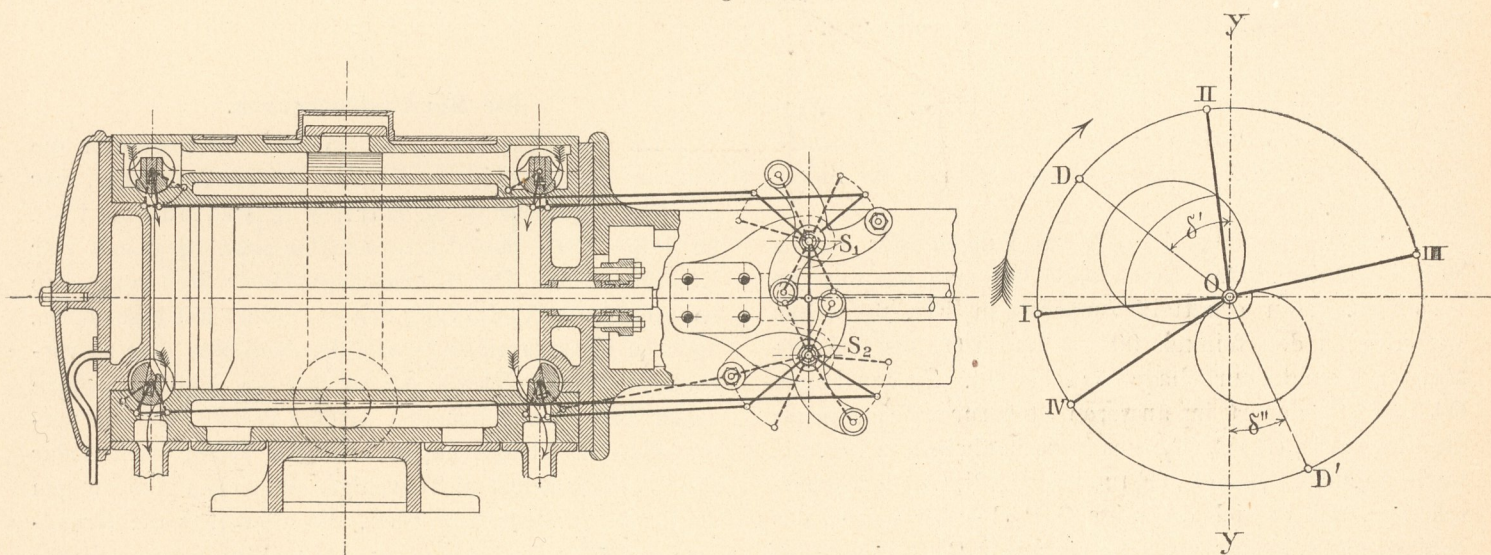
Aus den Bogen  $\widehat{J_m J}$  und  $\widehat{J_m J'}$  bzw.  $\widehat{P_m P}$  und  $\widehat{P_m P_t}$  erhält man die Ausweichungen der Schieber nach der einen und anderen Seite für den Auslasshahn zu

$$w = \widehat{J_m J} \frac{130}{220} = 100 \frac{130}{220} = \sim 59 \text{ mm}$$

und

$$w' = \widehat{J_m J'} \frac{130}{220} = 222 \frac{130}{220} = \sim 131 \text{ mm,}$$

Fig. 136.



Trickschem Zwischenkanal versehen, so dass sich bei einer Weite

$$\frac{a}{2} = \frac{90}{2} = \mathbf{45 \text{ mm}}$$

des letzteren und bei einer Stärke

$$s = \mathbf{35 \text{ mm}}$$

der äusseren Wandung, hier eine Kanalweite

$$a + s = 90 + 35 = \mathbf{125 \text{ mm}}$$

nötig macht. Der Durchmesser der Korlissähne ist nach der Ausführung

$$d = \mathbf{260 \text{ mm.}}$$

Für die linke Kolbenseite (siehe Fig. 7) ist nun z. B. bei dem Auslasshahn

der Radius der treibenden Kurbel  $S_2M = 232 \text{ mm}$ ,

der Radius der getriebenen Kurbel  $O_2J = 220 \text{ mm}$ ,

bei dem Einlasshahn

der Radius der treibenden Kurbel  $S_2N = 280 \text{ mm}$ ,

der Radius der getriebenen Kurbel  $O_4P = 220 \text{ mm}$

in der Ausführung. Die eine Endlage  $S_2M'J'O_2$  bzw.  $S_2NPO_4$  (siehe Fig. 6c) ist genügend weit von den Totlagen  $S_2M_xJ_xO_2$  bzw.  $S_2N_xO_4P_x$  angenommen, um die

für den Einlasshahn zu

$$w = \widehat{P_m P_t} \frac{130}{220} = 53 \frac{130}{220} = \sim 31 \text{ mm}$$

und

$$w' = \widehat{P_m P} \frac{130}{220} = 227 \frac{130}{220} = \sim 134 \text{ mm.}$$

Die Stangen  $Z_1$  und  $Z_2$  erfassen die Steuerscheiben nach Fig. 7 in einem Abstände

$$\overline{S_1 D} = \overline{S_1 F} = \overline{S_2 G} = 275 \text{ mm,}$$

die Radien des eingeschalteten Hebels ABC sind

$$\overline{AB} = 314 \text{ mm und } \overline{AC} = 540 \text{ mm,}$$

und zwar liegt die Mitte B um 54 mm seitlich vor AC. Die Länge der Stange  $Z_1$  ist schliesslich von Mitte bis Mitte Zapfen (siehe Fig. 6b und c)

$$\overline{DC} = \overline{D_m C_m} = \overline{D' C'} = 2516 \text{ mm,}$$

die Länge der Excenterstange (siehe Fig. 6a und b)

$$\overline{BE} = \overline{B_m O} = \overline{B_m E_m} = \overline{B_m E'_m} = \overline{B' E'} = 2674 \text{ mm.}$$

Hat man sich die Mittellinien der Scheibe  $S_2$ , des Hebels ABC und des Wellenmittels in den richtigen Entfernungen und nach den in die Figuren eingeschriebenen Höhenmassen



aufgetragen und die Lage der Punkte D und D' in dem oben erwähnten Radius seitlich von  $S_1 D_m$  unter  $\frac{\alpha}{2} = 45^\circ$  festgelegt, so kann man aus diesen, indem man mit der Stangenlänge von  $Z_1$  auf dem Kreisbogen des Punktes C um A einschlägt, auch die Endlagen C und C', sowie aus diesen diejenigen B und B' bestimmen. Die Sehne

$$\overline{BB'} = \sim 225 \text{ mm}$$

muss dann, wenn man die etwas verschiedene Neigung der Excenterstange in ihren einzelnen Lagen unberücksichtigt lässt, gleich der doppelten Excentricität, also

$$r = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ mm}$$

sein.

Um den Voreilwinkel  $\delta$  des Excenters zu bekommen, sind in Fig. 6a die zu einer Füllung von 50% und einem Voreintritt von  $\frac{1}{2}\%$  auf der linken Kolben(Deckel)seite gehörigen Hauptkurbellagen OII bzw. OI aufgesucht worden. Die Halbierungslinie OD des Winkels IOII liefert mit der zu EE' Senkrechten Y—Y einen Voreilwinkel

$$\delta = 41^\circ.$$

Bei 30,5% Kompression ergibt sich dann, da die Hauptkurbellagen OIV und OIII symmetrisch zur Linie  $\overline{OD'}$  liegen müssen, ein Voraustritt von 9% auf der linken Kolbenseite.

Zur Bestimmung der Überdeckungen der beiden Hähne auf der linken Kolbenseite hat man wie folgt zu verfahren. Man ermittelt zunächst in Fig. 6a durch Vorantragen des Winkels  $90 + \delta$  die zu OI bis OIV gehörigen Excenterkurbellagen O1 bis O4. Zu den Lagen O1 und O2 gehört im äusseren Steuerungsmechanismus die Lage  $AB_1(B_2)C_1(C_2)$  des Zwischenhebels in Fig. 6b, sowie diejenige  $D_1(D_2)F_1(F_2)$  und  $G_1(G_2)N_1(N_2)$  der Steuerscheiben, und endlich diejenige  $O_4P_1(P_2)$  der Kurbel des Einlasshahnes in Fig. 6c. Die Gerade  $O_4P_1(P_2)$  schneidet nun auf dem Kreise des Hahnumfanges einen Punkt ab, der von dem entsprechenden Punkte der Mittellage  $O_4P_m$  um das Bogenstück der äusseren Überdeckung

$$e = 80 \text{ mm}$$

absteht.

Zu den Lagen O3 und O4 der Excenterkurbel in Fig. 6a ergeben sich die mit dem Index 3 und 4 bezeichneten Lagen des Steuerungsmechanismus, und die Lage  $O_2J_3(J_4)$  in Fig. 6c schneidet auf dem Kreise des Auslasshahnes im Abstände von der Mittellage  $O_2J_m$  die innere Überdeckung

$$i = 10 \text{ mm}$$

ab. In entsprechender Weise kann man auch das Voröffnen  $v_e$  und  $v_i$  der Schieber bestimmen. Man braucht dazu nur die den beiden Totlagen  $OK_0$  und  $OK_0'$  entsprechenden Excenterkurbellagen Oo bzw. Oo' in Fig. 6a und die zugehörigen Lagen des Steuerungsmechanismus, die mit dem gleichen Index bezeichnet sind, in Fig. 6b und c aufzusuchen. Aus der Lage  $OP_0$  erhält man dann beim Einlasshahn ein Voröffnen

$$\frac{v_e}{2} = 6 \text{ mm},$$

aus der Lage  $OJ_0'$  beim Auslasshahn ein Voröffnen

$$v_i = 67 \text{ mm}.$$

Die Schieber sind in Fig. 6c so eingetragen, wie sie beim Beginn oder beim Schluss des Kanales stehen, also bezüglich des Einlasshahnes bei der Hauptkurbellage OI und OII, bezüglich des Auslasshahnes bei der Hauptkurbellage OIII und OIV.

Die Auflagefläche des Auslasshahnes muss nach Gleichung 179a mit  $w = 59 \text{ mm}$  und  $x = 26 \text{ mm}$  eine Länge

$$l = 90 + 10 + 59 + 26 = 185 \text{ mm}$$

betragen. Für den Einlasshahn bestimmt sich diese Länge, wenn man in Gleichung 179b anstatt a den Wert  $a + s$

$= 125 \text{ mm}$  und für e den Wert  $e + \frac{a}{2} + s = 80 + 45 + 35 = 160 \text{ mm}$  wegen des Trickschen Zwischenkanales einführt, mit  $w = 31 \text{ mm}$  und  $x = 24 \text{ mm}$  zu

$$l' = 125 + 160 + 31 + 24 = 340 \text{ mm}.$$

#### § 43.

#### Die Korlisssteuerungen.

Die erste Steuerung, bei welcher der Regulator die Füllung der Maschine in richtiger Weise bethätigte, war die dem Ingenieur G. H. Korliss in Providence U.-S. im Jahre 1849 patentierte Ausklinksteuerung mit vier Rundschiebern. Die Einrichtung dieser Steuerung, die bei allerbesten Ausführung und im Verein mit besonderen, anderen Konstruktions-Details der Maschine eine so vorzügliche Wirkungsweise ergab und der Korlissmaschine seiner Zeit zu ungeheuerem Erfolge verhalf, hat die verschiedensten Abänderungen erfahren. Sind doch sogar von Korliss selbst nicht weniger als sieben Änderungen an ihr vorgenommen worden, die allerdings die Grundidee der äusseren Steuerung unberührt liessen. Heute dürfte die Korlisssteuerung bei uns wohl kaum noch in der vom Erfinder angegebenen Form zur Ausführung kommen. Nichts desto weniger soll hier mit Rücksicht darauf, dass die ursprüngliche Korlisssteuerung das Vorbild aller späteren Ausklinksteuerungen war, wenigstens eine der Original-Konstruktionen von Korliss besprochen werden. Wir wählen dazu die sogenannte dritte Korlisssteuerung, weil diese zuerst in Deutschland bekannt und auch am meisten zur Ausführung gebracht wurde.

Fig. 137<sup>1)</sup> des Textes zeigt zunächst die schematische Anordnung der ganzen Steuerung.  $O_1$  und  $O_3$  sind die Mitten der beiden Auslass-,  $O_2$  und  $O_4$  diejenigen der beiden Einlasshähne, von denen die ersten unten, die letzten oben an den Enden des Cylinders angeordnet sind. Zur Bewegung der Hähne dient die Steuerscheibe S, die im Punkte k von der Stange eines Excenters erfasst und durch dieses in eine schwingende Bewegung versetzt wird. Die beiden Stangen  $T_1$  und  $T_3$  für die Auslasshähne schliessen ferner in c und d, die beiden Stangen  $T_2$  und  $T_4$

1) Fig. 137 bis 139 sind dem Werke „Die Korliss- und Ventildampfmaschinen“ von W. Uhland, Verlag von Rob. Frieese in Leipzig, entnommen.



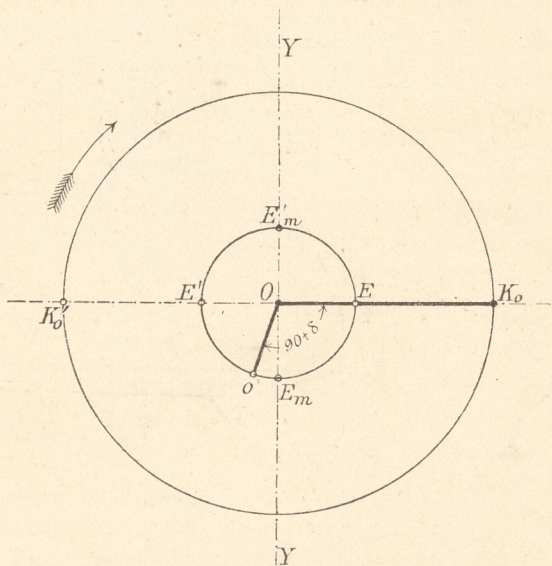
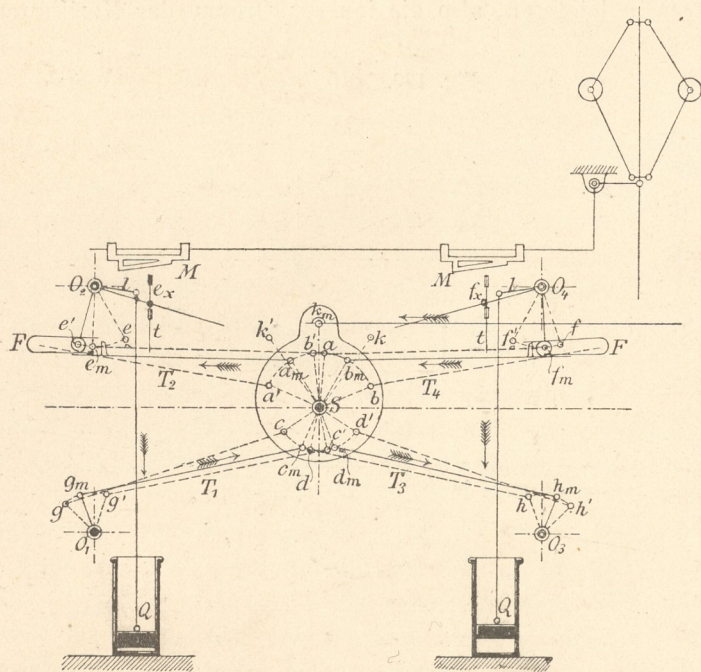
für die Einlasshähne in a und b an die Steuerscheibe, während die Kurbelendpunkte der Auslasshähne mit g und h, diejenigen der Einlasshähne mit e und f bezeichnet sind.

Nimmt man nun an, die sämtlichen vier Hähne würden zwangsläufig bewegt, so befindet sich der äussere Steuerungsmechanismus in der einen Endlage a e, b f, c g und d h, wenn die Excenterkurbel in der Totlage O E steht, dagegen in der anderen Endlage a' e', b' f', c' g' und d' h', sobald die Excenterkurbel die andere Totlage O E' einnimmt. Bei der Mittellage O E<sub>m</sub> oder O E'<sub>m</sub> der letzteren schliesslich ist a<sub>m</sub> e<sub>m</sub>, b<sub>m</sub> f<sub>m</sub>, c<sub>m</sub> g<sub>m</sub> und d<sub>m</sub> h<sub>m</sub> die Lage des äusseren Steuerungsmechanismus. Thatsächlich findet aber nur bei den unteren Auslasshähnen eine solche zwangsläufige Bewegung statt, und der Dampfauslass wird also

scheibe die Stangen gegen die Nocken nach unten verschoben und von diesem getrennt werden. In diesem Augenblicke werden die Einlasshähne durch die Luftpuffer Q, welche an den Hebelarmen l der ersteren sitzen, zurückbewegt, und tritt der Kanalschluss ein. Auf dem Rückwege der Stangen T<sub>2</sub> und T<sub>4</sub> sorgen die Federn F dafür, dass die Stangen wieder hinter die Nocken n zu liegen kommen, sobald dies die Stangenlage zulässt.

Die Bewegung des rechten Einlasshahnes und die verschiedenen Lagen der Stange T<sub>4</sub> sind in Fig. 139 auf Seite 212 nochmals in grösserem Massstabe schematisch angedeutet. Mit 1 ist die eine, mit 6 die andere äusserste Lage der Stange T<sub>4</sub> bezeichnet. Bei der ersten Lage befindet sich die Excenterkurbel in O E (Fig. 137) und zwischen Nocken und Stange ist ein geringer Spielraum vorhanden, der in totem Gange

Fig. 137.



hier genau in derselben Weise gesteuert, wie dies im vorigen Paragraphen des Näheren erklärt wurde. Bei den oberen Einlasshähnen dagegen dauert die zwangsläufige Bewegung nur solange an, als dies die Regulatorstellung bzw. die Belastung der Maschine zulässt. Die beiden Stangen T<sub>2</sub> und T<sub>4</sub> erfassen nämlich mit einem kleinen Vorsprung, dem sogenannten aktiven Mitnehmer, (siehe Fig. 138 auf Seite 212) die Kurbeln der Einlasshähne in dem Ansatz eines Nockens n, der als passiver Mitnehmer bezeichnet wird, fest auf den Kurbeln sitzt und durch eine starke Feder F gegen die Stange gepresst wird. Die Stangen T<sub>2</sub> und T<sub>4</sub> können deshalb die Einlasshähne nur dann mitnehmen, wenn sie sich nach der Steuerscheibe hin bewegen, wenn also das betreffende Ende der Stange T<sub>2</sub> von a' nach a, dasjenige der Stange T<sub>4</sub> von b nach b' geht. Die Mitnahme der Einlasshähne durch die Stangen, bzw. die Kanaleröffnung durch die letzteren, wird aber ferner nur solange andauern, bis dass der auf den Stangen befindliche Stift t gegen die vom Regulator parallel zur Hubrichtung der Maschine verschiebbaren Keilstücke M stösst und dann bei der weiteren Bewegung der Steuer-

von der Stange durchlaufen wird. Bei der Lage 2 steht die Excenterkurbel in der Mittelstellung O E<sub>m</sub>. Die Lage 3 wird bei der Totlage O K<sub>o</sub> der Hauptkurbel und der Stellung O o der Excenterkurbel erreicht. Der in Fig. 139 eingetragene Bogen zwischen den Lagen 1 und 3 der Hahnkurbel muss also, bezogen auf den Schieberumfang, gleich der Strecke e + v<sub>e</sub> sein. Zwischen den Lagen 3 und 6, von denen die letztere der linken Totlage O E' (Fig. 137) der Excenterkurbel entspricht, kann die Ausklinkung vor sich gehen. Dieselbe wird um so früher eintreten, die Füllung also um so kleiner werden, je weiter der Regulator das Keilstück M in Fig. 139 nach rechts stellt hat.

Da die Ausklinkung nur während des Hochganges der Stangen T<sub>2</sub> und T<sub>4</sub> und auch dann nur zwischen den Lagen 3 und 6 der Stange T<sub>4</sub> in Fig. 139 bzw. zwischen den zugehörigen Stellungen O o und O E' der Excenterkurbel in Fig. 137 erfolgen kann, so wird die grösste Füllung, welche die Korlisssteuerung bei eintretender Ausklinkung zu geben vermag, offenbar dem Kolbenwege entsprechen, der zum Winkel 90° — δ zwischen den erwähnten Excenterkurbellagen gehört. Dieser Kolbenweg beträgt höchstens 40% des ganzen Hubes. Findet aber die Ausklinkung überhaupt nicht statt, so werden die



Einlasshähne zwangsläufig bewegt und ergeben eine Füllung, wie sie durch den Voreilwinkel und die äussere Überdeckung bedingt ist. Was ferner die Regulierung der Füllung bei der Korlisssteuerung betrifft, so ist dieselbe bei den kleineren Füllungen zwischen 0 und 10% eine viel bessere als bei den höheren Füllungen. Wie nämlich aus Fig. 139 ersichtlich ist, steigt die Stange  $T_4$  anfangs sehr schnell an, dann aber um so langsamer, je näher sie ihrer höchsten Lage kommt. Die Entfernung zwischen der Anfangs- und Endlage der Kurbel  $O_f$  sowohl als auch der Stange  $T_4$  ist deshalb bei den Füllungen von 0 bis 10% eine viel grössere als diejenige zwischen den folgenden Stellungen der höheren Füllungen.

Bezüglich der Konstruktion der Korlisssteuerung ist zu bemerken, dass der Schwingungswinkel der Steuerscheibe zweckmässig

$$\alpha = 90 \text{ bis } 95^\circ \quad . \quad . \quad . \quad 180$$

Die Keilstücke  $M$  erhalten die Form eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen vertikale Kathete gleich dem Hub der Stifte  $t$  zwischen den in Frage kommenden Lagen der Stangen  $T_2$  und  $T_4$  und dessen horizontale Kathete gleich dem Hub des Regulators ist. Der Durchmesser der Hähne beträgt wieder

$$d = \frac{D}{4,5} \text{ bis } \frac{D}{3} \left( \text{gewöhnlich } \frac{D}{3,2} \right) \quad . \quad . \quad 191$$

Als Vorteil der Korlisssteuerung ist bei dem äusseren Mechanismus vor allen Dingen die sichere und leichte Einwirkung des Regulators, der schnelle Dampfabschluss, die geringe Zahl der Gelenke und solcher Teile, die der Abnutzung unterworfen sind, und endlich der Umstand zu nennen, dass bei dem grossen Wege, den die Gelenke machen, selbst starke Abnutzungen ohne Einfluss auf den richtigen Gang der Hähne bleiben. Was diese letzteren, also die inneren Organe der Korlisssteuerung,

Fig. 138.

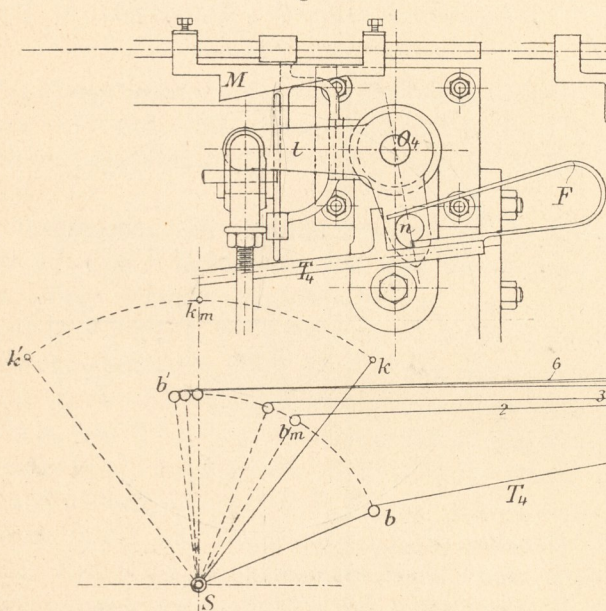
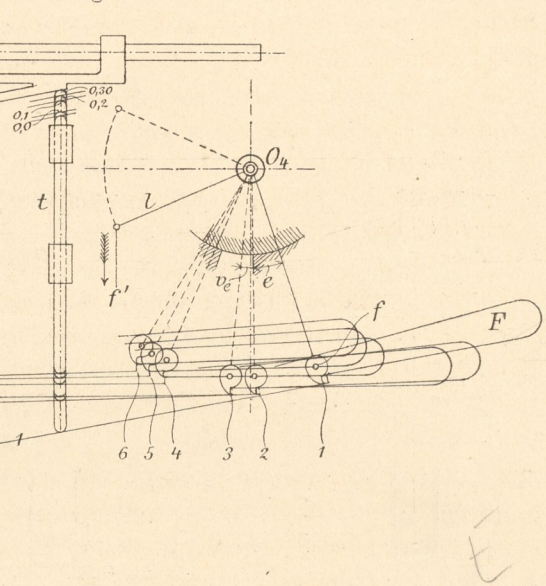


Fig. 139.



beträgt und dass zunächst die Verhältnisse und Bewegungen der Auslasshähne genau, wie im vorigen Paragraphen angegeben, zu bestimmen sind. Für die Einlasshähne legt man die Punkte, in welchen die Stangen  $T_2$  und  $T_4$  die Steuerscheibe erfassen, so, dass dieselben bei ihrer Endlage  $a$  und  $b'$  in oder etwas hinter der vertikalen Mittellinie durch  $S$  (Fig. 137) liegen. Die zugehörigen Lagen  $O_e$  und  $O_f$  der Hahnkurbeln dürfen nicht in die Totlagen  $O_{ex}$  und  $O_{fx}$  dieser Kurbeln fallen, sind aber auch nicht zu weit vor denselben zu wählen, damit die Geschwindigkeit der Hähne beim Öffnen der Einlasskanäle nicht zu gering ausfällt. Mit Hilfe des Ausschlagswinkels  $\alpha$  kann dann auch die andere Endlage des Einlassmechanismus, sowie die Lage desselben bei den Totlagen der Hauptkurbel bestimmt werden, und es ist zu prüfen, ob der Hahn in dieser anderen Endlage den Kanal genügend überdeckt, ob das Voröffnen  $v_e$  bei den Totlagen der Hauptkurbel gross genug ist, ob die Stangen in ihren unteren Endlagen hinreichendes Spiel gegenüber dem Nocken  $n$  zum Einschnappen besitzen u. s. w.

betrifft, so wird auf die Vor- und Nachteile derselben im letzten Abschnitte näher eingegangen werden. Hier sei nur kurz auf die wichtigsten Punkte hingewiesen, welche zu Gunsten der Rundschieber<sup>1)</sup> sprechen, wobei aber nicht unbemerkt bleiben soll, dass manche dieser Punkte von anderer Seite lebhaft bestritten werden.

Die schädlichen Räume betragen bei den Rundschiebern nur 0,8 bis 2%, sind also viel geringer als bei Flach-, Kolbenschiebern und Ventilen.

Die Reibung der Rundschieber ist unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner als die der Flachschieber, weil bei den ersteren für die Druckfläche des Dampfes nur die Projektion der Schieberkrümmung, für die letzteren die volle Breite in Betracht kommt.

Das Schmieröl hält sich in der cylindrischen Lauffläche der Rundschieber besser als in der ebenen der Flachschieber.

1) Siehe auch: Otto H. Müller „Zum Todestage von George Henry Korliss“, „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1889, Seite 169.



Der Rundschieber macht ebenso wie alle Flachschieber bei seiner Bewegung seine Bahn selber frei, drängt also alle Unreinigkeiten von der Lauffläche fort, das Ventil dagegen nicht.

Beim Ventil genügt ferner bisweilen schon eine kleine Verstellung am äusseren Steuerungsmechanismus, um den dichten Schluss desselben aufzuheben. Beim Schieber ist das nicht so leicht möglich, da derselbe den Kanal im geschlossenen Zustande genügend überdeckt.

Die vier Rundschieber eines Cylinders besitzen nur vier Dichtungsflächen, die Ventile dagegen deren acht.

Beim Durchströmen des Ventiles muss der Dampf seine Richtung mehrfach ändern, beim Rundschieber für gewöhnlich nicht.

Als Nachteil der Korlisssteuerung gegenüber den Flach- und Kolbenschiebersteuerungen hat der Umstand zu gelten, dass die Umdrehungszahl der Maschine bei ihr für gewöhnlich nicht mehr als 70 und höchstens 100 betragen kann, während für die letztgenannten Steuerungen ja bedeutend grössere Umdrehungszahlen zulässig sind. Ferner muss es als Nachteil bezeichnet werden, dass die Korlisssteuerung meistens nur Füllungen von nicht mehr als 30%, höchstens solche von 40% zulässt, ein Nachteil, der namentlich bei den jetzt viel verwendeten Mehrfach-Expansionsmaschinen in Betracht kommt, da bei diesen ja der kleine Cylinder eine im Verhältnis der Cylindervolumina grössere Füllung als die entsprechende Eincylindermaschine erhalten muss. Um diesen Nachteil bei der Korlisssteuerung zu heben oder wenigstens zu mildern, sind die verschiedensten Mittel und Wege vorgeschlagen und beschritten worden.

Handelt es sich um grösste Füllungen, die nur wenig mehr als 40%, also vielleicht 50%, betragen sollen, so kann man durch Stellung des Ventiles am Luftpuffer den Niedergang des Kolbens im letzteren und also auch den Schluss des Hahnes so stark verzögern, dass die angegebene Füllung noch erreicht wird, allerdings mit einer starken Drosselung des Dampfes beim Kanalschluss.

Grössere Füllungen lassen sich ferner bei der Korlisssteuerung erzielen, wenn man zwei Steuerscheiben verwendet, die von zwei verschieden aufgekeilten Excentern bewegt werden und von denen die eine die Einlass-, die andere die Auslasshähne steuert. Wie nämlich auf Seite 211 angegeben wurde, entsprach die grösste Füllung, welche eine Korlisssteuerung zu geben vermag, dem Kolbenwege, der während eines Drehwinkels der Kurbelwelle um  $90 - \delta^\circ$  durchlaufen wurde. Macht man nun für das Excenter der Einlasshähne  $\delta$  negativ, also  $90 + \delta$  vielleicht gleich 20 bis  $30^\circ$ , sodass die voraneilende Excenterkurbel einen Winkel von 20 bis  $30^\circ$  mit der Hauptkurbel einschliesst, so werden auch entsprechende grössere Füllungen, nämlich solche von 80 und 70%, möglich sein. Dabei ist aber zu beachten, dass jetzt die Überdeckung der Einlasshähne negativ sein muss, da der Cylinderring durch den Schieber auch schon vor der

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Mittellage ( $OE_m$  und  $OE'_m$  in Fig. 137 des Textes) der Excenterkurbel geöffnet werden muss.<sup>1)</sup>

Ein weiterer Weg, grössere Füllungen als solche von 40% bei der Korlisssteuerung zu erzielen, besteht darin, die Ausklinkung zwischen dem aktiven und passiven Mitnehmer nicht nur während des Hin-, sondern auch während des Rückganges der Stangen für die Einlasshähne zu ermöglichen, wie dies z. B. bei der auf Seite 214 beschriebenen Wheelock-Steuerung der Fall ist.

Bei der Frikart-Steuerung (siehe Seite 215) werden höhere Füllungen endlich in der Weise erzielt, dass man dem passiven Mitnehmer, der ja bei der gewöhnlichen Korlisssteuerung in seiner vom Regulator angewiesenen Lage während der Drehung der Maschine verbleibt, eine ebenfalls von der Regulatorstellung abhängige Bewegung erteilt. Durch die letztere wird dann auch eine Ausklinkung bei Kolbenwegen ermöglicht, die mehr als das 0,5fache des Hubes betragen.

Von den jetzt bei uns gebräuchlichen Ausführungen der Korlisssteuerung ist zunächst diejenige der Maschinenfabrik und Eisengiesserei von **Berger-André in Thann** im Elsass zu erwähnen. Fig. 3, Taf. 48 giebt die allgemeine Anordnung dieser Steuerung, die in Fig. 1a und b derselben Tafel nochmals schematisch dargestellt ist. Das auf der Kurbelwelle sitzende Excenter bewegt zunächst den Zwischenhebel ABC, der dann durch die Stange  $Z_1$  zunächst den rechten Auslasshahn mit der Kurbel  $O_1D$  und weiter durch die Verlängerung  $O_1H$  der letzteren, sowie die Stange  $Z_2$  auch den linken Auslasshahn mit der Kurbel  $O_2J$  immer in derselben Weise, also zwangsläufig, steuert.

Die Excenterkurbel muss hier der Hauptkurbel unter einem Winkel von  $90 - \delta^\circ$  (siehe Fig. 1a) nacheilen, weil durch die zweiarmlige Kurbel  $DO_1H$  die Bewegung des Excenters und des Hebels ABC in umgekehrter Richtung auf die Auslasshähne übertragen wird. Die Hauptkurbellage  $\overline{OD'}$ , welche den Winkel  $\text{III}OIV$  (Fig. 1a) halbiert, den die Hauptkurbellagen bei Beginn des Voraustrittes und der Kompression einschliessen, ist ferner unter dem Winkel  $\delta$  gegen die Gerade  $Y - Y$  geneigt. Steht also die Hauptkurbel in  $\overline{OD'}$ , so steht die Excenterkurbel in ihrer rechten Totlage  $OE'$ , befindet sich die Hauptkurbel in  $\overline{OD}$ , so ist die Excenterkurbel in ihrer linken Totlage  $OE$ .

Beim linken Auslasshahn ist in Fig. 1b mit  $O_2J_m$  die Mittellage der Hahnkurbel bezeichnet, welche dieselbe bei den beiden Stellungen  $OE_m$  und  $OE'_m$  der Excenterkurbel einnimmt.  $O_2J_3$  bzw.  $O_2J_4$  geben weiter die Lage der Hahnkurbel bei Beginn des Voraustrittes bzw. der Kompression, wenn also die Hauptkurbel in  $OIII$  bzw.  $OIV$ , die Excenterkurbel in  $O3$  bzw.  $O4$  steht.  $O_2J_0'$  entspricht schliesslich der rechten Totlage  $OK_0'$  der Hauptkurbel oder der Lage  $Oo'$  der Excenterkurbel. Die Stellungen  $O_2J_m$  und  $O_2J_3$  ( $J_4$ ) begrenzen somit (bezogen auf die Mittellage des Schiebers) am Schieberumfang die innere Überdeckung  $i$ , die Stellungen  $O_2J_0'$  und  $O_2J_3$  ( $J_4$ ) das Voröffnen  $v$  für den Dampfaustritt. An der Kante  $x$  findet die Eröffnung und der Schluss des linken Auslasskanals statt.<sup>2)</sup>

1) Näheres hierüber siehe: Leist „Neuere Ausführungen der Flach- und Rundschiebersteuerungen“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1896, Seite 72.

2) Der Radius der Hahnkurbeln ist in Fig. 1b, Taf. 48 in  $\frac{1}{10}$ , derjenige des Schieberumfanges in  $\frac{1}{3}$  der natürlichen Grösse aufgetragen.



Die Bewegung der Einlasshähne erfolgt ebenfalls von den verlängerten Hahnkurbeln  $O_1D$  und  $O_3M$  (Fig. 1b und 3) aus vermittelt der Zugstangen  $Z_3$  und  $Z_4$ . Nach den Angaben der Firma<sup>1)</sup> greifen die letzteren, wie Fig. 2, Taf. 48 nochmals in grösserem Massstabe für den linken Einlasshahn andeutet, im Bolzen  $d_1$  an einem Excenterring  $b$  an, dessen Excenter  $E$  lose drehbar auf der Lagerhülse  $m$  der Hahnspindel sitzt und unter Einwirkung des Regulators steht; die von dem Stellhebel des letzteren abzweigende Schubstange  $R_3$  (Fig. 3) für den linken Einlasshahn ist nämlich an dem Bolzen  $d_2$  (Fig. 2) des Excenters  $E$  angeschlossen. Der Excenterring  $b$  trägt weiter an einem hornartigen Ansätze, lose drehbar auf dem Bolzen  $d_3$  die aktive Mitnehmerklinke  $k_1$ , welche durch eine Feder  $f$  stets nach dem Excentermittelpunkte gedrängt und in ihrer innersten Stellung durch einen Anschlag  $x$  begrenzt wird. Vor dem Excenter  $E$  ist der zweiarmlige passive Mitnehmer  $k_2$  fest auf die Schieberspindel gekeilt, der ebenso wie der passive Mitnehmer  $k_1$  an seiner inneren, steuernden Seite mit einer gehärteten Stahlplatte bekleidet ist. Wenn darnach in der aus der Zeichnung ersichtlichen Weise die Stahlplatte der Klinke  $k_1$  bei der Abwärtsbewegung auf die Stahlplatte von  $k_2$  trifft, so wird die Hahnspindel gedreht und der Einlasskanal durch den Hahn geöffnet. Hierbei beschreibt die äussere Kante  $N_k$  von  $k_2$  einen Kreisbogen um den Mittelpunkt  $O_4$  der Schieberspindel, die innere Kante  $n$  von  $k_1$  einen solchen um den verstellbaren Mittelpunkt  $w$  des Excenters, und die Berührung zwischen  $k_1$  und  $k_2$  wird da aufhören, wo diese beiden Bögen sich schneiden. Alsdann erfolgt der Hahnschluss wieder unter Einwirkung eines Luftpuffers, der am Arme  $k_3$  die Hahnkurbel im Bolzen  $d_4$  erfasst.

Der frühere oder spätere Schluss des Einlasshahnes wird nun durch Verdrehen des Excenters  $E$  herbei geführt. Bei der tiefsten Lage des Regulators, bei welcher noch eine Füllung eintritt, befindet sich die Mitte des Excenters, die natürlich stets auf einem Kreisbogen um  $O_4$  liegt, in  $w_2$ , während einer mittleren Stellung des Regulators die Lage  $w'$ , der höchsten diejenige  $w''$  des Excentermittels entspricht. Im ersten Falle beschreibt die innere Kante  $n$  des aktiven Mitnehmers  $k_1$  den Kreisbogen  $nN_2$  um  $w_2$ , im zweiten Falle denjenigen  $nN_2'$  um  $w'$  und im letzten Falle, bei welchem die innere Kante des Mitnehmers  $k_2$  nach  $N_k$  kommt, da der Abstand  $w_2n = w'n = w''N_k$  konstant bleibt, den Kreisbogen  $N_kN''$  um  $w''$ . Der von der äusseren Kante des passiven Mitnehmers  $k_2$  zu durchlaufende Bogen  $N_kN$  mit  $O_4$  als Mittelpunkt wird somit im ersten Falle erst im Punkte  $N_2$ , also fast bei der tiefsten Lage von  $k_2$ , durchschnitten, im zweiten Falle schon im Punkte  $N_2$  und im letzten Falle überhaupt nicht. Dem ersten Falle entspricht die grösste Füllung, dem zweiten eine mittlere und dem letzten Null Füllung.

Die grösste Füllung kann auch hier, da die Ausklinkung nur während des Niederganges des aktiven

Mitnehmers möglich ist, höchstens der Hauptkurbellage  $\overline{OD}$  (Fig. 1a), bei der  $k_2$  ja seine tiefste Lage erreicht hat, entsprechen, also nicht mehr betragen, als der zu einem Drehwinkel der Kurbelwelle um  $90 - \delta^\circ$  gehörige Kolbenweg. Eine besondere Sicherheitsvorrichtung verhindert bei der tiefsten Regulatorstellung, zu welcher die Excenterstellung  $w_0$  gehört, die Schieberöffnung überhaupt. Mit dem Excenter selbst ist nämlich ein Daumen  $z$  fest verbunden, der bei der erwähnten Stellung die Klinke  $k_1$  nach aussen drückt und sie nicht zur Einwirkung auf  $k_2$  kommen lässt.

In Fig. 1b, Taf. 48 sind noch die zu den Hauptkurbellagen  $O_1I$  und  $O_1II$  (Fig. 1a) beim Beginn des Voreintrittes und beim Schluss der grössten Füllung gehörigen Lagen  $O_4N_1$  bzw.  $O_4N_2$  (sowie diejenige  $O_4N_0$  bei der linken Totlage  $OK_0$  der Hauptkurbel) des aktiven Mitnehmers  $k_1$  eingetragen. Die Lagen  $O_4N_k$  und  $O_4N_0$  schneiden auf dem Schieberumfange<sup>1)</sup> die äussere Überdeckung  $e$  (bezogen auf die Schlusslage des Schiebers), die Lagen  $O_4N_1$  und  $O_4N_0$  daselbst das Voröffnen  $v_e$  ab. Bei der durch  $N'$  gegebenen höchsten Stellung des aktiven Mitnehmers  $k_1$  muss etwas Spiel zwischen dessen Druckplatte und derjenigen des passiven Mitnehmers  $k_2$  sein. Der erstere setzt bei der Lage  $O_4N_k$  auf den letzteren.

Der Regulator hat beim Verändern der Füllung neben der Reibung in den einzelnen Gelenken des Stellzeuges noch diejenige am Umfange und in der Bohrung des Excenters zu überwinden. Dieselbe fällt beim Hochgange des aktiven Mitnehmers  $k_1$  nur gering aus, weshalb die Steuerung eine sichere und schnelle Regulierung ergibt, zumal geringe Verdrehungen des Excenters zur Veränderung der Füllung nötig sind. Da schliesslich die Wege der einen Klinke relativ zur anderen klein sind, so arbeitet die Steuerung auch verhältnismässig ruhig.

Die Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik, vormals Joh. Zimmermann, in Chemnitz baut seit einer Reihe von Jahren die sogenannte **Wheelock-Steuerung**. Fig. 6, Taf. 49 zeigt diese Steuerung, wie sie von der Firma an dem kleinen Cylinder einer Verbundmaschine auf der Sächsisch-Thüringischen Industrie- und Gewerbe-Ausstellung in Leipzig (1897) ausgeführt war. Die vier Wheelockhähne, die zum Unterschiede von den cylindrisch gestalteten Korlisshähnen schwach konisch (siehe letzter Abschnitt) gehalten sind, liegen sämtlich unterhalb der Cylinderbohrung, und zwar die beiden Auslasshähne mit den Mitten  $O_1$  und  $O_2$  aussen, die beiden Einlasshähne mit den Mitten  $O_3$  und  $O_4$  innen. Die letzteren sind der schnellen Eröffnung wegen mit Trickschem Zwischenkanal versehen. Zur Bewegung der vier Schieber dient ein einziges Excenter, dessen Stange in  $A$  zunächst die Kurbel  $O_1A$  auf der Spindel des rechten Auslasshahnes, dann aber vermittelt der in  $B$  anschliessenden Stange  $Z_1$  auch die entsprechende Kurbel auf der Spindel des linken Auslasshahnes erfasst. Der Auslass wird somit zwangsläufig gesteuert, und es muss die Excenterkurbel der Hauptkurbel um einen Winkel von  $90 - \delta^\circ$  (siehe Fig. 7, Taf. 49) nacheilen, da die steuernde Kante  $x$  (siehe den linken Auslasshahn) sich entgegengesetzt wie die Excenterkurbel bewegt.

1) Siehe auch Salomon „Die Dampfmaschinen auf der Pariser Weltausstellung“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890, Seite 916.

1) Siehe die Anmerkung 2 auf Seite 213.



Den Winkel  $\delta$  schliesst in Fig. 7, Taf. 45 wieder die Linie  $\overline{OD'}$ , welche den Winkel  $\text{III} \text{OIV}$  der Hauptkurbellagen bei Beginn des Voraustrittes und der Kompression halbiert, mit der Senkrechten  $Y-Y$  auf die mittlere Excenterstangenrichtung ein. Steht die Hauptkurbel also in  $\text{OIII}$  bzw.  $\text{OIV}$  oder  $\text{OK}_0$ , so befindet sich die Excenterkurbel in  $\text{O3}$  bzw.  $\text{O4}$  oder  $\text{Oo}$ , die Kurbel des rechten Auslasshahnes mit dem Arme  $\text{O}_1\text{D}$  in  $\text{O}_1\text{D}_3$  bzw.  $\text{O}_1\text{D}_4$  oder  $\text{O}_1\text{D}_0$  (siehe Fig. 8, Taf. 49). Am Umfange dieses Hahnes schneiden ferner die Lagen  $\text{O}_1\text{D}_m$  (bei der Mittellage  $\text{OE}_m$  und  $\text{OE}_m'$  der Excenterkurbel) und  $\text{O}_1\text{D}_3(\text{D}_4)$  die innere Überdeckung  $i$ , diejenigen  $\text{O}_1\text{D}_3(\text{D}_4)$  und  $\text{O}_1\text{D}_0$  das Voröffnen  $v_i$  ab. In der Fig. 8 fällt  $\text{O}_1\text{D}_m$  mit  $\text{O}_1\text{D}_3$  und  $\text{O}_1\text{D}_4$  zusammen, ist also die innere Überdeckung gleich Null.

Die Bewegung der Einlassshähne geschieht ebenfalls von den Kurbeln der Auslassshähne aus. So ist an der Kurbel des rechten Auslasshahnes in Fig. 6, Taf. 49 im Punkte D eine Steuerklinke F drehbar verlagert. Dieselbe enthält als Stahlplatte den aktiven Mitnehmer  $k_1$ , mit welchem sie sich beim Öffnen des rechten Einlasshahnes gegen die Stahlplatte  $k_2$  des passiven Mitnehmers N legt. Der letztere sitzt drehbar auf dem Bolzen d der Kurbel K dieses Einlasshahnes und dient zugleich der Stange S der Steuerklinke F als Führung. Die Ausklinkung zwischen den beiden Mitnehmern  $k_1$  und  $k_2$  wird durch eine Steuerknagge m bewirkt, sobald die nach rechts gehende Steuerklinke F mit ihrer schrägen Bahn  $\alpha-\beta$  auf diese Knagge m stösst. Die letztere bildet ferner den einen Arm eines in G drehbar verlagerten Hebels H, dessen anderer Arm h mit dem Regulator in Verbindung steht. Je nach der höheren oder tieferen Lage, in welche nun der Regulator die Nase m versetzt, stösst die Steuerklinke F früher oder später auf diese Nase, tritt also auch die Ausklinkung früher oder später ein und wird die Füllung kleiner oder grösser. Nach der Ausklinkung zieht der am Arme  $k_2$  der Hahnkurbel angreifende Luftpuffer den Einlasshahn schnell in die Schlusslage zurück, und die Steuerklinke F legt sich vermittelt der Stahlplatte  $k_1$  auf die obere Fläche des Ansatzes N, die so gekrümmt ist, dass eine Abnutzung der Steuerungsteile möglichst vermieden wird.

In Fig. 8, Taf. 49 ist die Steuerklinke in derjenigen Stellung angedeutet, in welcher bei der angegebenen Lage der Steuerknagge m die Ausklinkung stattfindet. Die Hahnkurbel K befindet sich dann in der Lage  $\text{O}_3\text{D}_0'$ . Da letztere der Stellung  $\text{Oo}'$  der Excenterkurbel in Fig. 7, Taf. 49 entspricht, zu der wiederum die Hauptkurbellage  $\text{OK}_0'$  gehört, so findet also jetzt Null Füllung statt. Der Regulator nimmt dann seine höchste Lage ein.

Ausser der Steuerknagge m ist noch eine zweite n vorhanden. Die erstere kann nämlich nur dann eine Ausklinkung erzielen, wenn die Klinke F während ihres Hinganges, also während der Bewegung der Auslasskurbel von  $\text{D}_0'$  nach D (Fig. 8, Taf. 49), auf die Bahn  $\alpha-\beta$  stösst, was ja nur während der Drehung der Kurbelwelle um einen Winkel von  $90-\delta$  möglich ist und im vorliegenden Falle höchstens einer Füllung von 21% auf der rechten Kolbenseite bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge entspricht. Ist bis dahin die Ausklinkung nicht vor sich gegangen, so wird dieselbe durch die zweite Nase n während des Rückganges der Steuerklinke F bewirkt. Diese letztere hat dann auf ihrem Hingange (Fig. 9a, Taf. 49) die Knagge n durch

die Schräge  $\delta-\varepsilon$  anfangs mitgedreht, später zurückschnappen und sich aufrichten lassen und trifft nun auf dem Rückwege, also während die Auslasskurbel (Fig. 9b, Taf. 49) von D nach  $\text{D}_m$  geht, mit der Bahn  $\gamma-\delta$  auf n. Diese letztere Knagge löst also im vorliegenden Falle für alle Füllungen, die grösser als 21% sind, die beiden Mitnehmer aus. Die grösste Füllung, welche bei den angegebenen Verhältnissen erreichbar ist, beträgt 75%.

Der äussersten rechten Lage  $\text{O}_1\text{D}$  der rechten Auslasshahnkurbel entspricht in Fig. 7 die rechte Totlage  $\text{OE}$  der Excenterkurbel und die Lage  $\text{OII}'$  der um  $90-\delta$  voraneilenden Hauptkurbel. Zu der Lage  $\text{OII}'$  gehört auf der rechten Kolbenseite eine Füllung von 21%. Während des Hinganges der rechten Auslasskurbel kann also die Ausklinkung höchstens diese letztere Füllung ergeben.

Fig. 9a, Taf. 49 zeigt diejenige Lage der Steuerklinke F, bei welcher die mitgedrehte Knagge n zurückschnappen wird, Fig. 9b diejenige, bei welcher die Bahn  $\gamma-\delta$  gegen n stösst und die Ausklinkung stattfindet. Da dann die Auslasskurbel in  $\text{O}_1\text{D}_2$ , die Excenterkurbel (siehe Fig. 7) in  $\text{O2}$  und die Hauptkurbel in  $\text{OII}$  steht, so wird bei der vorliegenden Stellung des Regulatorhebels H eine Füllung von 64,5% auf der rechten Kolbenseite stattfinden.

Ist in Fig. 8, Taf. 49 schliesslich  $\text{O}_3\text{d}_k$  die Lage der Kurbel K, bei welcher der aktive Mitnehmer  $k_1$  den passiven  $k_2$  erfasst,  $\text{O}_3\text{d}_1$  diejenige, bei welcher der Voreintritt (Hauptkurbellage  $\text{OI}$  und Excenterkurbellage  $\text{O1}$  in Fig. 7) beginnt, und schliesslich  $\text{O}_3\text{d}_0'$  diejenige, bei welcher die Hauptkurbel in der rechten Totlage  $\text{OK}_0'$  (Excenterkurbel in  $\text{Oo}'$ ) steht, so schneiden wieder die Lagen  $\text{O}_3\text{d}_k$  und  $\text{O}_3\text{d}_1$  die äussere Überdeckung e,  $\text{O}_3\text{d}_1$  und  $\text{O}_3\text{d}_0'$  das Voröffnen  $v_e$  auf dem Umfang des Einlasshahnes ab.

Die beiden Mitnehmer der vorliegenden Steuerung berühren sich im eingeklinkten Zustande nur um 1 bis 2 mm. Der Handgriff am Hebel  $\text{O}_1\text{B}$  in Fig. 6, Taf. 49 dient dazu, die Steuerung behufs Prüfung ihres leichten Ganges von Hand hin- und herzubewegen, sobald die Excenterstange ausgehoben ist; die Feder f an der Steuerklinke F sorgt für das Einschnappen der Mitnehmer. Durch die etwas verschiedene Form der zur Absteuerung dienenden Bahnen  $\alpha-\delta$  und  $\gamma-\delta$  an den beiden Steuerklinken F eines Cylinders können alle Füllungen auf beiden Kolbenseiten gleich bemessen werden. Da die Steuerklinken F erst kurz vor der Ausklinkung auf die Steuerknaggen stossen und nur während kurzer Zeit mit diesen in Berührung bleiben, so ist der Widerstand, den der Regulator bei einer Änderung der Füllung zu überwinden hat, nur ein geringer. Die Einwirkung des Regulators auf die Wheelock-Steuerung ist deshalb eine genügend schnelle und sichere.

Viel Verbreitung hat in den letzten Jahren die Korlisssteuerung von **Frikart** gefunden. Fig. 5, Taf. 49 zeigt zunächst die allgemeine Anordnung derselben. Die vier Korlissshähne werden hier von einer fünfarmigen Schwinge S angetrieben, die drehbar an der Seite des Cylinders verlagert ist und vermittelt eines Zwischenhebels ABC von einem Excenter der Kurbelwelle bewegt wird. Die beiden unteren Auslassshähne mit den Mitten  $\text{O}_1$  und  $\text{O}_2$  werden von der Schwinge S immer in derselben Weise gesteuert, die beiden oberen Einlassshähne  $\text{O}_3$  und  $\text{O}_4$  dagegen im einer von der Regulatorstellung bzw. von der Belastung der Maschine abhängigen Weise.



Die oberen Arme der Schwinge wirken nämlich auf die Doppelhebel  $PO_3Q$  und  $NO_4R$  (siehe auch Fig. 4, Taf. 49), die lose drehbar aussen auf den Buchsen  $m$  der Hahnspindeln sitzen. Fest auf den letzteren und vor den erwähnten Doppelhebeln sind die passiven Mitnehmer  $p$  aufgekeilt, die einerseits mit einer gehärteten Druckplatte versehen, andererseits mit den Luftpuffern für den Schieberschluss verbunden sind. Die aktiven Mitnehmer  $k$ , die lose drehbar auf den in  $Q$  und  $R$  befestigten Zapfen sitzen und ein Stück mit den kleinen Kurbeln  $K$  bilden, empfangen eine doppelte Bewegung. Zunächst erhalten sie von der Schwinge  $S$  durch die erwähnten Doppelhebel einen kreisförmig schwingenden Antrieb um die Mitten  $O_3$  und  $O_4$  der Hähne und Hahnspindeln. Die andere Bewegung der aktiven Mitnehmer wird ebenfalls von der Excenterstange abgeleitet, steht aber unter dem Einfluss des Regulators. Eine kleine Schubstange  $Z_1$  verbindet nämlich die Excenterstange im Punkte  $X$  mit dem Ende  $z$  eines Winkelhebels  $K_1$ , der in  $x$  drehbar ist und in  $y$  wieder einen dreiarmigen Hebel  $K_2$  trägt. Letzterer ist dann in den Punkten  $b$  und  $c$  durch die Stangen  $Z_4$  bzw.  $Z_3$  mit den Zapfen  $f$  der Kurbeln  $K$  und im Punkte  $a$  durch die Stange  $Z_2$  mit der Muffe des Regulators verbunden. Je nach der Lage des letzteren und des dreiarmigen Hebels  $K_2$  wird nun die Bewegung des Punktes  $X$  der Excenterstange in verschiedener Weise auf die Kurbeln  $K$  übertragen, wo sie, vereinigt mit der kreisförmig schwingenden Bewegung derselben von  $S$  aus, dem aktiven Mitnehmer  $k$  eine Bahn erteilt, die den Mitten  $O_3$  und  $O_4$  der Einlasshähne um so näher liegt, je tiefer der Regulator, und um so entfernter, je höher derselbe steht. Beim Durchlaufen dieser Bahn legt sich der aktive Mitnehmer  $k$  auf den passiven  $p$ , nimmt diesen mit herum und öffnet den Schieber. Dies dauert solange, bis die innere Kante von  $k$  den Mitnehmer  $p$  verlässt; alsdann erfolgt der Schieberschluss durch den Luftpuffer. Die Ausklinkung zwischen den beiden Mitnehmern wird nun um so früher eintreten, d. h. die Füllung um so kleiner werden, je weiter die Bahn des aktiven Mitnehmers von der Schiebermitte abliegt, während andererseits die Einwirkung beider Mitnehmer aufeinander um so länger andauern und die Füllung um so grösser werden wird, je näher der Regulator die Klinke  $k$  und deren Bahn der Schiebermitte rückt.

Zur näheren Erläuterung des Vorstehenden ist in Fig. 1 bis 1b der ganze Steuerungsmechanismus nochmals schematisch angedeutet. Für die beiden unteren Auslasshähne sind in Fig. 1b die Lagen der Hahnkurbeln für die Totlagen  $OE$ ,  $OE'$  und die Mittellagen  $OE_m$ ,  $OE'_m$  der Excenterkurbel in Fig. 1 eingetragen und mit den gleichen Indizes wie diese letztere bezeichnet worden.

Bezüglich des Voreilwinkels  $\delta$ , unter welchem die Excenterkurbel aufzukeilen ist, hat man wieder zu beachten, dass die Mittellinie  $OD'$  des Winkels  $IIIIOIV$ , den die Hauptkurbellagen  $OIII$  und  $OIV$  in Fig. 1 bei Beginn des Vortrittes und der Kompression einschliessen, mit der Senkrechten  $Y-Y$  zur mittleren Excenterstangenrichtung diesen Winkel  $\delta$  bildet. Da aber die Excenterkurbel, sowie die Hahnkurbeln  $O_1H$  und  $O_2J$  in Fig. 1b sich entgegengesetzt wie die steuernde

Kante der Auslasshähne (die Eröffnung und der Schluss der Auslasskanäle findet an der inneren Kante  $x$  statt) bewegen, so muss die Excenterkurbel der Hauptkurbel unter einem Winkel von  $90 - \delta$  nacheilen. Steht somit die letztere in  $OD$ ,  $OIII$ ,  $OIV$  oder  $OK_0$ , so befindet sich die erstere in  $OE$ ,  $OE_3$ ,  $OE_4$  bzw.  $OE_0$ . Die zu diesen letztgenannten Lagen konstruierten Stellungen  $OH_3$  ( $H_4$ ) und  $OH_0$  der rechten Hahnkurbel ergeben dann am Schieberumfang<sup>1)</sup> das Voröffnen  $v_i$ , während  $OH_m$  und  $OH_3$  ( $H_4$ ) daselbst die innere Überdeckung  $i$  bei der Mittellage des Schiebers abschneiden.

Um die Bewegung des aktiven Mitnehmers  $k$  und der Einlasshähne verfolgen zu können, sind in Fig. 1a und b die den zwölf Lagen 0, 1, 2 ... 11 des Excentermittels in Fig. 1 entsprechenden Lagen des Zwischenhebels  $A$ ,  $B$ ,  $C$ , der Schwinge  $S$  mit ihren Anschlusspunkten  $D$ ,  $L$  und  $M$ , der Doppelhebel  $PO_3Q$  und  $NO_4R$ , sowie des Winkelhebels  $K_1$  aufgesucht worden. Die Endlagen der erstgenannten Teile sind stark ausgezogen, die Mittellagen stark punktiert, während für den Winkelhebel  $K_1$  nur die Lage, welche der Totlage  $OK_0$  der Hauptkurbel entspricht, angedeutet ist.

Der Punkt  $X$  der Excenterstange, von dem aus der Winkelhebel  $K_1$  bewegt wird, beschreibt eine eiförmige Kurve. Die einzelnen Punkte der letzteren erhält man, wenn man auf den Lagen 0—0, 1—1 u. s. w. der Excenterstange  $EB = E'B' = E_m B_m = E'_m B'_m$  von dem jeweiligen Excentermittel aus die Strecke  $EX = E'X'$  u. s. w. abträgt. Aus den einzelnen Lagen des Punktes  $X$  ergeben sich diejenigen der Punkte  $z$  und  $y$ , wenn man berücksichtigt, dass diese stets auf einen Kreisbogen um  $x$  liegen und der Abstand  $Xz$  und  $zy$  für alle Lagen konstant bleibt.

Die zwölf Lagen des Punktes  $y$  sind vergrössert nach Fig. 2a, Taf. 49 übertragen und aus ihnen die zugehörigen Lagen der Punkte  $c$  und  $a$  des dreiarmigen Hebels  $K_2$  bei der höchsten und tiefsten Stellung des Regulators konstruiert worden.

Die einzelnen Lagen des Punktes  $a$  befinden sich auf einem Kreisbogen, der die höchste bez. tiefste Lage  $d$  der Muffe des Regulators zum Mittelpunkt hat, und werden erhalten, wenn man auf diesem Kreisbogen mit dem konstanten Hebelarme  $ya = y'a'$  von der zugehörigen Lage des Punktes  $y$  aus einschneidet. Aus den Lagen des Punktes  $a$  folgen diejenigen des Punktes  $c$ , wenn man beachtet, dass die Dreiecke  $ayc$ ,  $a'y'c'$  u. s. w. alle kongruent sind, wenn man also von den zusammengehörigen Lagen der Punkte  $y$  und  $a$  aus Kreise mit  $yc$  bzw.  $a'c'$  als Radius beschreibt und den Schnittpunkt dieser beiden Kreise aufsucht.

In Fig. 2b, Taf. 49 sind weiter für den rechten Einlasshahn mit Hilfe der aus Fig. 1b vergrössert übertragenen zwölf Lagen des Punktes  $Q$  und der entsprechenden Lagen des Punktes  $c$  aus Fig. 2a für die beiden erwähnten Regulatorstellungen die Kurven des Zapfenmittels  $f$  gezeichnet worden.

Man erhält diese Kurven, wenn man aus irgend einer Lage des Punktes  $Q$  mit dem Kurbelradius  $Qf = Q'f'$  und aus der zugehörigen Lage des Punktes  $c$  mit der Länge der Stange  $Z_3$  als Radius Kreise schlägt und den Schnittpunkt beider aufsucht.

In Fig. 3, Taf. 49 ist schliesslich aus den weiter vergrösserten Kurven des Zapfenmittels  $f$  und des Punktes  $Q$  die Bahn der inneren Kante  $k$  des passiven

1) In Fig. 1b, Taf. 49 sind die Hahnkurbeln in  $1/15$ , die Schieberradien in  $1/3$  der nat. Grösse aufgetragen.



Mitnehmers bei der höchsten und tiefsten Stellung des Regulators ermittelt worden. Für die höchste Regulatorlage ist diese Bahn ausgezogen, für die tiefste punktiert eingetragen. Die beigegebenen Pfeile deuten die Richtung an, in welcher die Bahnen durchlaufen werden.

Man erhält die einzelnen Punkte der fraglichen Bahnen wieder als Schnittpunkte zweier Kreise, von denen der eine mit  $Qk = Q'k'$  als Radius um irgend eine Lage von  $Q$ , der andere mit  $fk = f'k'$  als Radius um die zugehörige Lage von  $f$  beschrieben ist.

Aus der Fig. 3, Taf. 49 erkennt man nun, dass der um  $O_3$  beschriebene Kreisbogen  $p - p$ , auf welchem sich die äussere Kante des passiven Mitnehmers  $p$  bewegen muss, von der ausgezogenen Bahn der inneren Kante des aktiven Mitnehmers  $k$  im Punkte  $\alpha$ , von der punktierten Bahn des letzteren im Punkte  $\beta$  durchschnitten wird. In beiden Punkten verlässt der aktive Mitnehmer den passiven, der aus seiner Anfangslage  $\gamma - \gamma'$  im ersten Falle nur durch 3 nach  $\alpha$ , im zweiten Falle aber durch 3, 4, 5, 6, 7 nach  $\beta$  heruntergedrückt wird, und findet die Ausklinkung statt. Der Punkt  $\alpha$  liegt auf der ausgezogenen Bahn von  $k$  zwischen den Punkten 3 und 4 und entspricht der Lage  $OE_0'$  der Excenterkurbel in Fig. 1, während der Punkt  $\beta$  sich zwischen den Punkten 7 und 8 der punktierten Bahn von  $k$  befindet und zur Lage  $OE_2$  der Excenterkurbel in Fig. 1 gehört. Die zu diesen beiden Stellungen der Excenterkurbel gehörigen Hauptkurbellagen  $OK_0'$  bzw.  $OII$  liegen um  $90 - \delta$  im Drehungssinne voran. Die erstere ergibt für die höchste Lage des Regulators 0, die letztere bei der tiefsten Lage des letzteren und endlicher Schubstangenlänge 0,7 Füllung. In Fig. 3 begrenzen, da  $\gamma - \gamma'$  die Lage des passiven Mitnehmers bei der Schlusslage des Schiebers,  $\varepsilon - \varepsilon'$  diejenige beim Beginn des Voreintrittes (entsprechend der Hauptkurbellage  $OI$  und der Excenterkurbellage  $O1$  in Fig. 1),  $\alpha - \alpha'$  diejenige bei der Totlage der Hauptkurbel ist, die durch  $\varepsilon$  bzw.  $\alpha$  gezogenen Strahlen  $O_3q'$  und  $O_3q''$  das Voröffnen  $v_e$ , die durch  $\gamma$  bzw.  $\varepsilon$  gezogenen Strahlen  $O_3q$  und  $O_3q'$  die äussere Überdeckung  $e$  am Umfange des Schiebers<sup>1)</sup>.

Das wesentlich Neue der Frikart-Steuerung liegt einmal in der Erreichung aller Füllungsgrade (bis zu 75 %) mit nur einem Excenter durch den sicher und schnell auf die Steuerung einwirkenden Regulator, das andere Mal darin, dass die den aktiven Mitnehmer bildende Klinke ohne Einwirkung von Federn stets zwangsläufig geführt wird. Die Abnützung der einzelnen Teile des Steuerungsmechanismus fällt ferner bei Verwendung geeigneten Materiales nur gering aus, da sämtliche Gelenke verhältnismässig grosse Wege durchlaufen; auf das sichere und genaue Funktionieren der Steuerung hat diese Abnützung äusserst wenig oder gar keinen Einfluss.

Frikart, der, wie schon auf Seite 94 angeführt, ein Vertreter des langen Hubes und grosser Kolbengeschwindigkeiten ist, lässt seine Maschinen mit 60 bis höchstens 80 Umdrehungen in der Minute laufen. Die

schädlichen Räume seiner Maschinen betragen bei reichlicher Bemessung der Ein- und Austrittsquerschnitte für den Dampf  $1\frac{1}{2}$  bis 3 %. Bei Verbundmaschinen<sup>1)</sup> mit  $p_k < 7$  Atm Überdruck im Kessel macht er weiter die Füllungen des kleinen Cylinders zwischen 0 und 60 %, bei solchen mit  $p_k = 7$  bis 9 Atm zwischen 0 und 50 % veränderlich; die Kompression beträgt in jedem Falle im kleinen Cylinder 10 %. Beim grossen Cylinder ist im ersten Falle die feste Füllung 45 %, die Kompression 15 %, im letzten Falle 40 bzw. 20 %<sup>2)</sup>.

Über die Details der Korlisssteuerungen siehe im letzten Abschnitte.

Die Korlisssteuerungen bilden nach der auf Seite 135 angeführten allgemeinen Einteilung der Steuerungen die eine Hauptgruppe der sogenannten Auslös-, Ausklink- oder nicht zwangsläufigen Steuerungen. Dieselben haben, wie im Vorstehenden und auch schon auf Seite 135 erklärt wurde, die Eigentümlichkeit, dass die Einlassorgane durch den äusseren Steuerungsmechanismus geöffnet, dagegen von diesem Mechanismus und der Kurbelwelle der Maschine getrennt werden, sobald der Schluss der Füllung und des Einlasskanales beginnen soll. Von diesem Augenblicke an sind die erwähnten Organe der Wirkung einer Feder oder, wie es bei den Korlisssteuerungen allgemein üblich ist, der Wirkung eines Luftpuffers unterstellt, welcher dieselben möglichst schnell in ihre Schlusslage bringen soll. Von der guten und sicheren Wirkung dieser Luftpuffer ist also auch die Wirkungsweise der vorliegenden Steuerungen wesentlich abhängig, insofern nämlich als bei ihnen

1. der Füllungsgrad der Maschine nicht allein durch den Regulator, der ja nur den Augenblick der Ausklinkung an der äusseren Steuerung feststellt, sondern auch noch durch die Zeit (bzw. den entsprechenden Kolbenweg) bedingt wird, die vom Augenblick der Auslösung bis zum thatsächlichen Schluss des Kanales durch den Luftpuffer verstreicht. Diese Zeit muss möglichst kurz, d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher das Einlassorgan den Kanal schliesst, möglichst gross (wenigstens bis kurz vor der Schlusslage) sein, damit der eintretende Dampf beim Kanalschluss möglichst wenig gedrosselt wird.

Zur Rückbewegung des geöffneten Einlasshahnes bei den Korlisssteuerungen besitzt jeder Luftpuffer einen kleinen Cylinder mit Kolben, der beim Öffnen des Hahnes durch die Kurbel auf der Hahnspindel gehoben wird und unter sich ein Vakuum erzeugt. Der Überdruck der über dem Kolben befindlichen Luft treibt dann den letzteren nieder und den Hahn in seine Schlusslage, sobald die Ausklinkung stattgefunden hat.

2. die Einlassorgane, falls dieselben nicht gegen Ende ihrer Schlussbewegung in entsprechender Weise gehemmt werden, mit einer gewissen Geschwindigkeit und lebendigen Kraft in die Endlage rücken; durch diese lebendige Kraft würden z. B. die Korlisshähne über ihre Schlusslage hinaus

1) Cylinderverhältnisse siehe Seite 95.

2) Nach Salomon „Die Dampfmaschinen auf der Pariser Weltausstellung (1889)“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1890, Seite 918.

1) Der Schieberradius ist in Fig. 3, Taf. 49 in  $\frac{2}{3}$  der natürlichen Grösse aufgetragen.



bewegt werden. Um das zu verhüten, schafft der Luftpuffer, der hiernach seinen Namen trägt, einen gegen Ende des Kanalschlusses allmählich wachsenden Widerstand.

Unter einem zweiten Kolben des Luftpuffers tritt nämlich beim Hochgange Luft ein, der beim Niedergange der Austritt um so mehr erschwert wird, je näher der Kolben seiner Endlage rückt; kurz vor der letzteren hört sogar der Austritt der Luft überhaupt auf, sodass diese nun komprimiert wird und als Puffer wirkt.

Nähere Angaben über die Ausführung der Luftpuffer befinden sich im letzten Abschnitte.

Aus dem Vorstehenden ersieht man, dass die Geschwindigkeit, mit der die Einlassorgane der ausklinkenden Steuerungen geschlossen werden, allein von der Wirkungsweise der Luftpuffer abhängig, dagegen von der Geschwindigkeit der Maschine vollständig unabhängig ist. Dies ist auch der Grund, weshalb Ausklinksteuerungen nur geringe Umdrehungszahlen vertragen, die bei Korlisssteuerungen, wie schon früher angeführt, gewöhnlich nur 70 bis 80 sind und ausnahmsweise bis auf 90 oder 100 in der Minute steigen. Beim Versagen der Luftpuffer kann die Maschine sogar, wenn die Schieber in ihrer Öffnungslage hängen bleiben, durchgehen, können also die schlimmsten Folgen eintreten.

Der Augenblick der Ausklinkung ist bei den vorliegenden Steuerungen auch von der Schärfe der steuernden Kanten an den beiden Mitnehmern abhängig; dieselben sind der Abnützung unterworfen und müssen, um möglichst lange scharf zu bleiben, stets besonders aufgesetzten, gehärteten Stahlplatten angehören. Endlich ist darauf hinzuweisen, dass alle Ausklinksteuerungen verhältnismässig laut arbeiten, indem das Abschnappen der Mitnehmer, sowie das Zurückgehen der Luftpuffer stets Geräusch verursacht.

Der Einwirkung des Regulators setzen die Ausklinksteuerungen für gewöhnlich einen verhältnismässig geringen Widerstand entgegen, auch ist eine Rückwirkung auf den Regulator meistens nicht vorhanden.

Ausser auf Rundschieber, wie bei den Korlisssteuerungen, hat man das Prinzip der Ausklinksteuerungen auch auf Flachschieber und Ventile angewandt. Das erstere war bei den Steuerungen von Fr. Wannick in Brünn der Fall, die aber nach Angaben der Firma selbst von dieser nicht mehr gebaut werden, das letztere findet sich bei den jetzt noch sehr gebräuchlichen Steuerungen von Gebr. Sulzer in Winterthur, sowie bei der neuen Steuerung von Collmann, die im nächsten Paragraphen behandelt sind.

### Beispiele.

1. Die in Fig. 1 bis 3, Taf. 48 wiedergegebene Steuerung von Berger-André in Thann gehört dem kleinen Cylinder einer Verbundmaschine an. Die letztere besitzt bei 355 und 560 mm Cylinderbohrung 910 mm Hub und macht 70 Umdrehungen in der Minute. Welches sind die Verhältnisse der Steuerung?

Für

$$O = 35,5 \frac{2\pi}{4} - \frac{1}{2} 6 \frac{2\pi}{4} = 990 - 14 = 976 \text{ qcm}$$

nutzbare Kolbenfläche und

$$c_m = \frac{0,91 \cdot 70}{30} = 2,123 \text{ m}$$

mittlere Kolbengeschwindigkeit muss der Kanalquerschnitt nach Gleichung 126

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30} = \frac{976 \cdot 2,123}{30} = \sim 69 \text{ qcm}$$

betragen. Denselben genügen bei

$$h = 34,5 \text{ cm} = 345 \text{ mm}$$

Kanalhöhe

$$a = \frac{69}{34,5} = 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}$$

Kanalweite. Die letztere ist bei den Einlasskanälen beibehalten, bei den Auslasskanälen jedoch auf

$$a_0 = 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

vergrössert worden, sodass bei diesen die Gleichung 126 zu Grunde gelegte Dampfgeschwindigkeit nur

$$30 \frac{2}{3,5} = \sim 17 \text{ m}$$

beträgt. Der Durchmesser der Korlissähne ist hier ungefähr gleich dem grössten Werte der Gleichung 191, nämlich

$$d = \frac{D}{3} = \frac{355}{3} = \sim 120 \text{ mm}$$

genommen.

Zur Bestimmung des Voreilwinkels  $\delta$  für das Excenter ist ein Voraustritt von 1%<sup>1)</sup>, eine Kompression (einschliesslich 1/4% Voreintritt) von 6,5% gewählt und sind die für den Beginn beider Perioden massgebenden Hauptkurbellagen OIII bzw. OIV in Fig. 1a, Taf. 48 für eine unendlich lange Schubstange und einen reduzierten Hauptkurbelkreis von 50 mm Radius aufgesucht worden. Die Halbierungslinie OD' des Winkels IIIIOIV schliesst dann mit der zur geneigten Excenterstangenrichtung EE' senkrechten Geraden Y—Y einen Winkel

$$\delta = 18^\circ$$

ein. Die Excenterkurbel muss ferner, wie schon auf Seite 213 erklärt, der Hauptkurbel unter einem Winkel von  $90 - \delta^\circ$  naheilen, damit die beiden Auslassähne sich nach ihrer Mittellage bewegen bzw. aus dieser nach derselben Seite entfernen, wenn die Excenterkurbel dies in Bezug auf ihre Mittellage thut. Durch Zurücktragen des Winkels  $90 - \delta$  von OIII, OIV und OI (Beginn des Voreintrittes von 1/4%) aus erhält man dann die zugehörigen Lagen O3, O4 bzw. O1 der Excenterkurbel, während dieser Winkel, von OD' und dessen Verlängerung OD aus zurückgetragen, die Richtung für die Totlagen OE' und OE dieser Kurbel ergibt.

Die Hauptkurbellagen OD und OD', welche, abgesehen von der geringen Neigung der Excenterstange, mit der linken bzw. rechten Totlage OK<sub>0</sub> und OK<sub>0</sub>' einen Winkel von  $90 - \delta^\circ$  einschliessen, bestimmen, wie auf Seite 214 angeführt wurde, die grösste Füllung, welche die Steuerung zu geben vermag; dieselbe beträgt im vorliegenden Falle ohne Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge 33%. In der That findet aber, da bei der tiefsten Regulatorstellung eine

1) Der Voraustritt darf hier nicht zu gross angenommen werden, da sonst bei einer einigermaßen starken Kompression auch  $\delta$  gross, also  $90 - \delta$  und die hiervon abhängige grösste Füllung der Steuerung zu klein ausfällt.



besondere Sicherheitsvorrichtung überhaupt den Dampfeintritt verhindert, der Schluss der grössten Füllung etwas früher, nämlich bei der Hauptkurbellage OII für die linke Kolben-seite statt, und bestimmt sich hieraus die grösste Füllung bei unendlich langer Schubstange nur zu 30%. Wollte man noch etwas grössere Füllungen erzielen, so müsste man, da der Vorastritt kaum noch geringer genommen werden kann, die Kompression beschränken. Es fällt dann  $\delta$  etwas kleiner und  $90 - \delta$  etwas grösser aus.

Die Excentricität  $r$  des Excenters bestimmt sich, wenn, wie in der Zeichnung angegeben, die Kurbeln der Auslassshähne um einen Winkel von  $90^\circ$  ausschlagen, leicht wie folgt. Der Hub des Zapfens D (Fig. 1b, Taf. 48) ist gleich der Hypotenuse  $\overline{DD'}$  des rechtwinkligen Dreiecks  $O_1DD'$ , beträgt also bei

$$\overline{O_1D} = \overline{O_1D'} = 140 \text{ mm}$$

Hebellänge

$$\overline{DD'} = \sqrt{2 \cdot 140^2} = \sim 198 \text{ mm}$$

Ebenso gross ist abgerundet der Hub  $\overline{CC'}$  des Punktes C am Zwischenhebel, während derjenige  $\overline{BB'}$  des Punktes B oder die ebenso grosse doppelte Excentricität  $2r$  im Verhältnis der Hebelarme  $\overline{AC}$  und  $\overline{AB}$  kleiner sein kann. Für

$$\overline{AC} = 290 \text{ mm} \text{ und } \overline{AB} = 140 \text{ mm}$$

ergiebt sich

$$2r = \overline{BB'} = \overline{CC'} \frac{\overline{AB}}{\overline{AC}} = 198 \frac{140}{290} = 96 \text{ mm},$$

also

$$r = \frac{96}{2} = 48 \text{ mm}.$$

Um die inneren Überdeckungen  $i$  und das Voröffnen  $v_i$  der Auslassshähne zu erhalten, hat man bei dem linken Auslasshahn z. B. die der rechten Totlage  $OK_0'$  der Hauptkurbel, sowie die den Lagen OIII und OIV derselben (Fig. 1a, Taf. 48) entsprechenden Lagen des äusseren Steuerungsmechanismus aufzusuchen. Die diesbezüglichen Lagen der linken Auslassshahnkurbel, die ebenso wie die rechte einen Radius

$$\overline{O_2J} = \overline{O_1H} = 125 \text{ mm}$$

hat, sind in Fig. 1b, Taf. 48 mit  $O_2J_0'$  bzw.  $O_2J_3(J_4)$  bezeichnet. Bei den Mittellagen der Excenterkurbel steht die Hahnkurbel vertikal nach unten in  $J_m$ . Die Strahlen  $O_2J_m$  und  $O_2J_3(J_4)$  schneiden nun auf dem mit  $\frac{d}{2} = 60 \text{ mm}$  als Radius geschlagenen Hahnkreise eine innere Überdeckung

$$i = \sim 6,5 \text{ mm}$$

ab, während die Strahlen  $O_2J_3(J_4)$  und  $O_2J_0'$  in derselben Weise ein Voröffnen

$$v_i = \sim 9 \text{ mm}$$

für die linke Cylinderseite ergeben. Die erforderliche Breite der Auflagefläche des linken Auslassshahnes folgt aus Gleichung 179a. In dieselbe ist  $a = a_0 = 35 \text{ mm}$  und, da die Ausweichung des um  $90^\circ$  schwingenden Schiebers nach links und rechts aus seiner Mittellage gleich der halben Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks von  $\frac{d}{2} = 60 \text{ mm}$  Kathetenlänge ist,

$$w = \frac{1}{2} \sqrt{2 \cdot 60^2} = \sim 42,5 \text{ mm}$$

einzuführen. Hiermit und für  $x = 11 \text{ mm}$  bekommt man aus der erwähnten Gleichung

$$l = 35 + 6,5 + 42,5 + 11 = 95 \text{ mm}.$$

Die zum Antriebe der Einlassshähne dienenden Verlängerungen der unteren Hahnkurbeln haben

$$\overline{O_2M} = \overline{O_1G} = 80 \text{ mm}$$

Radius. Ebenso gross ist der Radius  $\overline{O_4N}$  und  $\overline{O_3P}$  der äusseren Kante des passiven Mitnehmers  $k_2$ , an der die Ausklinkung stattfindet. Der Abstand der inneren Kante des aktiven Mitnehmers  $k_1$ , die sich um den verstellbaren Mittelpunkt des Excenters E bewegt, dagegen ist nach Fig. 2, Taf. 48

$$\overline{w_2n} = \overline{w'n} = \overline{w''N_k} = 92,5 \text{ mm}.$$

Das erwähnte Excenter besitzt ferner

$$r_1 = 17,5 \text{ mm}$$

Excentricität, und die Mitte des Zapfens  $d_2$ , an welchem die vom Regulator kommende Stange  $R_2$  angreift, liegt

$$O_4d_2 = 75 \text{ mm}$$

von der Spindelmitte  $O_4$  entfernt. Ist dann die Sehne des Bogens, welchen die Mitte von  $d_2$  durchläuft, wenn der Regulator sich zwischen seinen Grenz-(höchsten und tiefsten)Lagen bewegt, 83 mm gross und hat jeder der beiden vertikalen Arme des dreiarmigen Regulatorhebels K (siehe Fig. 3, Taf. 48), an welchem die Stangen  $R_1$  und  $R_2$  anfassen, 150 mm, der horizontale Arm, der mit der Regulatormuffe in Verbindung steht, 110 mm Radius, so muss der Hub des Regulators annähernd

$$75 \frac{110}{150} = 55 \text{ mm}$$

betragen.

Sucht man schliesslich in Fig. 1a und b, Taf. 48 die Stellungen  $O_4N_1$  und  $O_4N_0$ , welche der passive Mitnehmer für den linken Einlasskanal bei den Hauptkurbellagen OI und  $OK_0$  zu Beginn des Voreintrittes bzw. bei der linken Totlage des Kolbens einnimmt, auf, wählt ferner die höchste Lage  $O_4N_k$  dieses Mitnehmers etwas unter der entsprechenden Lage  $O_4N'$  des aktiven Mitnehmers, damit der letztere hier sich auf den ersteren setzen kann, so schneiden die Strahlen  $O_4N_k$  und  $O_4N_1$  am Schieberumfang ein Stück

$$e = 34 \text{ mm},$$

ab, um welches der Schieber in seiner Endlage mit der steuernden Kante den Einlasskanal überdecken muss. Auf gleiche Weise ergeben die Strahlen  $O_4N_1$  und  $O_4N_0$  das Voröffnen für den Dampfeintritt zu

$$v_e = 2,5 \text{ mm}.$$

Der Schieber muss in seiner Druckfläche eine Breite erhalten, die aus Gleichung 179b für  $w = 0$  (da  $e$  auf die Endlage des Schiebers, nicht wie auf Seite 207 auf die Mittellage desselben bezogen ist) und  $x = 11 \text{ mm}$  zu

$$l' = 20 + 34 + 11 = 65 \text{ mm}$$

folgt.

2. Die Verbundmaschine, welche die in Fig. 6 bis 9, Taf. 49 dargestellte Wheelock-Steuerung der Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik, vormals



Joh. Zimmermann, in Chemnitz am kleinen Cylinder besass, hatte 500 bzw. 800 mm Cylinderbohrung, 1000 mm Hub und war für 80 Umdrehungen in der Minute bestimmt. Welches sind die Hauptverhältnisse der Steuerung?

Die beiden aussen liegenden Auslasshähne des kleinen Cylinders haben nach Fig. 6, links

$$d = 125 \text{ mm},$$

die innen liegenden Einlasshähne dagegen nur

$$d = 110 \text{ mm}$$

mittleren Durchmesser, welche in Bezug auf die Cylinderbohrung gemäss Gleichung 191 einem Verhältnis

$$\frac{D}{d} = 4 \text{ bzw. } 4,55$$

entsprechen.

Die nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders beträgt bei 78 mm Dicke der durch beide Cylinderdeckel gehenden Kolbenstange

$$O = 50^2 \frac{\pi}{4} - 7,8^2 \frac{\pi}{4} = \sim 1915 \text{ qcm},$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist

$$c_m = \frac{1 \cdot 80}{30} = \sim 2,67 \text{ m}.$$

Beide verlangen entsprechend der Gleichung 126 einen Kanalquerschnitt von vielleicht

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30} = \frac{1915 \cdot 2,67}{30} = \sim 170 \text{ qcm}.$$

Die Cylinderkanäle haben ebenso wie die Durchlasskanäle in den Schiebern (siehe Querschnitt in Fig. 6)

$$h = 37,4 \text{ cm} = 374 \text{ mm}$$

Höhe, bedürfen somit einer Weite von

$$a = \frac{170}{37,4} = 4,55 \text{ cm} = 45,5 \text{ mm}.$$

Diese Weite ist bei den Einlasshähnen (siehe Fig. 6, links), die doppelte Eröffnung bewirken, zur Ausführung gekommen, indem jeder der beiden Durchlasshähne

$$\frac{a}{2} = 2,3 \text{ cm} = 23 \text{ mm},$$

der Cylinderkanal selbst dagegen nur

$$a = 4,6 \text{ cm} = 46 \text{ mm}$$

Weite besitzt. Würde die volle Eröffnung des letzteren eintreten, so müsste derselbe wie beim Trickschen Schieber  $a + s$  weit gemacht werden. Bei den in der Zeichnung gewählten Verhältnissen findet aber, wie später gezeigt ist, höchstens eine Eröffnung von  $2 \cdot 20 = 40 \text{ mm}$  statt, sodass also die Kanalweite richtiger bei  $s = 12 \text{ mm}$  Stärke der inneren Wand

$$40 + 12 = 52 \text{ mm}$$

gemacht worden wäre. Der Kanal für den austretenden Dampf hat im Cylinder die oben berechnete Weite von

$$a = 46 \text{ mm},$$

im Hahn dagegen ist er, weil hier nur eine Eröffnung von höchstens 38 mm eintritt, demgemäss nur

$$a' = 38 \text{ mm}$$

weit bemessen worden.

Der Voreilwinkel  $\delta$  des steuernden Excenters ist in bekannter Weise zu bestimmen. Für 6% Kompression (einschliesslich  $\frac{1}{4}\%$  Voreintritt) und 8,5% Voraustritt auf der rechten Kolbenseite ergeben sich unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge in Fig. 7 die Hauptkurbellagen OIV bzw. OIII, und die Halbierungslinie  $\overline{OD'}$  des Winkels IIIIOIV schliesst mit der Senkrechten Y—Y auf die geneigte Excenterstangenrichtung einen Voreilwinkel

$$\delta = 28^\circ$$

ein. Damit nun die Schieber in Bezug auf ihre steuernde Kante die richtige Bewegung erhalten, muss, wie auf Seite 214 vermerkt, die Excenterkurbel der Hauptkurbel um einen Winkel von  $90 - \delta^\circ$  nacheilen. Durch Zurücktragen dieses Winkels erhält man die zu OI, OIII, OIV, OK<sub>0</sub> und OK<sub>0'</sub> gehörigen Excenterkurbellagen O 1, O 3, O 4, O o und O o' der Richtung nach.

Trägt man von der rechten Totlage OE der Excenterkurbel den Winkel  $90 - \delta$  voran, so giebt O II' diejenige Lage der Hauptkurbel bzw. diejenige Füllung an, welche höchstens durch Aufstossen der Steuerklinke F mit ihrer Bahn  $\alpha - \beta$  gegen die Knagge m (siehe Fig. 8) erzielt wird. Für alle grösseren Füllungen muss die Knagge n an der Bahn  $\gamma - \delta$  die Ausklinkung bewirken. O II' in Fig. 7 entspricht einer Füllung von  $21\%$  auf der rechten Kolbenseite bei endlicher Schubstangenlänge.

Der Radius des Hebels, auf welchen die Excenterstange wirkt, beträgt nach Fig. 6

$$\overline{O_1 A} = 220 \text{ mm}.$$

Der Ausschlagswinkel dieses Hebels ist

$$\alpha = 75^\circ.$$

Hieraus ergibt sich die Sehne des von A durchlaufenen Bogens, welche zugleich die doppelte Excentricität sein muss, zu

$$2r = 2 \cdot \overline{O_1 A} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 220 \cdot 0,609 = 268 \text{ mm},$$

also

$$r = \frac{268}{2} = 134 \text{ mm.}^1)$$

Für den obigen Schwingungswinkel bestimmt sich weiter der Bogen, um den die Auslasshähne aus ihrer Mitte nach beiden Seiten schwingen, zu

$$w = \frac{d \pi \alpha}{360 \cdot 2} = \frac{125 \pi 75}{360 \cdot 2} = \sim 41 \text{ mm}.$$

Diesem Bogen entspricht eine Sehne von

$$a' = \frac{d}{2} \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{125}{2} \cdot 0,609 = \sim 38 \text{ mm}.$$

Soweit ist, wie schon oben angegeben, der Durchlasskanal in jedem der beiden Auslasshähne gemacht, und das ist genügend gross, weil bei einer inneren Überdeckung

$$i = 0$$

der obige Bogen von 41 mm zugleich die grösste Eröffnung des Auslasskanales darstellt. Dass die innere Überdeckung der Auslasshähne bei der gewählten Grösse von Kompression und Voraustritt Null sein muss, ergibt sich sofort aus Fig. 7. Hier fallen nämlich die Hauptkurbellagen OIV und OIII, bei denen ja der rechte Auslasshahn den Cylinderkanal gerade schliesst bzw. öffnet, in eine einzige Grade und senkrecht also zu  $\overline{OD'}$ . Bei  $\overline{OD'}$  steht nun die Excenterkurbel und der Schieber in

1) In Fig. 7 ist die Excentricität  $r$  nicht massstäblich aufgetragen.



der einen Totlage (OE'), bei OIV und OIII somit in der Mittellage. Um das Voröffnen für den Dampfaustritt zu bekommen, hat man die den Totlagen  $OK_0$  und  $OK_0'$  der Hauptkurbel entsprechenden Lagen des Steuerungsmechanismus aufzusuchen. Nach Fig. 8 steht z. B. die Kurbel  $O_1D$  des rechten Auslasshahnes bei der Hauptkurbellage  $OK_0$  (Fig. 7) in  $O_1D_0$ , und diese Lage schneidet mit der Mittellage  $OD_m$  ( $D_3, D_4$ ), wo ja die Eröffnung des Auslasskanales beginnt, auf dem Hahnumfange ein Stück

$$v_i = \sim 19 \text{ mm}$$

ab. Die Breite der Druckfläche für den Auslasshahn (siehe Fig. 6, links) ergibt sich schliesslich für  $a = 46$  und  $x = 8 \text{ mm}$  nach Gleichung 179a zu

$$l = 46 + 0 + 41 + 8 = 95 \text{ mm.}$$

Die Kurbeln K der Einlasshähne haben (siehe Fig. 8, 9a und b)

$$\overline{O_3d} = 100 \text{ mm}$$

Radius. Konstruiert man für diesen Radius mit Hilfe des im eingeklinkten Zustande konstanten Abstandes der Zapfen D und d von 138 mm die Lagen  $O_3d$ ,  $O_3d_1$  und  $O_3d_0'$  der rechten Einlasskurbel bei der rechten Totlage der Excenterkurbel bzw. bei den Hauptkurbellagen OI und  $OK_0'$  (in Fig. 7), nimmt ferner die Stellung  $O_3d_k$  für die Schlusslage des Schiebers an, so schneiden die Strahlen  $O_3d_k$  und  $O_3d_1$  eine Überdeckung

$$e = 32 \text{ mm}^1),$$

die Strahlen  $O_3d_1$  und  $O_3d_0'$  ein Voröffnen

$$v_e = 1,5 \text{ mm,}$$

die Strahlen  $O_3d_1$  und  $O_3d$  die grösste Eröffnung des Cylinderkanales durch jeden der beiden Hahnkanäle von

$$\frac{1}{2} a_x = 20 \text{ mm}$$

am Schieberumfang ab.

Die übrigen Verhältnisse der Steuerung, wie die Form der Bahnen und Knaggen, welche die Ausklinkung bewirken, können nur durch Probieren, am besten mit Hilfe eines entsprechenden Modelles, ermittelt werden.

In Fig. 8 schliesst die Mittellinie des unteren Armes am Stellhebel H mit der Vertikalen einen Winkel

$$\beta_1 = 10^\circ$$

ein. Die dann erzielte Füllung beträgt, da der Augenblick der Ausklinkung gezeichnet ist und die Einlasskurbel in  $O_3d_0'$ , die Hauptkurbel in  $OK_0'$  (Fig. 7) steht, Null. In Fig. 9b dagegen ist der erwähnte Winkel

$$\beta_2 = 18,5^\circ$$

und liegt auf der anderen Seite der vertikalen Mittellinie. Da auch hier der Augenblick der Ausklinkung dargestellt ist und sich die Einlasskurbel in  $O_3d_2$  befindet, welcher Stellung die Hauptkurbellage OII bzw. eine Füllung von 64,5% (Fig. 7) bei endlicher Schubstangenlänge auf der rechten Kolbenseite entspricht, so ist der Gesamtausschlag des Hebels, wenn die letztgenannte Füllung zugleich die grösste ist,

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 = 28,5^\circ.$$

1) Bei der Schlusslage der Einlassschieber müssen also in Fig. 6 links die Kanten 1 und 2 des Schiebers um 32 mm von den Kanten 3 bez. 4 des Kanales abstehen.

Der vertikale Arm des Hebels H hat einen Radius von 175 mm; er bedarf also in der Mitte seines unteren Bolzens einer Verstellung durch den Regulator um einen Bogen von

$$175 \cdot \pi \frac{28,5}{180} = 87 \text{ mm}$$

Länge. Bei einer Übersetzung von 1:2,3 im übrigen Stellzeuge würde dies einen Regulatorhub von

$$\frac{87}{2,3} = \sim 38 \text{ mm}$$

nötig machen.

3. Die in Fig. 1 bis 5, Taf. 49 dargestellte Frikart-Steuerung entspricht in ihren Verhältnissen derjenigen des kleinen Cylinders einer Verbundmaschine, die auf der allgemeinen Landesausstellung in Prag von der Maschinenfabrik Märky, Bromovsky & Schulz in Prag ausgestellt war. Die Maschine besass 400 bzw. 600 mm Cylinderbohrung bei 1200 mm Hub und machte 80 Umdrehungen in der Minute. Welches sind die Hauptverhältnisse der Steuerung?

Für

$$O = 40 \frac{2}{4} \pi - \frac{1}{2} 7,2 \frac{2}{4} \pi = \sim 1236 \text{ qcm}$$

nutzbare Kolbenfläche des kleinen Cylinders und

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{1,2 \cdot 80}{30} = 3,2 \text{ m}$$

mittlere Kolbengeschwindigkeit ergibt sich aus Gleichung 126 bei reichlicher Bemessung ein Kanalquerschnitt von vielleicht

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{26} = \frac{1236 \cdot 3,2}{26} = \sim 1525 \text{ qcm}$$

als vorteilhaft. Denselben genügt bei einer Kanalhöhe (siehe Fig. 5)

$$h = 38,5 \text{ cm} = 385 \text{ mm}$$

eine Kanalweite von

$$a = \frac{1525}{38,5} = \sim 4 \text{ cm} = 40 \text{ mm.}$$

Behält man diese Weite bei den Einlasskanälen bei, vergrössert dieselbe aber bei den Auslasskanälen auf

$$a_0 = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm,}$$

so entsprechen die letzteren einem Werte von

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{26} \frac{5}{4} = \frac{O \cdot c_m}{20,8}.$$

Der Durchmesser der Korlissähne ist

$$d = 145 \text{ mm,}$$

welcher Wert noch grösser als der in Gleichung 177 angegebene grösste Wert von  $d = \frac{D}{3}$  ist.

In Fig. 1 sind unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge für 8% Kompression (inkl. 0,5% Voreintritt) und 1,5% Voraustritt auf der rechten Kolbenseite die Hauptkurbellagen OIV und OIII aufgesucht worden. Dieselben liefern in der Halbierungslinie  $\overline{OD}$  ihres Winkels IVOIII und in der Senkrechten Y—Y zur mittleren Richtung der Excenterstange den erforderlichen Voreilwinkel des Excenters von

$$\delta = 21^\circ.$$



Die Excenterkurbel muss dann der Hauptkurbel unter einem Winkel von  $90 - \delta^\circ$  nachteilen, damit die Schieber die richtige Bewegung in Bezug auf die Kanalkante, an der sie öffnen oder schliessen, erhalten.

Die Steuerscheibe S in Fig. 1b und der Zwischenhebel ABC in Fig. 1a schwingen um einen Winkel

$$\alpha = 65^\circ,$$

und zwar symmetrisch zu ihren vertikalen Mittellagen. Die Länge der Hebel beträgt

$$\overline{AC} = \overline{SD} = 425 \text{ mm und } \overline{AB} = 225 \text{ mm},$$

womit sich die Sehnenlänge des vom Punkte B durchlaufenen Bogens zu

$$\overline{BB'} = 2 \cdot \overline{AB} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 225 \cdot 0,5573 = \sim 242 \text{ mm}$$

ergibt. Ebenso gross muss die doppelte Excentricität des steuernden Excenters, also

$$r = \frac{242}{2} = 121 \text{ mm},$$

sein.

Bei den unteren Auslasshähnen haben die treibenden Kurbeln an der Steuerscheibe

$$\overline{SF} = \overline{SG} = 360 \text{ mm},$$

die getriebenen auf den Hahnspindeln

$$\overline{O_1H} = \overline{O_2J} = 120 \text{ mm}$$

Radius. Die eine Endlage  $O_1H$  und  $O_2J'$  der letztgenannten Kurbeln ist genügend weit von ihren Totlagen gewählt worden. Beim rechten Auslasshahn ergibt sich dann z. B. der Bogen  $\widehat{H_m H_v}$ , um welchen die Kurbel bei geschlossenem Schieber aus ihrer Mittelstellung schwingt, zu 60 mm; der entsprechende Weg des Hahnes ist also

$$w = 60 \frac{d}{2 \cdot \overline{O_1H}} = 60 \frac{145}{2 \cdot 120} = \sim 36 \text{ mm}.$$

Um weiter die innere Überdeckung  $i$  und das Voröffnen  $v_i$  des rechten Auslasshahnes zu erhalten, hat man in Fig. 1 durch Zurücktragen des Winkels  $90 - \delta$  die zu den Hauptkurbellagen  $OIII$ ,  $OIV$  und  $OK_0$  gehörigen Excenterkurbellagen  $OE_3$ ,  $OE_4$  und  $OE_0$ , sowie die mit den Indizes 3, 4 und 0 bezeichneten bezüglichen Lagen des äusseren Steuerungsmechanismus aufzusuchen. Es schneiden dann in Fig. 1b die Strahlen  $O_1H_m$  und  $O_1H_3(H_4)$  eine innere Überdeckung

$$i = 19 \text{ mm},$$

die Strahlen  $O_1H_3(H_4)$  und  $O_1H_0$  ein Voröffnen

$$v_i = 22,5 \text{ mm}$$

auf dem Schieberumfang ab. Für die Druckfläche des rechten Auslasshahnes liefert schliesslich Gleichung 179a mit  $a = a_0 = 50 \text{ mm}$  und  $x = 10 \text{ mm}$  eine Breite

$$l = 50 + 19 + 36 + 10 = 115 \text{ mm}.$$

Für die Steuerungsteile der Einlasshähne können die passendsten Verhältnisse natürlich nur durch Probieren ermittelt werden. Es beträgt im vorliegenden Falle:

der Radius der treibenden Kurbeln an der Steuerscheibe (Fig. 1b)

$$\overline{SM} \text{ und } \overline{SL} = 300 \text{ mm},$$

derjenige der getriebenen Kurbeln auf den Hahnspindeln

$$\overline{O_4N} \text{ und } \overline{O_3P} = 180 \text{ mm},$$

derjenige der Kurbeln K (Fig. 1b, 3 und 4)

$$\overline{O_3Q} = \overline{Qf} = 100 \text{ mm}.$$

Die aktive Mitnehmerklinke  $k$  ist ferner in ihrer Druckfläche nach einem Radius von 75 mm gekrümmt, während die äussere, für das Abschnappen massgebende Kante der passiven Mitnehmerklinke  $p$  78 mm von der Mitte  $O_3$  der Hahnspindel absteht.

Die Excenterstange ist von Mitte Auge bis Mitte Excenter 3000 mm lang, der Punkt X (Fig. 1a), in welchem die Stange  $Z_1$  für die zweite Bewegung der passiven Mitnehmer anschliesst, ist 1230 mm von dem Excenterstangenauge entfernt. Die beiden Arme des Hebels  $K_1$  haben

$$\overline{xz} = 600 \text{ mm und } \overline{xy} = 360 \text{ mm}$$

Radius und sind unter einem Winkel von  $70^\circ$  gegeneinander geneigt. Bei dem Hebel  $K_2$  ist der Radius des unteren vertikalen Armes (Fig. 5 und 2a) zu

$$\overline{yc} = 90 \text{ mm},$$

der des horizontalen Armes zu

$$\overline{ya} = 180 \text{ mm}$$

angenommen worden. Mit Hilfe der vorstehenden Abmessungen können dann die in den Figuren angedeuteten Bewegungskurven in der Weise, wie dies auf Seite 216 angegeben wurde, konstruiert werden. Man erhält bei den vorliegenden Verhältnissen und bei einem Regulatorhub von 110 mm auf der rechten Seite des Kolbens Füllungen, die von 0 bis  $70\%$  reichen. Da der letztere Wert reichlich gross ist, und meistens bei Verbundmaschinen nur grösste Füllungen von 50 bis  $60\%$  beim kleinen Cylinder verlangt werden, so könnte der Regulatorhub auch noch kleiner gemacht werden.

Nach Fig. 3 schneiden die Strahlen  $O_3q$  und  $O_3q'$ , von denen der erste für die Schlusslage des Hahnes, der zweite für den Beginn des Voreintrittes ( $OI$  in Fig. 1) gilt, eine äussere Überdeckung

$$e = 26 \text{ mm},$$

die Strahlen  $O_3q'$  und  $O_3q''$ , von denen der letztere der Stellung des passiven Mitnehmers bei der Totlage ( $OK_0'$  in Fig. 1) der Hauptkurbel entspricht, ein Voröffnen

$$v_e = 7 \text{ mm}$$

auf dem Schieberumfang ab. Die Druckfläche des Einlasshahnes muss nach Gleichung 179b, in welche  $w = 0$  einzuführen ist, da  $e$  schon auf die Schluss-, nicht auf die Mittellage bezogen ist, für  $x = 14 \text{ mm}$  eine Breite von

$$l' = 40 + 26 + 14 = 80 \text{ mm}$$

erhalten, die natürlich der Druckentlastung wegen bis auf Leisten an den Enden ausgespart werden kann.

§ 44.

### Die Ventilsteuerungen von Sulzer.

#### Die neue Ventilsteuerung von Collmann.

#### Expansionsapparate.

Die Ventilsteuerungen der **Gebr. Sulzer in Winterthur** bilden die zweite Hauptgruppe der Ausklinksteuerungen. Die erste Form der Sulzersteuerung (Patent 1873) zeigt Fig. 1, Taf. 43.

Die allgemeine Anordnung der Abschlussorgane und der äusseren Steuerung ist die bei Ventilmaschinen übliche.



Als Abschlussorgane dienen vier fast vollständig entlastete Doppelsitzventile, von denen zwei für den Einlass oben, zwei für den Auslass unten an den beiden Enden des Cylinders angeordnet sind. Bewegt werden diese Ventile von einer sogenannten Steuerwelle, die parallel zum Rahmen und Cylinder der Maschine liegt und durch zwei konische Räder (bisweilen auch Schnecke und Schneckenrad) angetrieben wird, von denen das eine hinter dem Hauptlager auf der Kurbelwelle, das andere senkrecht dazu auf der erwähnten Steuerwelle sitzt.

In Fig. 1, Taf. 43 ist die Steuerwelle mit  $w$  bezeichnet. Dieselbe trägt im vorliegenden Falle zwei Excenter zur Bewegung der oberen Einlass- und zwei unrunde Scheiben<sup>1)</sup> zur Bewegung der unteren Auslassventile. Die Excenter sitzen in der Vertikalebene, welche durch die Mitte von Ein- und Auslassventil an jeder Seite des Cylinders senkrecht zur Längsachse des letzteren geht, die unrunder Scheiben befinden sich neben den Excentern und zur Seite zweier Lager, welche die Steuerwelle am Cylinder stützen.

Zur Bewegung der Einlassventile sind an jedem der erwähnten Excenter zwei Flachschiene  $B$  befestigt, die an ihrem oberen Ende wieder durch ein mit Zapfen  $d$  eingesetztes, drehbares Querstück  $F$  untereinander verbunden sind. Letzteres ist ausgebuchtet und dient einer Stange  $S$  als Führung. Im Auge  $h$  dieser Stange schliesst weiter der Arm  $E_2$  eines im Punkte  $g$  drehbar am Ventilgehäuse verlagerten, zweiarmigen Hebels an, der mit seinem anderen Arme  $E_1$  die Stange des Einlassventiles erfasst und dieses nach oben hin aus der dargestellten Schlusslage bewegt, also öffnet, sobald der Arm  $E_2$  und die Stange  $S$  aus ihrer Lage nach unten gehen. Eine solche Bewegung wird eintreten, wenn der am unteren Ende der Schienen  $B$  zwischen diesen befestigte aktive Mitnehmer  $H$  bei der Drehung des Excenters sich nach der Mitte  $O$  der Steuerwelle  $w$  hin bewegt und dabei den passiven Mitnehmer  $G$ , der in einer bügelartigen Verlängerung der Stange  $S$  sitzt, erfasst und mitnimmt. Sobald aber der passive Mitnehmer von dem aktiven gelöst wird, treibt eine im oberen Ventilgehäuse befindliche Spiralfeder das Einlassventil schnell in seine Schlusslage zurück, wobei ein unter der Feder befindlicher Luftpuffer ein zu hartes Aufsetzen des Ventiles auf seine Sitzflächen verhüten soll.

Der Augenblick der Ausklinkung und die Füllung, soweit dieselbe von dem ersteren abhängt, ist nun bei der vorliegenden Sulzersteuerung dadurch veränderlich gemacht, dass der passive Mitnehmer  $G$  bei einer Änderung im Beharrungszustande der Maschine durch den Regulator senkrecht zu den Schienen  $B$  verstellt werden kann. Der Mitnehmer  $G$  ist nämlich durch eine kleine Stange  $D$  mit einem Hebel  $C$  verbunden, der fest auf der Regulatorwelle  $w_1$  sitzt; beide, also  $w_1$  und  $C$ , werden bei einer Änderung im Belastungszustande durch den Regulator gedreht, und dadurch wird die angegebene Verschiebung

1) Bei der Original-Sulzersteuerung vom Jahre 1873 wurden die Auslassventile auch durch die Excenter der Einlassventile angetrieben.

bezw. Einstellung des passiven Mitnehmers bewirkt. Bei unveränderter Belastung hält natürlich der Regulator den Hebel  $C$  in einer dem zugehörigen Füllungsgrade entsprechenden Lage fest. Je weiter aber der Mitnehmer  $G$  durch den Regulator in die Schienen  $B$  hineingezogen wird, desto später tritt die Ausklinkung ein und desto grösser wird die Füllung, je weiter  $G$  durch den Regulator aus den Schienen herausgeschoben wird, desto früher findet die Ausklinkung statt und desto kleiner fällt die Füllung aus. Wird  $G$  weit genug in die Schienen hineingerückt, so tritt überhaupt keine Ausklinkung ein, und dann giebt die Steuerung die grösste Füllung, welche sie überhaupt zu geben vermag.

Zum besseren Verständnis des Vorstehenden sind in Fig. 1a, Taf. 43<sup>1)</sup> die Verhältnisse der Steuerung nochmals schematisch angedeutet und die Bewegungskurven der massgebenden Punkte und Kanten eingetragen worden.

$O$  ist hier der Mittelpunkt der Steuerwelle, und  $I, o, 1, 2, \dots, 9$  geben die verschiedenen Lagen des Excentermittels, das sich auf einem mit der Excentricität  $r$  als Radius beschriebenen Kreise bei einer Drehung der Steuerwelle bewegt.  $Od$  entspricht weiter der theoretischen Länge der Excenterstange bezw. der Schienen  $B$ , von welchen sich der Punkt  $d$  mit grosser Annäherung auf einer durch  $O$  gehenden geraden Linie bewegt. Man erhält die angegebenen, verschiedenen Lagen  $d, o, 1, 2, \dots, 9$  des Punktes  $d$ , wenn man mit der Stangenlänge  $Od$  von den zugehörigen Punkten des Excentermittels aus auf der erwähnten Geraden einschneidet. Die steuernde Kante der Druckplatte  $k$  des aktiven Mitnehmers endlich beschreibt bei einer Drehung der Steuerwelle, die in dem angedeuteten Sinne vor sich geht, eine eiförmige Kurve. Die eingetragenen Punkte  $a, o, 1, 2, \dots, 9$  derselben ergeben sich, wenn man von den zugehörigen Lagen  $I, o, 1, 2, \dots, 9$  des Excentermittels aus mit dem Abstände dieses letzteren von der Druckfläche des aktiven Mitnehmers auf der jeweiligen Lage der Schienenrichtung, wie sie durch die Verbindungslinien  $Id, o-o, 1-1, \dots$  der Mitten des Excenters und Bolzens  $d$  festgelegt ist, einschlägt und in dem erhaltenen Punkte senkrecht zur Schienenrichtung den Abstand aufträgt, um welchen die steuernde Kante des aktiven Mitnehmers aus der Längsmittle der Schienen liegt.

Die Stange  $D$  schwingt bei der Mitnahme des passiven Mitnehmers durch den aktiven um die vom Regulator eingestellte Lage des Punktes  $b$ .

In Fig. 1a ist nun  $OI$  diejenige Lage der Excenterkurbel und  $a$  die zugehörige Lage der steuernden Kante des aktiven Mitnehmers  $k$ , bei welcher der letztere sich auf den passiven Mitnehmer setzt und diesen bei weiterer Drehung der Maschine nach der Steuerwelle hin bewegt; die Lage  $OI$  bezw.  $a$  entspricht also dem Beginn des Voreintrittes. Ist die Excenterkurbel dann nach  $Oo$  und die steuernde Kante von  $k$  nach dem Punkte  $o$  der eiförmigen Kurve gekommen, so befindet sich die Hauptkurbel und der Kolben in der Totlage und das Ventil ist um ein Stück gehoben, welches bei den Schiebersteuerungen als Voröffnen bezeichnet wurde.

Die Lage des Hebels  $C$  auf der Regulatorwelle ist in Fig. 1a für zwei verschiedene Regulatorstellungen angedeutet; die ausgezogene Lage  $Ab$  dieses Hebels entspricht der normalen, die strichpunktirte Lage der

1) Fig. 1a ist gegen Fig. 1 umgeklappt gezeichnet.







Man berechnet zunächst die erforderliche Ventil-  
erhebung für die normale Füllung aus der Gleichung

$$a_x = \frac{0 \cdot c_x}{2d\pi \cdot w_x} \quad \dots \quad 192$$

in welcher

$d$  den Durchmesser der Ventilsitzflächen,

$w_x$  die zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei der noch keine Drosselung des frischen Dampfes eintritt, bezeichnet. Letztere wurde bei den Schiebersteuerungen zu 50 bis 60 m angegeben, dürfte hier aber wohl niedriger zu wählen sein, da der Dampf beim Durchströmen eines Ventiles seine Richtung mehrfach ändern muss. Die Kolbengeschwindigkeit  $c_x$  ist aus dem Winkel zu bestimmen, um welchen sich die Hauptkurbel beim Schluss der Füllung aus ihrer Totlage gedreht hat. In Fig. 140 des Textes ist dieser Winkel mit  $\omega_x$  und die der normalen Füllung entsprechende Hauptkurbellage mit O II bezeichnet. Für  $a_x$ , das in der Figur gleich der Strecke  $\overline{IB_2} - \overline{IB_1}$  ist, ergibt sich nun die Beziehung

$$a_x = r \cdot \sin(\omega_x + \delta) - e$$

oder, da

$$\frac{1}{2} v_e = r \cdot \sin \delta - e$$

ist, auch

$$a_x - \frac{1}{2} v_e = r \cdot \sin(\omega_x + \delta) - r \cdot \sin \delta,$$

woraus

$$r = \frac{a_x - \frac{1}{2} v_e}{\sin(\omega_x + \delta) - \sin \delta} \quad \dots \quad 193$$

folgt. Aus dieser Gleichung kann die Excentricität  $r$  berechnet werden, sobald  $v_e$  und  $\delta$  gewählt sind. Bei dieser Wahl ist Rücksicht darauf zu nehmen, dass  $r$  nicht zu gross ausfällt. Ist das der Fall, so muss man namentlich  $\delta$  verringern. Der grösste Ventilhub beträgt

$$a = r - e = r(1 - \sin \delta) + \frac{1}{2} v_e$$

und übersteigt bei den vorliegenden Steuerungen aus später zu erörternden Gründen 16 bis 18 mm für gewöhnlich nicht.

In der Gleichung 193 ist angenommen, dass die Hebelarme  $E_1$  und  $E_2$  des Ventilhebels in Fig. 1, Taf. 43 gleich sind. Ist das nicht der Fall, so hat man den Ventilhub  $a_x$  mit dem entsprechenden Verhältnis beider zu multiplizieren.

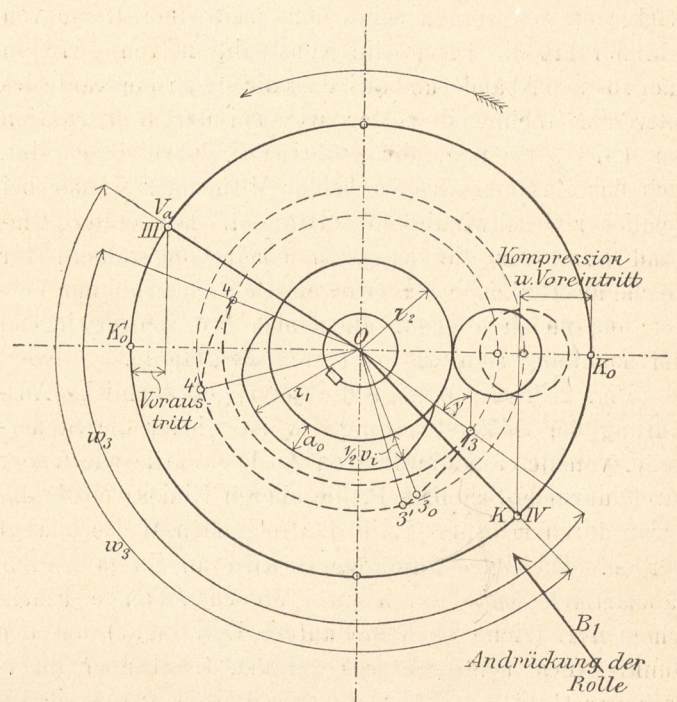
Die zur Bewegung des Auslassventiles dienende unrunde Scheibe P in Fig. 1, Taf. 43 besitzt zwei Bahnen von verschiedenen Radien, mit denen sie sich bei einer Drehung der Steuerwelle unter der Rolle R der unteren Stange  $B_1$  bewegt. Diese Stange wirkt vermittelt des zweiarmigen Hebels  $K_1 K_2$  auf die Spindel des Auslassventiles. Eine Spiralfeder im unteren Ventilgehäuse zieht das gehobene Auslassventil auf seine Sitzfläche zurück und drückt die Rolle R gegen die unrunde Scheibe. Solange nun von der letzteren die Bahn mit kleinerem Radius sich unter der Rolle bewegt, ist das Ventil geschlossen, und erst wenn die Bahn mit grösserem Radius unter die Rolle gelangt, wird die Stange  $B_1$  das Ventil heben und öffnen, was so lange andauern wird, als diese letztgenannte Bahn unter der Rolle verbleibt.

In Fig. 141 des Textes ist die unrunde Scheibe nochmals in grösseren Verhältnissen dargestellt. Ist  $K_0 K'_0$  der Durchmesser des reduzierten Hauptkurbelkreises und O III die Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Hauptkurbellage bei Beginn des Voraustrittes, O IV diejenige bei Beginn der Kompression, so muss sich also die Rolle während des Drehwinkels  $\omega_3 = \text{III O IV}$  unter der Bahn von grösserem Radius befinden. Steht somit die Hauptkurbel in O III, so muss die Scheibe mit dem Radius O 3 in die Mitte der Stange  $B_1$  bzw. in die angedeutete Andrückrichtung der Rolle fallen, während dies bezüglich des Radius O 4 der Scheibe der Fall sein muss, wenn die Hauptkurbel in O IV steht. 3 O 4 ist wieder der Winkel  $\omega_3$ . Kommt weiter O 3<sub>0</sub> in die Richtung von  $B_1$  zu liegen, so befindet sich die Hauptkurbel in der Totlage O K<sub>0</sub>; O 3<sub>0</sub> schneidet also zwischen den Kreisen der beiden Bahnen das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_1$  ab. Gelangt schliesslich die Scheibe mit O 3' in die Richtung von  $B_1$ , so ist das Ventil ganz geöffnet, während dasselbe anfängt, sich zu schliessen, sobald O 4' nach  $B_1$  kommt.

Für die Konstruktion der unrunder Scheibe ist zu beachten, dass die Bahn 3 3', auf welcher sich der Mittelpunkt der Rolle beim Anheben des Ventiles bewegt, eine

Fig. 141.



logarithmische Spirale sein muss, die mit jedem Radius den Winkel  $\gamma$  einschliesst. Der letztere muss stets grösser als  $45^\circ$  sein, wenn die Bewegung sicher vor sich gehen soll. Die Begrenzung der eigentlichen Scheibe an der zugehörigen Stelle ist eine Äquidistante zu 3 3'. Die Differenz der Scheibenradien

$$a_0 = r_1 - r_2$$

ist gleich dem grössten Ventilhub<sup>1)</sup>, der hier grösser als bei den Einlassventilen gewählt werden kann, da die Auslassventile ja durch die unrunder Scheiben zwangsläufig bewegt werden. Je grösser man  $r_1$  und  $r_2$  wählt, desto schneller geht das Öffnen des Ventiles vor sich und umgekehrt. Damit man den Voraustritt und die Kompression innerhalb gewisser Grenzen später einstellen kann, führt man die unrunder Scheiben jetzt fast stets zweiteilig aus, wie dies im letzten Abschnitte erklärt ist.

1) Die Hebel  $K_1$  und  $K_2$  gleich vorausgesetzt.



Auf der Pariser Weltausstellung des Jahres 1878 trat die Firma Gebr. Sulzer in Winterthur mit einer neuen Ausklinksteuerung an die Öffentlichkeit. Bei der Konstruktion vom Jahre 1873 trifft nämlich, wie aus Fig. 140 des Textes ersichtlich ist, der aktive Mitnehmer dann auf den passiven, wenn die Excenterkurbel in der Nähe ihrer Mittellage steht, wenn also die Geschwindigkeit der Excenterkurbel und des aktiven Mitnehmers eine verhältnismässig grosse ist. Dies hat den Vorteil, dass die Einlassventile mit grosser Geschwindigkeit angehoben und geöffnet werden, bringt aber auch den Nachteil mit sich, dass der aktive Mitnehmer ziemlich heftig auf den passiven trifft. Dieser letztere Übelstand sollte nun durch die Konstruktion vom Jahre 1878, bei welcher der aktive Mitnehmer eine herzförmige Kurve beschrieb, gemildert und dadurch eine gegen die frühere Konstruktion höhere Umdrehungszahl der Steuerung ermöglicht werden. Es muss dies wohl aber nicht in dem erhofften Grade und Erfolge erzielt worden sein, denn seit einer Reihe von Jahren führt die Firma die Konstruktion von 1878 in einer solchen Abänderung aus, dass die steuernde Kante des aktiven Mitnehmers wieder wie bei der Konstruktion von 1873 eine ungefähr elliptische Kurve beschreibt, auch das Zusammentreffen beider Mitnehmer wieder bei ziemlicher Geschwindigkeit stattfindet. Der letztere Umstand kann für die mässigen Umdrehungszahlen, für welche ausklinkende Steuerungen doch immerhin nur Verwendung finden können, auch nicht so schwerwiegend und nachteilig sein, als man anfangs glaubte.

Fig. 2, Taf. 43 zeigt die jetzt gebräuchliche Ausführung der Sulzersteuerung.  $w$  ist wieder die Steuerwelle, von der aus die unteren Auslassventile wie früher durch unrunde Scheiben  $P$ , die oberen Einlassventile dagegen durch Excenter  $E$  in der folgenden Weise bewegt werden. Die Excenterstange  $B$  wird an ihrem oberen, gabelartigen Ende durch zwei aussen sitzende Flachschienen  $L$  (siehe auch die untere Detailfigur) um den Punkt  $g$  des Ventilgehäuses geführt, trägt aber innerhalb der Gabel, drehbar auf dem Bolzen  $f$ , der sie zugleich mit den Schienen  $L$  verbindet, den zweiarmigen aktiven Mitnehmer  $H_1 H_2$ . Sobald der Arm  $H_2$  des letzteren sich auf den passiven Mitnehmer  $G_2$  setzt und diesen nach unten bewegt, wird durch den anderen Arm  $G_1$  das Einlassventil gehoben und geöffnet, um nach erfolgter Ausklinkung zwischen den beiden Mitnehmern durch eine Spiralfeder im Ventilgehäuse unter Zuhilfenahme eines Luftpuffers wieder geschlossen zu werden.

Der Augenblick der Ausklinkung bzw. die Grösse der Füllung, soweit diese durch den ersteren bedingt ist, hängt nun von der Einstellung ab, welche der Hebel  $H_1 H_2$  auf seinem Bolzen  $f$  erfährt, da diese Einstellung im Verein mit dem Excenterantrieb massgebend für die Bewegung des aktiven Mitnehmers  $H_2$  ist. Je höher nämlich  $H_1$  und je näher  $H_2$  dem Ventilgehäuse gerückt wird, desto später erfolgt die Ausklinkung und desto länger dauert die Füllung, je tiefer dagegen  $H_1$  und je weiter  $H_2$  von dem Ventilgehäuse entfernt wird, desto früher tritt die Ausklinkung ein und desto kleiner wird

die Füllung. Die erwähnte Einstellung des Hebels  $H_1 H_2$  auf dem Bolzen  $f$  erfolgt natürlich durch den Regulator, der wieder die Regulatorwelle  $w_1$  und den auf ihr festgekeilten Hebel  $C$  bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine dreht. Die Lage von  $C$  bedingt dann auch diejenige des um  $b$  drehbaren Winkelhebels  $D$ , der mit seinem Ende  $d$  durch die am Excenter hängende Stange  $T$  geführt wird, mit seinem Ende  $c$  aber die mit  $H_1$  verbundene Stange  $S$  erfasst.

In Fig. 2a, Taf. 43 sind des besseren Verständnisses wegen die Verhältnisse der Steuerung nochmals schematisch angedeutet und die Bewegungskurven der einzelnen Punkte eingetragen worden.

$O$  ist die Mitte der Steuerwelle, um die sich auf einem Kreise vom Radius  $r$  die Mitte des Excenters bewegt.  $I, 0, 1, 2, \dots, 9$  geben verschiedene Lagen dieser Excentermitte. Die Mitte des Bolzens  $f$  schwingt auf einem Kreisbogen um  $g$ , und die Lagen  $f, 0, 1, 2, \dots, 9$  des Bolzenmittels erhält man offenbar, wenn man in die zugehörigen Lagen des Excentermittels einsetzt und mit der Excenterstangenlänge  $If$  auf dem Kreisbogen einschneidet, der mit  $fg$  als Radius um  $g$  geschlagen ist. Der Punkt  $e$  weiter, in welchem die Stange  $T$  zur Verbindung des Excenters mit dem Hebel  $D$  anschliesst, beschreibt eine Kurve, deren einzelne Punkte so liegen müssen, dass die Seiten des Dreiecks  $Ife$  für alle Lagen gleich bleiben. Man erhält also die Punkte der Kurve von  $e$ , wenn man von den gleich bezeichneten Lagen der Excentermitte und des Bolzens  $f$  Kreise mit  $Ie$  bzw.  $fe$  als Radius schlägt und deren Schnittpunkte aufsucht. Die Endpunkte  $c$  und  $d$  des Hebels  $D$  bewegen sich auf Kreisbögen um den Punkt  $b$  des vom Regulator eingestellten Hebels  $C$ , dessen Lage in der Figur für drei verschiedene Füllungen angegeben ist. Die verschiedenen Lagen des Punktes  $d$  können deshalb leicht aus denjenigen des Punktes  $e$  mit Hilfe der Stangenlänge  $T$ , die Lagen des Punktes  $c$  leicht aus denjenigen des Punktes  $d$  mit Hilfe des Abstandes  $cd$  konstruiert werden.

Die Kurve des Punktes  $h$  ergibt sich ferner aus den Schnittpunkten der Kreise, die aus den zusammengehörigen Lagen der Punkte  $f$  und  $c$  mit der Länge  $fh$  des Hebels  $H_1$  bzw. der Länge  $ch$  der Stange  $S$  als Radius geschlagen werden. Die Kurve der steuernden Kante  $k'$  des aktiven Mitnehmers erhält man schliesslich, sobald man aus den zusammengehörigen Punkten der Kurven von  $f$  und  $h$  mit der Länge  $fk'$  des Hebels  $H_2$  bzw. mit dem Abstände  $hk'$  als Radius Kreise zieht und deren Schnittpunkte bestimmt.

In Fig. 2a, Taf. 43 entspricht nun die ausgezogene Kurve der steuernden Kante  $k'$  dem normalen Füllungsgrade der Maschine. Bei Beginn des Dampfvoeintrittes nehmen die beiden Mitnehmer die schraffiert angedeutete Lage ein, und die Excenterkurbel steht in  $OI$ . Kommt letztere nach  $Oo$  und  $k'$  ebenfalls nach dem Punkte  $o$  der elliptischen Kurve, so befindet sich die Hauptkurbel in ihrer zugehörigen Totlage. Die Strecke  $k'o$  stellt also, wenn die beiden Arme  $G_2$  und  $G_1$  des passiven Mitnehmers gleich sind, das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$  dar. Die Ausklinkung geht bei der normalen Füllung in  $x$  vor sich, da sich hier der Kreisbogen um  $g$ , auf welchem sich die steuernde Kante  $k$  des passiven Mitnehmers bewegen muss, mit der ausgezogenen Kurve von  $k'$  schneidet. Da  $x$  ferner zwischen den Punkten 1 und 2 dieser letzteren Kurve liegt, so hat sich also die Excenterkurbel aus ihrer Lage  $Oo$ , die Hauptkurbel aus ihrer Totlage um einen



Winkel gedreht, der durch  $Oo$  und einen zwischen 1 und 2 auf dem Excenterkreis liegenden Punkt bestimmt ist.

Weiter sind in der Figur noch zwei andere Kurven der Kante  $k'$  angedeutet, von denen die punktierte der grössten, die strichpunktierte der kleinsten Füllung entspricht. Wo diese Kurven von dem Kreisbogen der Kante  $k$  geschnitten werden, tritt die Ausklinkung ein, nämlich im ersteren Falle bei  $y$ , im letzteren Falle bei  $z$ . Die bei der grössten und kleinsten Füllung stattfindenden Kurven des Punktes  $h$  sind nicht in die Figur eingetragen. Das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_c$  bleibt für alle Füllungen konstant, weil die steuernde Kante  $k'$  sich bei Beginn des Dampf-voreintrittes stets auf einen Kreisbogen um dieselbe Lage von  $f$  befindet.

Die Verhältnisse der vorliegenden Sulzersteuerung sind in derselben Weise wie die der älteren zu bestimmen. Man hat also zunächst den erforderlichen Ventilhub  $a_x$  für die normale Füllung aus Gleichung 192 zu berechnen. Für die Grösse der erforderlichen Excentricität kann dann auch hier die Gleichung 193 als massgebend erachtet werden, da die Bewegungskurve des Punktes  $f$  nur wenig von einer Geraden abweicht. Die Gleichung 193 liefert  $r$ , sobald das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_c$  und der Voreilwinkel  $\delta$  gewählt sind. Das letztere ist wieder mit Rücksicht darauf anzunehmen, dass der grösste Ventilhub 16 bis 18 mm nicht übersteigt.

Über die Vor- und Nachteile der Sulzersteuerungen ist das Folgende zu bemerken. Sie besitzen wie fast alle ausklinkenden Steuerungen den Vorzug, dass sie sehr gut regulieren, weil der bei einer Änderung der Füllung in der Steuerung auftretende Widerstand gering ist und also vom Regulator schnell und sicher überwunden werden kann, auch eine Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator fast gar nicht vorhanden ist. Sie lassen ferner eine Steigerung der Füllung bis zu 90 % und mehr zu, während die meisten Korlisssteuerungen für gewöhnlich nicht mehr als 40 % grösste Füllung ergeben. Sie ermöglichen schliesslich ein genaues Einstellen der äusseren Steuerung und der verschiedenen Dampfverteilungsperioden als die Steuerungen mit Flachschiebern.

Als Hauptnachteil der Sulzersteuerungen muss die Zulässigkeit nur mässiger Umdrehungszahlen, die ja bei allen ausklinkenden Steuerungen Erfordernis sind (siehe Seite 218), sowie die Schwierigkeit, die Ventile im Betriebe dauernd dicht zu erhalten, angesehen werden. Die Umdrehungszahl übersteigt bei den Sulzersteuerungen ebenso wie bei den Korlisssteuerungen für gewöhnlich 70 bis 80 in der Minute nicht und beträgt nur ausnahmsweise bis zu 100; höhere Umdrehungszahlen haben sich aber bis jetzt in dauerndem Betriebe noch niemals bewährt, wenn sie auch von verschiedenen Fabriken als statthaft angegeben werden. Die Schwierigkeit, die Ventile dauernd im Betriebe dicht zu erhalten, rührt daher, dass dieselben nach der Ausklinkung der äusseren Steuerung normal zu ihren Sitzflächen bewegt werden müssen, um in ihre Schlusslage zu kommen. Während es aber einerseits hinsichtlich eines präzisen Dampfabschlusses wünschenswert ist, die Ventile nach erfolgter Ausklinkung möglichst

schnell in die Schlusslage zu bringen, darf andererseits die Geschwindigkeit, mit der die Ventile in die Schlusslage gelangen und sich aufsetzen, nicht zu gross werden, da sonst die dampfdicht geschliffenen Sitzflächen beschädigt und undicht werden. Beim Korlisschieber ist das nicht zu befürchten, da dieser sich in der Sitzfläche und nicht wie das Ventil senkrecht zu derselben bewegt; auch macht der Korlisschieber seine Bahn selber frei, während beim Ventil die zwischen den Sitzflächen etwa befindlichen Schmutzteile immer fester in diese getrieben werden und dadurch auch zu dauernder Undichtheit Veranlassung geben.

Bei den Sulzersteuerungen sollen nun die in den oberen Ventilgehäusen befindlichen Spiralfedern für ein schnelles und sicheres Niedergehen, die ebendasselbst angebrachten Luftpuffer für die richtige Schlussgeschwindigkeit der Ventile sorgen. Einem aufmerksamen Maschinenwärter wird es auch wohl gelingen, durch entsprechende Regulierung dieser Federn und genaues Einstellen der Hähne an den Luftpuffern ein genügend schnelles Niedergehen im Verein mit ein die Dichtheit der Sitzflächen nicht schädigendes Aufsetzen der Ventile bei normalem Zustande und normaler Belastung der Maschine zu erzielen. Schwerlich wird er dies aber bei jedem Zustande und bei jeder Belastung der Maschine erreichen. Meistens wird der Wärter vielmehr mit Rücksicht darauf, dass die Ventile auch bei neuer Packung und grösserem Widerstande in den Stopfbuchsen der Ventilschindel sicher niederbewegt, sowie bei grösseren Füllungen bzw. Ventilhuben, wo die Luftpuffer reichlicher Luft ansaugen und letztere also bei unveränderter Einstellung der Hähne nicht so schnell entweichen kann, genügend rasch geschlossen werden, die Spiralfedern stärker anspannen, als es bei normalem Zustande der Stopfbuchse und der meist gebräuchlichen Füllung nötig ist. Infolgedessen setzen dann die Ventile während der meisten Zeit härter auf, als dies für die dauernde Erhaltung ihrer Dichtheit gut ist. Letztere ist also bei den vorliegenden Steuerungen nur bei vorzüglichster Ausführung, sorgfältigster Wartung und nicht zu grossem Hube der Ventile im Betriebe sicher zu erreichen.

Auf die sonstigen Nachteile der Ventilsteuerungen, wie der bedeutend grössere schädliche Raum als bei Korlisschähnen, die mehrfach erforderliche Änderung in der Richtung des durchströmenden Dampfes u. s. w., wurde schon auf Seite 213 aufmerksam gemacht.

Eine neue patentierte Ventil-Ausklinksteuerung, die nach den Angaben des Erfinders, des Ingenieur **Collmann** in **Wien**, anstandslos mit mehr als 100 Umdrehungen in der Minute arbeiten soll, ist in Fig. 1 bis 5, Taf. 47 dargestellt.

Zum Anheben und Öffnen der oberen Einlassventile dient das an jedem Cylinderende auf der Steuerwelle  $w$  in Fig. 1 befestigte Excenter  $E$  mit seiner Stange  $B$ , die auf dem Bolzen  $d$  ihres oberen, gabelförmigen Endes den aktiven Mitnehmer  $k$  trägt. Wird der letztere nach unten bewegt, so setzt er sich auf den passiven Mit-



nehmer  $k'$ , der wieder den einen Teil eines am Ventilgehäuse um den Bolzen  $f$  drehbaren, zweiarmigen Hebels bildet und mit seinem anderen Teile  $h$  die Ventilstange erfasst, das Ventil also bei der angegebenen Bewegung von  $k$  öffnet. Die Ausklinkung erfolgt, sobald der untere Teil des aktiven Mitnehmers mit der Bahn  $\alpha - \beta$  (die ausgezogene Form dieser Bahn gilt für die vordere, die strichpunktierte für die hintere Cylinderseite) gegen den Knaggen  $G$  stösst, der vom Regulator selbstthätig dem Belastungszustande der Maschine entsprechend eingestellt wird. Die Steuerwelle ist hier gleichzeitig die Regulatorwelle, und der horizontal angeordnete Regulator wirkt (siehe Fig. 2) durch seine Muffe  $M$ , den Ring  $R$  und die Stange  $S$  auf den Hebel  $H$  ein, der mit der letzteren durch eine Art Hookschen Schlüssel verbunden ist. Der Hebel  $H$  sitzt weiter auf der Welle  $w_2$ , welche die Knaggen  $G$  trägt. Bei einer Verschiebung des Regulators werden dann die Welle  $w_2$  und die Knaggen  $G$  durch den Hebel  $H$  in dem einen oder anderen Sinne gedreht.

Für das Einschnappen des aktiven Mitnehmers  $k$  in Fig. 1 sorgt die Feder  $C$ , während diejenige  $c$  ein zu geräuschvolles Einschnappen verhüten soll. Die beiden Mitnehmer  $k$  und  $k'$  schleifen beim Einschnappen ungefähr 2 mm aufeinander. Die Knaggen  $G$  können durch Beilagen  $m$  aus Zinkplättchen in den Einschnitten  $s$  genau nachreguliert werden.

Steht die Kurbel des Excenters  $E$  in  $O I$ , so setzt der aktive Mitnehmer  $k$  auf den passiven  $k'$ , beginnt also der Voreintritt. Die Mitte des Bolzens  $d$  steht dann in 1. Befindet sich dagegen die Excenterkurbel in  $O o$ , so hat die Hauptkurbel die Totlage erreicht. Die Mitte von  $d$  befindet sich dann in  $o$  und aus dem Bogen  $\widehat{I-O}$  kann leicht das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$  ermittelt werden.

Neu sind nun bei der vorliegenden Steuerung die Mittel, welche ein schnelles Heruntergehen der Einlassventile bis kurz vor deren Schlusslage und dann ein sanftes, geräuschloses Aufsetzen derselben ermöglichen sollen. Zunächst beschränkt Collmann die Massen der Ventile und Ventilstangen so sehr als möglich, damit die beim Niedergehen beider sich ansammelnde lebendige Kraft, die ja mit der Masse zunimmt und gegen Schluss der Ventile aufgezehrt werden muss, möglichst gering ausfällt. Ferner sind die Spiralfedern  $F_1$ , welche das Niedergehen der Ventile bewirken, nicht über, sondern unter den letzteren im Dampfraum angeordnet, damit die Ventilstangen auch beim Niedergehen auf Zug beansprucht werden. Die in den Ventilgehäusen befindlichen oberen Federn  $F_2$  dienen nur zum Anspannen der Federn  $F_1$ .

Nach Angaben des Erfinders sind für die in der Tafel angedeuteten Verhältnisse die unteren Spiralfedern  $F_1$  auf 60 kg so zu bestellen, dass im Ventilhub bis zu 17 mm möglichst wenig Spannungsdifferenz auftritt. Das letztere gilt auch für die oberen Federn  $F_2$ , deren Spannung zwischen 15 bis 25 kg einstellbar sein soll.

Schliesslich benutzt Collmann zum sanften Aufsetzen der Ventile keine Luftpuffer, sondern Ölbremser. In Fig. 1. Taf. 47 ist nämlich der Cylinder  $Z$  der oberen Ventilgehäuse bis zur Ebene  $b - b$  mit dünnem, ganz petroleumfreien Mineralöl oder mit einer Mischung von  $\frac{2}{3}$  Olivenöl und  $\frac{1}{3}$  dicken Cylinderschmieröl gefüllt. In

dem Cylinder bewegt sich ein mit der Ventilspindel fest verbundener Kolben  $K$ , der an seinem Umfange mit einer Zahl von Öffnungen  $l$ , in seinem Boden mit kleinen Ringventilchen  $q$  aus Stahlblech versehen ist. Die Öffnungen  $l$  sind eingebohrt und nach oben durch eingefeilte kleine Spitzen  $p$  (siehe die Abwicklung in Fig. 3) erweitert. Beim Heben des Einlassventiles und der Ventilspindel tritt nun das über dem Kolben  $K$  befindliche Öl teils durch die Öffnungen  $l$ , teils durch die Ringventilchen  $q$  unter denselben, während nach der Ausklinkung umgekehrt das Öl unter dem Kolben  $K$  durch die Öffnungen  $l$  zurücktritt. Dieses Zurücktreten erfolgt nun zuerst ohne grösseren Widerstand, weshalb das Einlassventil anfangs rasch herunterfällt. Sobald aber gegen Ende des Ventileniederganges nur noch die Spitzen  $p$  der Öffnungen  $l$  für den Durchtritt des Öles frei sind, wächst dieser Widerstand allmählich so, dass das Ventil sanft auf seine Sitzflächen niedergelassen wird.

Die keilförmigen Spitzen  $p$  gehen abgerundet in die Ränder der Löcher  $l$  über. Zur Regulierung des Ventilschlusses kann der Kolben  $K$  etwas auf der Ventilspindel verschoben werden, wodurch ein früheres oder späteres Schliessen der Spitzen  $p$  durch die Cylinderkante  $i$  erzielt wird.

Der Vorteil dieser Ölbremser gegenüber den bis jetzt gebräuchlichen Luftpuffern besteht darin, dass erstere ein für alle Füllungen und Ventilhuben genau gleiche Schlussbewegung der Einlassventile ergeben, da für diese Bewegung ja nur die Form der Durchlassöffnungen  $l$  und  $p$  massgebend ist, während bei Luftpuffern die Stellung bzw. Eröffnung der Hähne von Einfluss auf die Schlussgeschwindigkeit der Ventile war, wie dies schon auf der vorhergehenden Seite erklärt wurde.

Zur Bewegung der Auslassventile dienen in Fig. 1, Taf. 47 zwei Excenter  $E_1$  auf der Steuerwelle. Dieselben sind durch Schrauben an das Excenter  $E$  für die Einlassventile befestigt, damit der Voreilwinkel der Excenter  $E_1$  behufs genauer Einstellung der Kompression und des Voraustrittes verändert werden kann. Die Excenterstange  $S_1$  bewegt den um  $g$  schwingenden Hebel  $J$ , der mit einer unrunder Bahn für die Rolle  $P$  versehen ist. Diese wiederum sitzt in dem doppelarmigen Hebel  $H_1 H_2$  der Spindel der Auslassventile. Steht nun der Hebel  $J$  so unter der Rolle  $P$ , wie es die Figur zeigt, so öffnet bzw. schliesst sich das Ventil, je nachdem der Hebel  $J$  sich bei weiterer Drehung der Steuerwelle dieser nähert oder von ihr entfernt. Im ersteren Falle beginnt der Voraustritt, im letzteren die Kompression. Befindet sich aber der Hebel  $J$  mit der Linie  $go$  unter der Rolle, so hat sich das Ventil ganz geöffnet oder fängt an, sich zu schliessen, je nachdem wieder bei weiterer Drehung der Steuerwelle  $J$  dieser letzteren näher oder entfernter zu liegen kommt.

Fig. 4, Taf. 47 zeigt die Form der Ventilerhebungsdiagramme der vorliegenden Steuerung für verschiedene Füllungen.  $xx$  ist die Anhubkurve der Ventile, deren Anfang ein rasches Eröffnen erkennen lässt.  $yy$  sind die Schlusskurven, die anfangs, dem schnellen Schluss entsprechend, sehr steil verlaufen, sich kurz vor dem Aufsetzen der Ventile aber abflachen, also darthun, dass dieses Aufsetzen äusserst sanft vor sich gehen muss.



Fig. 5, Taf. 47 giebt die Ventilerhebungs-Diagramme für den Auslass.

Die in Fig. 1 eingezeichnete Lage nehmen die beiden Excenter E und E<sub>1</sub> bei Beginn des Voraustrittes ein. Die Mitte des Einlassexcenters E steht dann in m, diejenige des Auslassexcenters E<sub>1</sub> in m', das Einlassventil ist geschlossen, da die Ausklinkung der äusseren Steuerung schon stattgefunden hat, das Auslassventil fängt an, sich zu öffnen, und der Hebel J hat die in der Zeichnung angegebene Stellung.

Nimmt man an, der Mittelpunkt des Bolzens d bewege sich auf einer geraden Linie, so lassen sich die Ventilerhebungen wieder durch die Schieber-Diagramme verfolgen. In Fig. 1a, Taf. 47 ist z. B. das Müllersche Diagramm für die vorliegende Steuerung aufgetragen worden. Der mit der Excentricität r als Radius geschlagene Kreis gilt also sowohl für die Haupt-, als auch für die Excenterkurbel, nur mit dem Unterschiede, dass für die erstere  $\overline{K_0K_0'}$ , für die letztere  $\overline{A_0A_0'}$  die Hubrichtung ist. Bei OI setzt der aktive Mitnehmer auf den passiven, beginnt der Voreintritt, bei OK<sub>0</sub> steht der Kolben in der Totlage. Das Ventil ist dann, entsprechend einer Ausweichung des Punktes d von  $\alpha \frac{1}{2} v_e$ , um das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$  gehoben, unter  $\alpha$  das Verhältnis  $\frac{l_2}{l_1}$  der Arme des oberen Ventilhebels verstanden. Im Augenblicke der Ausklinkung, die bei der Hauptkurbellage OII, also bei einem Drehwinkel  $\omega_x$  aus der Totlage, stattfinden möge, ist der Ventilhub  $a_x$ . Mit Hilfe der in die Figur eingetragenen Strecke  $\alpha e$ , die wieder als reduzierte äussere Überdeckung gelten kann, und des Voreilwinkels  $\delta$  folgt dann

$$\begin{aligned} \alpha a_x &= r \cdot \sin (\omega_x - \delta) + \alpha \cdot e, \\ \alpha \frac{1}{2} v_e &= \alpha \cdot e - r \cdot \sin \delta, \end{aligned}$$

oder

$$\alpha \left( a_x - \frac{1}{2} v_e \right) = r \cdot \sin (\omega_x - \delta) + r \cdot \sin \delta,$$

woraus die Excentricität sich zu

$$r = \frac{\alpha \left( a_x - \frac{1}{2} v_e \right)}{\sin (\omega_x - \delta) + \sin \delta} \quad \dots \quad 194$$

berechnet. Diese Gleichung stimmt mit der Gleichung 193, welche für die Sulzersteuerung aufgestellt wurde, überein, nur dass dort  $\alpha = 1$  und  $\delta$  positiv, hier dagegen  $\alpha$  verschieden von 1 und  $\delta$  negativ ist. Man wird aus der vorstehenden Gleichung r ermitteln können, sobald man den für die normale Füllung erforderlichen Ventilhub aus Gleichung 192 berechnet, sowie  $\frac{1}{2} v_e$  und  $\delta$  gewählt hat. Das letztere nimmt man hier negativ, lässt also den aktiven Mitnehmer noch vor der Mittelstellung der Excenterkurbel sich auf den passiven Mitnehmer setzen, damit die Excentricität wegen des Verhältnisses

$$\alpha = \frac{l_2}{l_1},$$

das hier grösser als 1 ist, nicht zu gross ausfällt. Der grösste Ventilhub folgt aus Fig. 1a, Taf. 47 zu

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

$$\alpha \cdot a = r + \alpha \cdot e = r (1 + \sin \delta) + \alpha \frac{1}{2} v_e,$$

oder

$$a = \frac{r}{\alpha} (1 + \sin \delta) + \frac{1}{2} v_e.$$

Fig. 1b, Taf. 47 zeigt die beiden Lagen OIII und OIV der Excenterkurbel E<sub>1</sub> bei Beginn des Voraustrittes und der Kompression. Beide Lagen müssen, da der Hebel J beim Beginn der erwähnten Perioden dieselbe Stellung einnimmt, symmetrisch zur Hubrichtung X<sub>1</sub> — X<sub>1</sub> des Excenters liegen. Die Excentricität r' kann hier bis zu einem gewissen Grade beliebig gewählt werden. Je grösser man dieselbe nimmt, desto schneller geht bei derselben Form des Hebels J die Eröffnung und der Schluss des Auslassventiles vor sich, und umgekehrt. Der Hub des letzteren hängt natürlich von den Radien r<sub>1</sub> und r<sub>2</sub> der Bahnen des Hebels J in Fig. 1 ab und beträgt

$$a_0 = r_1 - r_2.$$

Da der Hebel J bei seiner Bewegung nach rechts ganz ausser Berührung mit der Rolle P kommt, so ist die Bahn o — n des Hebels J etwas nach links abgeschrägt. Das Gleiche ist mit der Bahn o — n' der Fall, die nach rechts hin eine Steigung von ca. 1 mm besitzt. Die Kurve o — n muss beim Probelauf der Steuerung in der Werkstatt solange nachgearbeitet werden, bis dass die Bewegung der Rolle auf ihr ganz ruhig vor sich geht. Die Spiralfeder F<sub>3</sub> zieht das Auslassventil stets auf seinen Sitz zurück, wenn die Rolle P, die durch sie zugleich gegen den Hebel J gepresst wird, auf der Bahn o — n oder ganz ausser Berührung mit dem Hebel J ist. Die Spannung der Spiralfeder F<sub>3</sub> muss möglichst wenig während des ganzen Ventilhubes variieren und bei den Verhältnissen in der Figur nach Angaben des Erfinders 35 bis 45 kg betragen. Die Spannung ist ferner durch Drehen des Bolzens q einzustellen. Die Auflageplatte t ist schliesslich so zu verschrauben, dass sich das Federende z fast vertikal bewegt.

Am Schlusse dieses Paragraphen mögen auch die sogenannten **Expansionsapparate**, die jetzt noch von vielen Firmen, wie namentlich F. Voss<sup>1)</sup> in Köln-Ehrenfeld, gebaut werden, Erwähnung finden, wenn auch die Anwendung dieser Apparate bei neuen Maschinen als nicht zeitgemäss, bei alten Maschinen nur in wenigen Fällen als empfehlenswert bezeichnet werden muss. Fig. 1, Taf. 50 zeigt die gebräuchliche Ausführung dieser Apparate nach der oben erwähnten Firma. Der Apparat soll Maschinen, welche mit einfachem Muschelschieber und fester Füllung arbeiten, eine von der Belastung der Maschine abhängige und vom Regulator selbstthätig beeinflusste Füllung geben. Er wird zu diesem Zwecke mit seinem unteren Flansch auf dem Einlassstutzen des Schieberkastens befestigt. Als Abschlussorgan dient das Ventil A mit ringförmigen Öffnungen, welche den am Stutzen C eintretenden frischen Dampf in den Schieberkasten lassen, wenn sie vor den korrespondierenden Öffnungen des Ventilsitzes B stehen. Der Dampfeintritt hört dagegen auf, sobald die Öffnungen des Ventilsitzes

1) Inhaber der früheren Fabrik von Voss & Maack.



B durch die Wandungen des Ventiles A geschlossen werden. Dieser Schluss wird nun vom Regulator durch einen Ausklinkmechanismus früher oder später eingeleitet. Zur Bewegung des letzteren dient der Schlitzhebel H, der von einer auf der Schieberstange der Maschine befestigten Klemme angetrieben wird. Der Schlitzhebel H erteilt weiter den beiden aktiven Mitnehmern k, die drehbar auf dem Bolzen d des kleinen Hebels h sitzen, eine abwechselnd auf- und niedergehende Bewegung, wobei dieselben sich, angedrückt durch die Federn f, während des Hochganges in die Einschnitte des passiven Mitnehmers  $k_1$  legen und diesen heben, und zwar der eine Mitnehmer beim Hingange, der andere beim Rückgange der Maschine. Da der passive Mitnehmer fest mit der Ventilspindel verbunden ist, so wird auch das Ventil A beim Hochgange der Klinken k gehoben, und der frische Dampf kann eintreten, sobald die Schlitz des Ventilsitzes sich öffnen. Das Heben des passiven Mitnehmers und des Ventiles dauert aber nur so lange, bis dass der erstere gegen den Ansatz m stösst; tritt das ein, so erfolgt die Ausklinkung, und das Ventil geht, getrieben durch sein eigenes Gewicht, sowie das seines Gestänges und die Spannung zweier Federn F herunter, wobei der Schluss des Dampfeintrittes bewirkt wird. In seiner tiefsten Lage setzt sich der passive Mitnehmer  $k_1$  auf den Ambos n. Die elastische Auflage desselben, sowie ein Luftpuffer L, dessen Kolben durch den Bügel b mit dem Mitnehmer  $k_1$  verbunden ist, sollen ein zu hartes Aufsetzen des letzteren verhüten.

Der Ansatz m dient der Ventilspindel als obere Führung, führt sich selbst aber in einer Bohrung des Gehäuses. Er ist ferner fest verbunden mit der Regulatorspindel, die beim Auseinandergehen der Kugeln gesenkt, beim Zusammengehen gehoben wird. Je weiter nun die Regulatorkugeln von ihrer Drehachse abstehen, desto tiefer befindet sich die Regulatorspindel mit dem Ansatz m, desto früher erfolgt also die Ausklinkung, desto kleiner wird die Füllung, und umgekehrt.

Zu beachten ist, dass bei Anbringung eines der vorstehenden Apparate der Inhalt des Schieberkastens mit als schädlicher Raum wirkt und deshalb durch einen am Schieberkastendeckel befestigten oder angegossenen Ansatz möglichst auszufüllen ist. Die grösste Füllung, welche der Apparat zu geben vermag, ist, da die Ausklinkung nur während des Hochganges der Klinken k erfolgen kann, kleiner als  $\frac{1}{2}$ . Tritt überhaupt keine Ausklinkung ein, so kommt natürlich die Füllung des einfachen Muschelschiebers zur Geltung. Die Umdrehungszahl der Maschine darf ebenso wie bei den Korlisssteuerungen für gewöhnlich nicht mehr als 80 in der Minute betragen.

Als Nachteil der Expansionsapparate hat das geräuschvolle Arbeiten, die starke Abnutzung der ausklinkenden Kanten, sowie die meistens bei kleineren Füllungen stattfindende starke Drosselung des eintretenden Dampfes zu gelten. Ihre Anwendung kann überhaupt nur bei alten Maschinen in Frage kommen; bei neuen Maschinen wird man stets eine Expansionssteuerung vorziehen und bei kleinen Maschinen lieber zu einem Regulator

mit Drosselventil (siehe nächster Abschnitt) greifen, die bei richtiger Anordnung ebenso ökonomisch wie die Expansionsapparate arbeiten, dazu im Preise für gewöhnlich niedriger stehen.

### Beispiele.

1. Wie berechnet sich die Excentricität der Einlassexcenter für die in Fig. 1 und 2, Taf. 43 dargestellten Sulzersteuerungen?

Die Steuerung in Fig. 1 gehört einer eincylindrigen Auspuffmaschine an. Dieselbe hat 450 mm Bohrung und 850 mm Hub. Für  $n = 75$  minutliche Umdrehungen ist bei

$$O = 45^2 \frac{\pi}{4} - 7^2 \frac{\pi}{4} = 1590,4 - 38,4 = 1552 \text{ qcm}$$

nutzbarer Kolbenfläche und

$$c_m = \frac{0,85 \cdot 75}{30} = 2,125 \text{ m}$$

mittlerer Kolbengeschwindigkeit der Querschnitt der Dampfeinlasskanäle nach Gleichung 126 mit

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{27} = \frac{1552 \cdot 2,125}{27} = \sim 122 \text{ qcm}$$

genügend gross bemessen. Setzt man dann nach Gleichung 129b  $x = 0,75$ , so folgt aus Gleichung 129a

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{f_k}{x} = \frac{122}{0,75} = \sim 162,7 \text{ qcm},$$

oder ein Ventildurchmesser

$$d = \sim 14,5 \text{ cm} = 145 \text{ mm}.$$

Erhält der Cylinder weiter eine normale Füllung von 25 %, so hat sich die Hauptkurbel, wie man leicht durch Schlagen eines Kreises und Auftragen dieser Füllung findet, beim Schluss des Dampfeintrittes während des Hinganges um einen Winkel

$$\omega_x = \sim 55^\circ$$

aus ihrer Totlage gedreht, wenn die Schubstangenlänge das Fünffache des Kurbelradius beträgt. Die Kolbengeschwindigkeit  $c_x$  ist dann nach Gleichung 24 mit dem Werte

$$v = \frac{2 \pi R \cdot n}{60} = \frac{0,85 \pi \cdot 75}{60} = 3,338 \text{ m}$$

aus Gleichung 22

$$c_x = 3,338 \cdot \sin 55 \left( 1 + \frac{1}{5} \cos 55 \right) = \sim 3,05 \text{ m}.$$

Hiermit bestimmt sich aus Gleichung 192, wenn man die Dampfgeschwindigkeit  $w_x$  aus den auf Seite 225 angegebenen Gründen nur zu 35 m annimmt, der für die normale Füllung erforderliche Ventilhub zu

$$a_x = \frac{1552 \cdot 3,05}{2 \cdot 14,5 \pi \cdot 35} = \sim 1,5 \text{ cm} = 15 \text{ mm}.$$

Um schliesslich die gesuchte Excentricität  $r$  aus Gleichung 193 zu erhalten, hat man den Voreilwinkel  $\delta$  und das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$  anzunehmen. Um keine zu grosse Excentricität zu bekommen, sei hier

$$\delta = 26^\circ \text{ und } \frac{1}{2} v_e = 3 \text{ mm}$$

gewählt. Gleichung 193 giebt dann

$$r = \frac{15 - 3}{\sin(55 + 26) - \sin 26} = \sim 22 \text{ mm}.$$



Für die vorstehenden Verhältnisse ist das Diagramm in Fig. 140 auf Seite 224 konstruiert worden. Die sogenannte äussere Überdeckung ist

$$e = r \cdot \sin \delta - \frac{1}{2} v_e = 22 \cdot \sin 26 - 3 = 6,65 \text{ mm,}$$

der grösste Ventilhub also

$$a = r - e = 22 - 6,65 = 15,35 \text{ mm.}$$

Die grösste Füllung, welche die Steuerung bei unterbleibender Ausklinkung giebt, ist in Fig. 140 durch die Hauptkurbellage OII' bestimmt und beträgt für den Hinlauf 90%. OI und OII' liegen symmetrisch zur Hubrichtung X — X des Excenters.

Die in Fig. 2, Taf. 43 dargestellte Sulzersteuerung gehört dem kleinen Cylinder einer Kondensations-Verbundmaschine an. Die Bohrung des Cylinders beträgt 500 mm, der Kolbenhub 1400 mm, die minutliche Umdrehungszahl 75.

Für die nutzbare Kolbenfläche

$$O = 50^2 \frac{\pi}{4} - 7,5^2 \frac{\pi}{4} = 1963,5 - 44,2 = \sim 1920 \text{ qcm}$$

und die sehr grosse mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{1,4 \cdot 75}{30} = 3,5 \text{ m}$$

sei nach Gleichung 126 ein Kanalquerschnitt

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{37,5} = \frac{1920 \cdot 3,5}{37,5} = 179,2 \text{ qcm}$$

gewählt. Mit  $x = 0,89$  erhält man dann, der Ausführung entsprechend, nach Gleichung 129b den Querschnitt

$$d^2 \frac{\pi}{4} = \frac{179,2}{0,89} = \sim 202 \text{ qcm,}$$

dem ein Ventildurchmesser

$$d = \sim 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm}$$

genügt.

Nimmt man auch hier als normale Füllung 25% an, so ist beim Schluss der letzteren wieder die Hauptkurbel unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge um einen Winkel

$$\omega_x = 55^\circ$$

aus der Totlage für den Hinlauf gewichen. Die Kolbengeschwindigkeit berechnet sich dann aus Gleichung 24, da nach Gleichung 22

$$v = \frac{2 \pi R \cdot n}{60} = \frac{1,4 \pi \cdot 75}{60} = \sim 5,5 \text{ m}$$

ist, zu

$$c_x = 5,5 \cdot \sin 55 \left( 1 + \frac{1}{5} \cos 55 \right) = \sim 5 \text{ m.}$$

Hiernit folgt aus Gleichung 192, wenn man die Dampfgeschwindigkeit  $w_x$  wegen der hier sehr grossen Kolbengeschwindigkeit gleich 50 m setzt, der für die normale Füllung erforderliche Ventilhub zu

$$a_x = \frac{1920 \cdot 5}{2 \cdot 16 \pi \cdot 50} = \sim 1,9 \text{ cm} = 19 \text{ mm.}$$

Wählt man schliesslich das Voröffnen für den Dampfeintritt

$$\frac{1}{2} v_e = 3,5 \text{ mm,}$$

den Voreilwinkel

$$\delta = 32^\circ,$$

so erhält man eine Excentricität von

$$r = \frac{19 - 3,5}{\sin(55 + 32) - \sin 32} = 33,3 \text{ mm,}$$

wofür in Fig. 2a, Taf. 43 mit Rücksicht darauf, dass der Punkt f sich nicht auf einer geraden Linie, sondern auf einem Kreisbogen bewegt,

$$r = 35 \text{ mm}$$

gewählt ist.

Die sogenannte äussere Überdeckung ist dann

$$e = r \cdot \sin \delta - \frac{1}{2} v_e = 35 \cdot \sin 32 - 3,5 = 15 \text{ mm,}$$

also der grösste Ventilhub

$$a = r - e = 35 - 15 = 20 \text{ mm,}$$

der etwas grösser, als sonst bei Ausklinksteuerungen üblich, ist.

Die grösste Füllung, welche die Steuerung bei unterbleibender Ausklinkung zu geben vermag, ist durch den Drehwinkel  $K_0 OII'$  der Kurbelwelle in Fig. 140 des Textes bestimmt. Da  $II'O$  und  $IO$  denselben Winkel mit  $Y - Y$  einschliessen, so ist

$$\sin \angle II'OY = \frac{e}{r} = \frac{15}{35} = \sim 0,43,$$

oder

$$\angle II'OY = 25 \frac{1}{2}^\circ,$$

womit dann

$$\angle K_0 OII' = 180 - \left( \delta + 25 \frac{1}{2} \right) = 122 \frac{1}{2}^\circ$$

folgt. Diesem Drehwinkel der Kurbelwelle entspricht z. B. während des Hinlaufes bei Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nach Gleichung 21 ein Wert

$$\frac{x}{R} = 1 - \cos 122 \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{1}{5} \sin^2 122 \frac{1}{2} = \sim 1,6,$$

also eine Füllung von

$$\frac{x}{2R} = 0,8.$$

Die Auslassventile in Fig. 2, Taf. 43 haben

$$d = 180 \text{ mm}$$

Durchmesser, sowie

$$a_0 = 26 \text{ mm}$$

Hub, entsprechend der Differenz der Radien

$$r_1 = 98 \text{ mm}$$

und

$$r_2 = 72 \text{ mm}$$

der zu ihrer Bewegung dienenden unrunder Scheiben.

2. Wie bestimmen sich die Hauptverhältnisse der neuen Collmannsteuerung in Fig. 1, Taf. 47?

Die Steuerung ist in den dargestellten Verhältnissen nach Angaben des Erfinders für Cylinderbohrungen von 300 bis 350 mm bestimmt. Für 325 mm Bohrung im Mittel ist die nutzbare Kolbenfläche

$$O = 32,5^2 \frac{\pi}{4} - 5,5^2 \frac{\pi}{4} = \sim 830 - 24 = 806 \text{ qcm,}$$

für 650 mm Hub und 115 Umdrehungen in der Minute die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,65 \cdot 115}{30} = \sim 2,5 \text{ m.}$$

Setzt man weiter den Kanalquerschnitt

$$f_k = \frac{O \cdot c_m}{30} = \frac{806 \cdot 2,5}{30} = \sim 67,3 \text{ qcm,}$$



so erhält man für  $x = 0,7$  aus Gleichung 192a den Wert

$$d \frac{\pi}{4} = \frac{67,3}{0,7} = \sim 96 \text{ qcm,}$$

bzw. den Ventildurchmesser der Ausführung

$$d = 11 \text{ cm} = \mathbf{110 \text{ mm.}}$$

Der Durchmesser der Auslassventile ist

$$1,1 d = 1,1 \cdot 110 = \sim \mathbf{120 \text{ mm.}}$$

Wird für die normale Füllung ein Drehwinkel der Hauptkurbel aus ihrer Totlage um

$$\omega_x = 53^\circ$$

angenommen, was bei unendlich langer Schubstange einer Füllung von 20%, ungefähr passend für eine Verbundmaschine mit Kondensation, 7 Atm Eintrittsspannung und einem Cylinderverhältnis von 1:2,6, entsprechen würde, so ist die Kolbengeschwindigkeit am Schluss des Dampfeintrittes nach Gleichung 23 mit dem Werte

$$v = \frac{2 \pi R \cdot n}{60} = \frac{0,65 \pi \cdot 115}{60} = \sim 3,91 \text{ m}$$

aus Gleichung 22

$$c_x = v \cdot \sin \omega_x = 3,91 \cdot \sin 53 = \sim 3,125 \text{ m.}$$

Gestattet man dann noch mit Rücksicht auf die Vernachlässigung der endlichen Schubstangenlänge nur eine Dampfgeschwindigkeit  $w_x = 30 \text{ m}$ , so erhält man aus Gleichung 192 den für die normale Füllung erforderlichen Ventilhub

$$a_x = \frac{806 \cdot 3,125}{2 \cdot 11 \pi \cdot 30} = \sim 1,22 \text{ cm} = \mathbf{12,2 \text{ mm.}}$$

Zur Berechnung der erforderlichen Excentricität kann annähernd die Gleichung 194 dienen. Das Armverhältnis des oberen Ventilhebels ist nach der Zeichnung

$$a = \frac{l_2}{l_1} = \frac{82}{43}$$

Nimmt man das Voröffnen

$$\frac{1}{2} v_e = 2,8 \text{ mm}$$

und den Voreilwinkel

$$\delta = 28^\circ$$

an, so liefert die erwähnte Gleichung den Wert der Ausführung, nämlich

$$r = \frac{\frac{82}{43} (12,2 - 2,8)}{\sin (53 - 28) + \sin 28} = \sim \mathbf{20 \text{ mm.}}$$

Mit dieser Excentricität ist das Diagramm in Fig. 1a, Taf. 47 aufgetragen worden. Die mit  $ae$  bezeichnete Strecke ist

$$ae = r \cdot \sin \delta + a \frac{1}{2} v_e = 20 \cdot \sin 28 + \frac{82}{43} 2,8 = \sim 14,8 \text{ mm,}$$

also der grösste Ventilhub

$$a = \frac{1}{a} (r + ae) = \frac{43}{82} (20 + 14,8) = \mathbf{18,25 \text{ mm.}^1}$$

Die Excentricität der Auslassexcenter ist

$$r' = 28 \text{ mm.}$$

Dieselben sind nach Fig. 1b, Taf. 47 so aufgekeilt, dass bei unendlich langer Schubstange ca. 10% Voraustritt

<sup>1)</sup> In Wirklichkeit dürfte der Hub etwas kleiner ausfallen, da die Mitte des Bolzens  $d$  sich auf einem Kreisbogen bewegt.

und 18% Kompression entstehen. Der Hub der Auslassventile beträgt, entsprechend der Differenz

$$r_1 - r_2 = 95 - 82$$

der Radien des Hebels  $J$  in Fig. 1, nur

$$a_0 = \mathbf{13 \text{ mm.}}$$

#### § 45.

#### Die Ventilsteuerungen von Collmann, Höffner, Radovanović, Kuchenbecker und Widmann.

Die hier zu betrachtenden Steuerungen sind die Hauptvertreter einer Klasse, die man gewöhnlich als diejenige der zwangsläufigen Ventilsteuerungen bezeichnet. Dieselben unterscheiden sich von den im vorigen Paragraphen behandelten Ausklink- oder nicht zwangsläufigen Ventilsteuerungen durch die Art des Ventilschlusses für den Dampfeinlass. Während nämlich, wie früher gezeigt, bei den Ausklinksteuerungen dieser Schluss vollständig unabhängig von der Geschwindigkeit der Maschine vor sich geht, indem das Ventil nach erfolgter Auflösung der äusseren Steuerung mit einer Geschwindigkeit niederfällt, die allein durch die Spannung seiner Feder und die Einstellung des Luftpuffers bedingt ist, bleibt hier das Ventil mit seinem Gestänge auch während des Schlusses mit der äusseren Steuerung in Verbindung und wird also mit der dieser letzteren eigenen, von der Maschine genau vorgeschriebenen Geschwindigkeit ohne Zuhilfenahme eines Luftpuffers auf seinen Sitz niedergelassen. Allerdings wird auch bei den zwangsläufigen Ventilsteuerungen die Schlussbewegung des Ventiles nicht durch die Maschine selbst vollzogen, sondern wieder durch die Spannung einer Feder und das Eigengewicht der betreffenden Teile bewirkt, welche das Ventil herunturbewegen und zugleich für die dauernde Berührung des Ventilgestänges und der äusseren Steuerung sorgen. Mit Rücksicht hierauf bezeichnet man wohl auch die vorliegenden Steuerungen als halbzwangsläufige im Gegensatz zu den ganzzwangsläufigen Schiebersteuerungen, bei denen der Schieber auch durch die äussere Steuerung geschlossen, also stets von dieser bewegt wird.

Die bekannteste unter den vorliegenden Steuerungen, deren Erfolge sehr viel zur Ausbildung der zwangsläufigen Ventilsteuerungen überhaupt beigetragen haben, ist die patentierte **Collmannsteuerung**. Die Figuren auf Taf. 46 zeigen dieselbe in einer Ausführung, wie sie früher z. B. bei der Maschinenfabrik von Burckhardt & Co. in Basel gebräuchlich war. Die Anordnung der Ventile ist die bei liegenden Ventilmaschinen allgemein übliche. Zur Bewegung der Ventile dienen zwei an jedem Cylinderende auf der Steuerwelle sitzende Excenter. Von der nicht ganz aufrecht stehenden oberen Excenterstange  $B$  derselben werden zwei Bewegungen abgeleitet und, später vereinigt, zur Ventilerhebung benutzt. Die eine dieser Bewegungen erfolgt durch den um  $b$  in Fig. 1 drehbaren zweiarmigen Hebel  $F$ , der mit seinem einen Ende die Excenterstange  $B$  in  $a$ , mit seinem anderen Ende den unteren Arm  $G$  eines Kniehebels in  $c$  erfasst. Diese Bewegung geht immer in derselben Weise vor sich, da  $a$



sowohl als c unverändert um b auf- und niederschwingen. Die zweite Bewegung wird der Excenterstange B an ihrem oberen Teile durch die Stange S entnommen. Dieselbe umfasst die Excenterstange in einem ausgebuchten und mit Zapfen f versehenen Gleitstück P, während sie den Kniehebel im Knotenpunkte d seiner beiden Arme ergreift. Durch die Stange S wird dem Punkte d des Kniehebels eine ungefähr horizontale Bewegung erteilt; dieselbe geht aber nicht immer in derselben Weise vor sich, sondern ist in ihrer Grösse von der Lage der Stange S bzw. von der Stelle, wo diese die Excenterstange B erfasst, abhängig. Jeder Punkt der Excenterstange beschreibt nämlich bei der Drehung der Steuerwelle eine ungefähr eiförmige Kurve. Die Höhe der letzteren ist stets dieselbe, die Breite aber um so grösser, je weiter der Punkt der Stange von dem Punkte a nach oben hin absteht. Demgemäss wird also auch die dem Punkte d durch die Stange S erteilte, ungefähr horizontale Bewegung um so grösser sein, je höher das Gleitstück f und die Stange S gerückt, und um so kleiner, je tiefer f und S eingestellt sind.

Die Lage der Stange S wird nun durch den Regulator bestimmt, der durch zwei Stangen R und zwei Hebel (in der Seitenansicht nicht angedeutet) in der Längsmittle des Cylinders die Regulatorwelle  $w_1$  drehen kann. Auf der letzteren sind weiter an den Cylinderenden zwei Hebel C befestigt, welche durch je einen Arm D mit den Stangen S in e verbunden sind. Geht alsdann bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine der Regulator aufwärts, so dreht er die Welle  $w_1$  und die Hebel C so, dass S und f durch die Arme D höher gerückt werden, sinkt dagegen der Regulator, so bewegt er umgekehrt  $w_1$  und C so, dass S und f tiefer zu liegen kommen; im ersten Falle wird die Horizontalbewegung von d grösser, im letzten Falle kleiner.

Diese von der Regulatorstellung abhängige Horizontalbewegung des Knotenpunktes d wird, vereinigt mit der immer in derselben Weise vor sich gehenden Auf- und Abwärtsbewegung des Punktes c, auf das Ende k des zweiarmligen Hebels  $K_1 K_2$ , der in v drehbar verlagert ist, übertragen und diesem Ende eine um so grössere Erhebung aus der Anfangslage, wo das Ventil beginnt, sich zu öffnen, erteilen, je geringer die von S herrührende Horizontalbewegung ist, und umgekehrt eine um so geringere Erhebung, je stärker der Kniehebel von S durchgedrückt wird. Die Aufwärtsbewegung des Armes  $K_1$  aus der in der Figur angedeuteten Anfangslage für die Ventileröffnung endlich bewirkt vermittelt des zweiarmligen Hebels  $L_2 L_1$ , der sich um den Bolzen t drehen kann, ein Anheben und Öffnen des Ventiles, während die Abwärtsbewegung von  $K_1$  aus der erwähnten Anfangslage ohne Einfluss auf den Hebel  $L_2 L_1$  und das Ventil bleibt und nur ein Abheben des Hebels  $K_2$  von demjenigen  $L_2$  zur Folge hat. Zum besseren Verständnis des Vorstehenden sind in Fig. 1a, Taf. 46 die Verhältnisse der Steuerung nochmals in grösserem Massstabe aufgetragen und die Kurven des Punktes d für drei Regulatorstellungen eingezeichnet worden.

Die Excenterkurbel bewegt sich mit ihrem Ende auf einem Kreise, dessen Radius gleich der Excentricität r des Excenters ist, durchläuft also bei der Drehung der Steuerwelle die Punkte I, 0, 1, 2 . . . 11. Bei der Lage OI der Excenterkurbel beginnt der Voreintritt, und für diese Lage ist der ganze Mechanismus in Fig. 1a angedeutet. Bei der Lage Oo des Excenters befindet sich die Hauptkurbel in der Totlage.

Die beiden Endpunkte a und c des Hebels F schwingen weiter um den Drehpunkt b. Schlägt man also mit dem Abstände Ia der Reihe nach von den einzelnen Lagen der Excentermitte aus Kreise, so schneiden diese den mit ba um b geschlagenen Kreis in den zugehörigen Lagen des Punktes a. Aus diesen letzteren ergeben sich dann auch die verschiedenen Lagen des Punktes c. Verbindet man ferner die zugehörigen Lagen I und a, 0 und 0, 1 und 1 der Excentermitte und des Punktes a durch gerade Linien, so erhält man die verschiedenen Stellungen der Excenterstange während einer Umdrehung der Kurbel- und Steuerwelle. Auf diesen Stellungen befindet sich das Ende f der Stange S. Das andere Ende d dieser Stange liegt dabei auf einem Kreisbogen, der mit der Länge cd des unteren Kniehebelarmes G aus der jeweiligen Lage von c geschlagen ist. Der Punkt e der Stange S schliesslich ist stets auf dem Kreisbogen, der aus dem Endpunkte g der jeweiligen Lage des Regulatorhebels C mit der Länge von D gezogen wird. In der Figur ist der Hebel C für drei verschiedene Regulatorstellungen, entsprechend einer Füllung von 0, 25 und 70%, angegeben, der Bogen durch e aber nur für eine Lage von C (bei 25%) eingetragen.

Um nun die verschiedenen Lagen des Punktes d zu bekommen, hat man die Stange S stets so zu legen, dass sich der Endpunkt f auf der jeweiligen Stellung der Excenterstange, der Punkt e dabei auf dem von der Regulatorlage abhängigen Kreisbogen um g und der Endpunkt d zugleich auf dem um die zugehörige Lage von c gezogenen Kreisbogen befindet. In der Figur ist dies für die drei angegebenen Lagen des Hebels C gemacht worden. Die ausgezogene Kurve des Punktes d gehört zur mittleren, die punktierte Kurve zur tiefsten, die strichpunktierte zur höchsten Lage von C.

Die in Fig. 1a ausgezogene Lage des oberen Hebels  $K_1$  entspricht dem Beginn der Ventileröffnung. Schlägt man um den Endpunkt k dieser Lage einen Kreis mit der Länge kd des Kniehebelarmes H, so schneidet dieser die ausgezogene Kurve von d zwischen den Lagen 2 und 3. Hier muss also das Ventil sich schliessen, da der Hebel  $K_1$  die oben erwähnte Anfangslage wieder einnimmt. Der Winkel, um welchen sich dann die Hauptkurbel aus ihrer Totlage, die Excenterkurbel aus ihrer Lage Oo in Fig. 1a gedreht hat, entspricht einer Füllung von ca. 25%.

Auf gleiche Weise kann man, indem man immer aus der angegebenen Anfangslage von k einen Kreisbogen durch d zieht und dessen Schnittpunkt mit der Kurve dieses Punktes aufsucht, auch die Grösse der Füllung für die punktiert und strichpunktiert angedeutete Form dieser Kurve feststellen. Es ergibt sich, dass bei der punktierten Kurve, die bei der tiefsten Regulatorstellung beschrieben wird, ca. 70%, bei der strichpunktierten Kurve, welche bei der höchsten Regulatorlage eintritt, 0% Füllung gegeben werden.

Die beiden Hebel  $K_2$  und  $L_2$ , die man als Gegenhebel bezeichnet, sind so geformt, dass ihr Berührungspunkt bei Beginn und kurz vor dem Schluss der Ventilerhebung ganz nahe bei v liegt und das Übersetzungsverhältnis zwischen der Bewegung von k und derjenigen des Ventils sehr klein ist. Je mehr aber das Ventil von seinem Sitz entfernt ist, desto weiter rückt der Berührungspunkt der sich aufeinander abwälzenden Hebel nach t hin, wobei das vorhin erwähnte Übersetzungsverhältnis



schnell zunimmt. Infolgedessen wird das Ventil zuerst langsam angehoben, dann schnell geöffnet und entsprechend zuerst mit grösserer Geschwindigkeit niedergelassen, im letzten Augenblick des Schlusses aber ganz langsam auf seinen Sitz gesetzt. Zum Schliessen des Ventiles dient eine Blattfeder, die auf einer Stütze am Cylinder befestigt ist.

Das Voröffnen ist bei der Collmannsteuerung nicht konstant und die Excenterlage  $OI$ , bei welcher der Dampf-voreintritt beginnt, nicht für alle Füllungen die gleiche. Sollte das der Fall sein, so müsste offenbar die Excenterstange nicht gerade, sondern nach einem Kreisbogen gekrümmt sein, der die Länge der Stange  $S$  zum Radius und die Lage des Punktes  $d$  bei Beginn des Voreintrittes zum Mittelpunkt hat. Mit Rücksicht auf die leichtere Herstellung bildet man aber die Excenterstange gerade aus. Der Voreintritt beginnt dann bei den kleineren Füllungen und höheren Lagen von  $S$  etwas später als bei den grösseren Füllungen und tieferen Stellungen von  $S$ .

Die Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator durch die Kraft, welche zum Anheben der belasteten Ventile nötig ist, und durch die Spannung der Blattfeder ist zu Anfang der Ventileröffnung nur gering, da dann der Kniehebel eine vollständig oder nahezu gestreckte Lage einnimmt. Später wächst aber die durch die Blattfeder und die Reibungswiderstände im Mechanismus hervorgerufene Rückwirkung auf den Regulator.

In den sämtlichen Gelenken der Collmannsteuerung tritt stets nur einseitiger Druck auf, da während des Eröffnens der Ventile die treibende Kraft des Excenters, während des Schliessens der Ventile die Spannung der Blattfeder immer eine einseitige, nicht beiderseits wechselnde Berührung der Charnierbolzen mit ihren Augen bewirken. Auch tritt diese einseitige Berührung bei geschlossenem Ventile ein, wo die einzelnen Teile ihrer Schwerkraft folgen. Infolgedessen macht sich der etwa infolge des Verschleisses in den Gelenken auftretende Spielraum nicht als toter Gang geltend.

Die Auslassventile werden bei der Collmannsteuerung auf Blatt 46 von den Excentern durch die Stangen  $B_1$  mit den Hebeln  $MN$  angetrieben. Der zweite Arm der letzteren arbeitet wieder mit einem Gegenhebel zusammen und bewirkt die Ventilerhebung und -senkung in ähnlicher Weise wie bei den Einlassventilen. Der Teil  $N$  des Hebels  $MN$  ist geschlitzt und der andere Teil in ihm durch Klemmschraube befestigt, damit man die Länge dieses Hebels behufs genauer Einstellung der Kompression und des Voraustrittes innerhalb gewisser Grenzen verändern kann. Je länger man den Hebel  $MN$  macht, desto früher kommt er in die Lage, wo das Ventil anfängt, sich zu öffnen, desto später kehrt er aber auch in die Lage, wo das Ventil sich schliesst, zurück, desto grösser wird also der Voraustritt und desto kleiner die Kompression. Umgekehrt tritt bei einer Verkürzung des Hebels  $MN$  eine Abnahme des Voraustrittes und eine Zunahme der Kompression ein.

Die auf Taf. 46 angegebenen Verhältnisse der Collmannsteuerung gelten für eine Cylinderbohrung von 650 mm. Die Ein- und Auslassventile haben 225 mm Durchmesser. Für die Einlassventile beträgt

bei einer Füllung von .	0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
der Hub in mm . . .	0	4	8	14	19,5	23,5	27,5	30	34
die entsprechende Bewegung des Punktes $k$ in mm . . . . .	0	4	7	10	12	13	15	16	17
das Voröffnen $\frac{1}{2} v_e$ in mm	0	2,5	4,5	7,5	9,5	10,5	12	13	13,5
die entsprechende Bewegung des Punktes $k$ in mm . . . . .	0	2,5	4	5,5	6,5	7	7,5	8	8

Der Hub der Auslassventile ist natürlich von der Länge des Hebels  $MN$  abhängig. Die Kompression beträgt bei einer Länge dieses Hebels von 170, 220 bzw. 270 mm 20, 15 bzw. 10 %.

Jetzt wird die Collmannsteuerung meistens mit langen Gegenhebeln ausgeführt. Fig. 142 auf Seite 235 zeigt die letzteren an einer Ausführung der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengiesserei, die das Ausführungsrecht des Collmannschen Patentes für einen Teil von Deutschland, sowie für Russland, Schweden und Dänemark besitzt. Die Anordnung der langen Gegenhebel, von denen der untere  $K$  in  $v$ , der obere  $L$  in  $t$  drehbar ist, der erstere das Ende des Kniehebels, der letztere die Ventilspindel erfasst, hat auch hier den Zweck, die Ventile zuerst langsam anzuheben, später aber schnell aufwärts zu bewegen, und umgekehrt zuerst schnell niederfallen zu lassen, dann aber langsam und sanft aufzusetzen. Es wird dies, wie schon früher erklärt, dadurch erreicht, dass der Berührungspunkt zwischen beiden Hebeln, indem diese sich aufeinander abwälzen, seine Lage während der Ventilbewegung ändert. Beim Anheben und kurz vor dem Aufsetzen des Ventiles befindet sich dieser Berührungspunkt hier ganz nahe bei  $v$ . Das Übersetzungsverhältnis der Hebel ist dann ein solches, dass die Geschwindigkeit des Kniehebels  $k$  und der von diesem ausgeübte Druck nur zum sehr kleinen Teile auf den Hebel  $L$  und die Ventilspindel übertragen wird, wodurch beim Anheben des Ventiles die Gelenke des oberen Mechanismus, beim Aufsetzen die Sitzflächen geschont werden. Je mehr aber das Ventil von seinem Sitz entfernt ist, desto mehr rückt der Berührungspunkt der Hebel  $K$  und  $L$  von der Ventilspindel fort nach  $k$  hin. Das Übersetzungsverhältnis ist dann bedeutend grösser wie zu Anfang der Eröffnung oder kurz vor Schluss des Ventiles, und das letztere wird nun mit viel grösserer Geschwindigkeit auf- oder niederbewegt.

Die Auslassventile werden in Fig. 142 des Textes ebenfalls durch zwei lange Gegenhebel  $MN$  angetrieben. Um hier die Kompression und den Voraustritt später genau einstellen zu können, ist der Angriffspunkt der Stange  $B_1$  am Excenter stellbar gemacht.

Die nachfolgende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse von drei nach Fig. 142 des Textes ausgeführten Collmannsteuerungen.







dem um  $g$  geschlagenen Kreisbogen, und man erhält die verschiedenen Lagen von A, wenn man auf diesem Kreisbogen von den einzelnen Lagen der Excentermitte aus mit dem Abstände  $\overline{IA}$  einschneidet. Verbindet man die zusammengehörigen Lagen von A und von der Excentermitte durch gerade Linien und trägt auf diesen die Verlängerung  $\overline{Ab}$  auf, so bekommt man auch die zugehörigen Lagen von b, welche in ihrer Verbindungslinie die oben erwähnte ellipsenähnliche Kurve ergeben. Bei Beginn des Voreintrittes befindet sich die Excenterkurbel in OI, und die Excenterstange nimmt dann stets die Lage IAb ein. Steht die Excenterkurbel in OO, so ist die Hauptkurbel in ihrer Totlage.

In Fig. 1 ist nun der ganze Steuerungsmechanismus durch ausgezogene Linien so angedeutet, wie er bei Beginn des Voreintrittes und des Ventilhubes für die grösste Füllung steht. Die punktiert angedeutete Lage nimmt der Mechanismus bei seiner höchsten Stellung und der grössten Ventilerhebung ein. Der Punkt b ist dann nach  $b'$ , der Punkt d, welcher um c schwingt, nach  $d'$  gekommen. Will man die Lage von b erhalten, bei welcher sich das Ventil wieder schliesst und die Füllung aufhört, so braucht man nur in d einzusetzen und einen Kreisbogen durch den Punkt b zu ziehen. Derselbe schneidet die ellipsenähnliche Kurve dicht vor dem Punkte 4; hier nimmt also der ganze Mechanismus wieder diejenige Lage ein, die er bei Beginn des Voreintrittes und Ventilhubes inne hatte, ist also der Dampfeintritt beendet. Die Excenter- und Hauptkurbel hat sich dann nicht ganz um den Winkel  $\angle OO4$  aus der Totlage der letzteren gedreht, was einer Füllung von ca. 65 % entspricht.

Bewegt aber der Regulator den Hebel C mehr nach dem Cylinder hin, so rückt auch d mehr nach dieser Seite, und der nun um d durch b gezogene Kreis schneidet die ellipsenähnliche Kurve in einem Punkte, der vor 4 liegt. Die Füllung wird dann also kleiner ausfallen. Unterhalb der Fig. 1 ist die Lage des Bogens D und der Punkte b, d und c nochmals für 30 % Füllung bei Beginn des Voreintrittes angedeutet.

Um bei endlicher Schubstangenlänge die Füllung auf beiden Kolbenseiten annähernd oder genau gleich zu bekommen, muss bei derselben Füllung der für die rechte Kolbenseite (Füllung während des Rücklaufes) dienende Bogen D etwas weiter vom Cylinder abstehen als derjenige für die linke Kolbenseite (Füllung während des Hinlaufes). Es ist dies in Fig. 1 angedeutet, wo d und c für die linke,  $d_1$  und  $c_1$  für die rechte Kolbenseite gelten. Der Hebel  $H_1$  muss demgemäss für die rechte Kolbenseite an seinem freien Ende entsprechend länger ausgebildet werden, wie dies ebenfalls in der Figur punktiert eingetragen ist. Die langen Gegenhebel  $H_1$  und  $H_2$  verfolgen wieder den auf Seite 234 angeführten Zweck, die Einlassventile zuerst langsam anzuheben, dann aber schnell hoch zu bewegen, und umgekehrt dieselben zuerst rasch niederfallen, später aber langsam aufsetzen zu lassen.

Das Voröffnen fängt bei der vorliegenden Steuerung stets bei derselben Kolbenstellung an, weil die Excenterstange B bei Beginn des Voreintrittes und allen Füllungen immer die Lage IAb einnimmt. Auch ist der Ventilhub infolge der verschiedenen Angriffspunkte am Hebel  $H_1$  für

die meisten vorkommenden Füllungen annähernd konstant; bei kleineren Füllungen rückt nämlich der Angriffspunkt am Hebel  $H_1$  mehr nach dem Cylinder hin, bei grösseren mehr von diesem fort. Alle Bolzen und Gelenke werden wie bei der Collmannsteuerung während der Bewegung nur durch einseitigen, nicht wechselnden Druck beansprucht. Eine Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator durch die Kraft, welche beim Anheben des Ventiles den auf diesem lastenden Dampfdruck zu überwinden hat, wird vermieden, da diese Kraft ja dann durch die Mitte der Regulatorwelle geht. Bezüglich der Feder Spannung, welche die Schlussbewegung des Ventiles bewirkt, ist ebenfalls nur eine geringe Rückwirkung zu befürchten, da der von dieser Spannung herrührende Druck vom Hebel  $H_1$  so nach dem Bogen D übertragen wird, dass er durch die oder sehr nahe an der Mitte der Regulatorwelle vorbeigeht, also gar kein oder nur ein geringes Drehmoment auf diese Welle äussert. Dagegen ist eine Rückwirkung durch die Reibungswiderstände im oberen Mechanismus während der ganzen Ventilerhebung nicht beseitigt. Als Vorzug der Höffnersteuerung kann deren Einfachheit und die geringe Zahl der Gelenke gelten.

Die Auslassventile werden bei der vorliegenden Steuerung durch unrunde Scheiben S (siehe Fig. 4 und 5, Taf. 45) bewegt. Auf denselben geleitet je eine Rolle M, die drehbar in der unteren Stange  $B_1$  verlagert ist. Die Stange  $B_1$  wird durch den unteren Ventilhebel, sowie durch den Arm P geführt. Der letztere ist mit Handgriff versehen, um die Auslassventile auch von Hand öffnen und das Kondenswasser aus dem Cylinder, wenn erforderlich, ablassen zu können. Die unrunder Scheiben sind in ihrer Bahn zweiteilig gemacht, um die Kompression später nach Bedarf zu verändern.

Die auf Taf. 45 angegebenen Verhältnisse der Höffnersteuerung gehören einer Maschine von 400 mm Bohrung und 850 mm Hub an. Der Durchmesser der Einlassventile ist 135 mm. Es beträgt ferner

für eine Füllung von 0,05 0,1 0,15 0,2 0,25 0,3 0,4 0,5 0,6 0,65  
das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$

in mm	4	4,5	4,5	4,5	4,75	4,75	4,5	4,5	4,5	4,5
der Ventilhub in mm	4	7	10	12	13,5	15	18	21	24,5	27

Steht die Hauptkurbel in der Totlage, so bildet die Excenterkurbel (Lage Oo in Fig. 1) des zugehörigen Einlassventiles mit der Vertikalen durch die Mitte der Steuerwelle einen Winkel von  $32^\circ$ , bei Beginn des Voreintrittes von 1,5 % beträgt dieser Winkel (Lage OI der Excenterkurbel in Fig. 1)  $17^\circ 50'$ .

Die Auslassventile haben 145 mm Durchmesser und 20 mm Hub. Der Voraustritt ist nach Fig. 5, Taf. 45 6 %, die Kompression 6 bis 22 %, entsprechend dem Winkel  $\alpha$ , um welchen die äussere Bahn der unrunder Scheiben verkleinert werden kann.

Die nachstehende Tabelle giebt die Hauptverhältnisse der Höffnersteuerung für drei Cylinderbohrungen mit Bezug auf die Bezeichnungen in Fig. 1, Taf. 45.



Tabelle.

Cylinderbohrung . . . . .	400	450	620	mm
Excentricität $r = \overline{OI}$ . . . . .	27,5	25	40	"
Excenterstangenlänge $\overline{IA}$ . . . . .	363	402	532	"
Excenterstangenlänge $\overline{Ib}$ . . . . .	635	702	931,5	"
Armlänge $\overline{gA}$ . . . . .	105	98	127	"
Abstand $\overline{bc}$ . . . . .	100	115	122	"
Abstand $\overline{bd}$ . . . . .	85	110	108	"
Radius der inneren runden Bahn von $H_1$ . . . . .	128	140	150	"
Horizontaler Abstand der Verti- kalen durch die Cylindermitte von der Steuerwelle . . . . .	760	770	1150	"
Horizontaler Abstand der Verti- kalen durch die Cylindermitte von der Regulatorwelle . . . . .	270	400	400	"
Horizontaler Abstand der Verti- kalen durch die Cylindermitte vom Punkte $g$ . . . . .	328	410	665	"
Vertikaler Abstand der Hori- zontalen durch die Cylinder- mitte von der Steuerwelle . . . . .	440	480	606	"
Vertikaler Abstand der Hori- zontalen durch die Cylinder- mitte vom Punkte $g$ . . . . .	170	200	246	"

Die zwangsläufige **Ventilsteuerung von Radovanović** (D. R.-P. No. 51247), die auf Taf. 44 dargestellt ist, benutzt zur Bewegung der Einlassventile den Hackworthschen Lenker. Derselbe ist in Fig. 1 und 2, Taf. 44 mit B bezeichnet. Das eine Ende desselben wird durch ein Excenter E der Steuerwelle  $w_1$  in Bewegung gesetzt, das andere Ende c überträgt die empfangene Bewegung durch die Stange S auf den Hebel H der Ventile, und ein zwischen den Enden liegender Punkt des Lenkers wird auf einer geraden Linie geführt. Dieser letztgenannte Punkt ist der Mittelpunkt einer Scheibe K, die in dem Lenker drehbar verlagert und mit einem der Führungslinie entsprechenden Schlitz versehen ist. In den Schlitz greift ein auf der Regulatorwelle  $w_2$  befestigtes Gleitstück T. Die Lage dieses letzteren ist also von der Stellung des Regulators bzw. von der Belastung der Maschine abhängig, bestimmt ihrerseits aber wieder die Richtung der geraden Linie, auf welcher bei einer Drehung des Excenters E die Mitte der Scheibe K verschoben wird. Von der jeweiligen Richtung dieser Verschiebung hängt nun die Bewegung des Endes c ab, das somit bei den verschiedenen Regulatorstellungen und Belastungen der Maschine verschiedene Kurven beschreiben wird, die wiederum andere Bewegungen des Ventiles, d. h. grössere oder kleinere Füllungen mit sich bringen. Es ist dies aus Fig. 3, Taf. 44 ersichtlich.

O ist hier die Mitte der Steuerwelle  $w_1$ . Die Mitte des Excenters E bewegt sich bei einer Drehung der Steuerwelle auf einem mit der Excentricität  $r$  als Radius geschlagenen Kreise. A ist ferner die Mitte der Regulatorwelle  $w_2$ . Durch diese Mitte gehen, entsprechend der Einstellung des Gleitstückes T auf der Regulatorwelle, die geraden Linien, auf welchen sich die Mitte der Scheibe K bewegen kann. In der Figur sind zwei solcher Linien gezogen und für diese

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

die Bewegungskurven des Endes c konstruiert worden. Die eine gerade Linie durch A und die zugehörige Kurve von c entspricht der kleinsten, die andere der grössten Füllung.

Um die Kurven von c zu bekommen, hat man zuerst die verschiedenen Lagen der Scheibenmitte K bei der Drehung des Excenters E aufzusuchen. Man erhält dieselben, wenn man mit dem Abstände  $\overline{IA}$  der Excenter- und Scheibenmitte von den verschiedenen Lagen I, 0, 1, 2, . . . 9' der Excenterkurbel aus auf die gerade Linie durch A einschneidet, welche für die Verschiebung der Scheibenmitte, entsprechend der Einstellung von T, massgebend ist. Verbindet man dann die zusammengehörigen Lagen von Excenter- und Scheibenmitte durch gerade Linien und trägt auf deren Verlängerungen von der jeweiligen Lage der Scheibenmitte aus den Abstand  $\overline{Ac}$  des linken Lenkerendes ab, so erhält man die Kurve des letzteren, welche zu der durch A gewählten geraden Linie bzw. Einstellung von T gehört.

Bei Beginn des Voreintrittes nimmt der Mechanismus bei jeder Einstellung von T die Lage O I A c d in Fig. 3 ein. Das Ventil fängt dann bei weiterer Drehung der Steuerwelle an, sich zu öffnen. Kommt die Excenterkurbel nach O 0, so steht die Hauptkurbel in der zugehörigen Totlage und das Ventil ist um das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_e$  gehoben. Setzt man nun in Fig. 1 in den Punkt d, wo die Ventileröffnung<sup>1)</sup> beginnt, ein und schlägt durch den Punkt c einen Kreis, so schneidet dieser die jeweilige c-Kurve ein zweites Mal offenbar an der Stelle, wo die Ventileröffnung und die Füllung aufhört. Bei der ausgezogenen c-Kurve ist dies z. B. im Punkte 7, bei der strichpunktierten in einem zwischen 0 und 1 liegenden Punkte der Fall. Im ersteren Falle hat sich die Steuerwelle aus der Lage O 0, die Kurbelwelle also aus ihrer Totlage um einen Winkel O 0 7 gedreht, der einer Füllung von ca. 70% entspricht, im letzteren Falle um einen solchen, zu dem nur ca. 5% Füllung gehören. Der höchste Punkt der einzelnen c-Kurven bestimmt natürlich die bei den zugehörigen Füllungen stattfindenden grössten Ventilerhebungen.

Der obere Hebel H, welcher die Stange S mit der Spindel des Einlassventiles verbindet, stützt sich während der Ventileröffnung auf eine Stahlplatte am Ventilgehäuse. Die letztere und der Hebel H sind an der Berührungsstelle so gekrümmt, dass der Berührungspunkt beider zu Anfang und kurz vor dem Schluss der Ventileröffnung ganz nahe an der Ventilspindel liegt, sonst aber weit von dieser weg rückt. Es hat dies denselben Zweck, den die früher erklärten Gegenhebel verfolgten, also langsame Anheben, schnelles Öffnen und Schliessen, sowie sanftes Aufsetzen des Ventiles. Die im Ventilgehäuse befindliche Feder zieht das Ventil während des Schliessens auf seinen Sitz zurück, also hoch; die Feder hat somit hier auch das Eigengewicht des Ventiles und Ventilgestänges zu überwinden. Bei geschlossenem Ventil hebt sich der Hebel H nach unten von seiner Stützplatte am Gehäuse ab.

Die Radovanovićsteuerung ist eine der besten zwangsläufigen Steuerungen. Sie zeichnet sich durch grosse Einfachheit und geringe Zahl der Gelenke aus. Das Voröffnen beginnt bei ihr stets bei derselben Kolben- und Hauptkurbellage, da zu Anfang des Voreintrittes, welches auch die Füllung sein mag, der Mechanismus immer dieselbe Lage (I A c d in Fig. 3) einnimmt. Da ferner in dieser Lage die Mitte der Scheibe K mit der Mitte A

1) Die Einlassventile werden hier nach unten von ihrem Sitz abgehoben.



der Regulatorwelle zusammenfällt, so ist die Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator durch die Kraft, welche zum Anheben der belasteten Ventile nötig ist, aufgehoben. Bezüglich der Spannung der Ventildfedern und der Reibung am Umfange der Scheiben K ist dies nicht der Fall; beide üben vielmehr Drehmomente auf die Regulatorwelle aus, deren Drehungssinn aber entgegengesetzt ist und die deshalb, namentlich bei grossem Radius der Scheibe K, eine verschwindend kleine Rückwirkung auf den Regulator äussern<sup>1)</sup>. Das ganze Gestänge der Steuerung wird nun durch einseitigen, nicht wechselnden Druck beansprucht.

Zur Bewegung der Auslassventile dienen auf Taf. 44 zwei besondere Excenter, welche durch Stangen  $B_1$  und Hebel  $H_1$  auf die Spindeln dieser Ventile wirken.

Die Tabelle auf Taf. 44 giebt die Hauptverhältnisse der Radovanovićsteuerung für verschiedene Cylinderbohrungen.

Die zwangsläufige **Ventilsteuerung von Kuchenbecker** (D. R.-P. No. 15841) unterscheidet sich von den bisher betrachteten Steuerungen dieser Gruppe hauptsächlich dadurch, dass die Einlassventile nicht durch den Druck einer Feder, sondern durch die Maschine selbst geschlossen werden. Die oberhalb der Einlassventile angeordnete Feder hat also hier nur für die dauernde Berührung der aufeinander arbeitenden Hebel zu sorgen, kann also in ihrer Spannung geringer gehalten sein als bei den früher behandelten Steuerungen dieses Paragraphen, wo diese Feder nicht nur die Berührung in den betreffenden Teilen des Mechanismus aufrecht zu erhalten, sondern auch die Ventile auf ihren Sitz zurück zu bewegen hat. Die Fig. 6 bis 9, Taf. 47 zeigen die Kuchenbeckersteuerung nach einer Ausführung der Wilhelmshütte, Aktien-Gesellschaft für Maschinenbau und Eisen giesserei zu Eulau-Wilhelmshütte und Waldenburg in Schlesien.

Zur Bewegung des Ein- und Auslassventiles einer jeden Cylinderseite dient hier ein auf der Steuerwelle  $w$  in Fig. 6 und 9 aufgekeiltes Excenter E. Dasselbe überträgt durch den Excenterhebel B zwei Bewegungen auf das Ende  $s$  der Stange S, welche das Öffnen und Schliessen des Einlassventiles durch verschiedene Hebel bewirkt. Von diesen beiden Bewegungen erfolgt die eine, nämlich die des Punktes  $c$ , der durch den Hebel C mit  $s$  verbunden ist, immer in der gleichen Weise. Die andere Bewegung dagegen wird beeinflusst durch die Stellung des Regulators, ist also von der Belastung der Maschine abhängig und erfolgt bei den einzelnen Regulatorstellungen und Belastungszuständen in verschiedener Weise. Hierzu ist das Ende  $b$  des Excenterhebels B mit einer Kulisse K verbunden, die um den Bolzen  $k$  schwingen kann. In der Bahn der Kulisse ist weiter ein Gleitstück T durch den Regulator verstellbar, indem die Regulatorwelle  $w_1$  mit ihrem festgekeilten Hebel D dieses Gleitstück in zwei bogenförmig gestalteten Stangen F trägt. Andererseits ist aber auch der Gleitstein durch die Stangen G mit dem Ende  $s$  verbunden. Je grösser nun

die Belastung der Maschine wird, um so höher stellt der nach unten gehende Regulator den Gleitstein in die Kulissenbahn ein, einen um so grösseren Vorstoss erleidet das Ende  $s$  in der Richtung seiner Stange nach dem Cylinder hin, um so grösser und länger ist die Ventilerhebung, und umgekehrt. Es lässt sich dies leicht an Hand der Fig. 6a verfolgen, wo die einzelnen Teile des Steuerungsmechanismus nochmals schematisch angedeutet und die Bahnen der einzelnen Punkte eingetragen sind.

Durchläuft die Mitte des Excenters E bei der Drehung der Steuerwelle in der angegebenen Richtung die Punkte I, 0, 1 . . . . 9 des mit der Excentricität  $r$  um O geschlagenen Kreises, so bewegt sich der Punkt  $b$  auf einem mit dem Abstände  $k d$  um den Drehpunkt  $k$  der Kulisse geschlagenen Kreisbogen. Der Punkt  $c$  dagegen beschreibt eine ellipsenförmige Kurve, deren einzelne Punkte man erhält, sobald man aus den zusammengehörigen Lagen der Excentermitte und des Punktes  $b$  Kreise mit den Abständen  $\overline{Ic}$  bzw.  $\overline{bc}$  schlägt und deren Schnittpunkte aufsucht. Die Bewegung des Punktes  $s$ , soweit dieselbe von  $c$  abhängig ist, muss nun so erfolgen, dass  $s$  stets auf einem mit dem Abstände  $\overline{cs}$  um die einzelnen Lagen von  $c$  gezogenen Kreisbogen liegt. Diese Kreisbögen sind in der Figur mit  $\alpha_1, \alpha_0, \alpha_1 . . . .$  bezeichnet.

Um weiter die Bewegung, welche der Punkt  $s$  durch die Kulisse bei den einzelnen Lagen des Gleitsteines T empfängt, zu erhalten, hat man zunächst die verschiedenen Lagen des Mittelpunktes M der Kulissenkrümmung aufzusuchen. In der in der Figur angedeuteten Lage des Mechanismus, fällt M mit  $s$  zusammen. Alle Lagen von M befinden sich aber auf einem Kreisbogen, der mit dem Abstände  $k M = k s$  um den Drehpunkt der Kulisse geschlagen wird, und ergeben sich, sobald man von den verschiedenen Lagen von  $b$  aus mit dem Abstände  $\overline{b M} = \overline{b s}$  auf diesem Kreisbogen einschneidet. Setzt man nun umgekehrt in die so erhaltenen verschiedenen Lagen des Mittels M ein und zieht von ihnen aus Kreisbögen durch  $g$ , so stellen diese die verschiedenen Lagen der mittleren Kulissenkrümmung während der Drehung der Steuerwelle dar. In der Figur sind diese Kreisbögen mit  $\beta_1, \beta_0, \beta_1 . . . .$  bezeichnet. Auf ihnen befindet sich der Mittelpunkt des Gleitsteines T, der ebenfalls in der vom Regulator angewiesenen Lage um  $k$  schwingt. In der Figur sind zwei solcher Lagen angedeutet. Bei der oberen schwingt die Mitte von T auf dem Kreisbogen  $\gamma - \gamma$ , bei der unteren auf demjenigen  $\delta - \delta$  um  $k$ , und die Schnittpunkte dieser Kreisbögen mit denjenigen  $\beta_1, \beta_0, \beta_1$  ergeben die verschiedenen Stellungen der Gleitsteinmitte bei den gewählten beiden Regulatoreinstellungen.

Setzt man endlich in die so gefundenen, verschiedenen Lagen der Gleitsteinmitte ein und schneidet mit dem Krümmungsradius  $\overline{g M} = \overline{g s}$  auf dem zugehörigen Bogen  $\alpha_1, \alpha_0, \alpha_1 . . . .$ , auf dem der Punkt  $s$  infolge der Bewegung von  $c$  aus liegen muss, ein, so bekommt man die Punkte, durch welche sich  $s$  bewegen wird. Sie ergeben, wenn die Gleitsteinmitte auf  $\gamma - \gamma$  schwingt, die ausgezogene, wenn sie auf  $\delta - \delta$  schwingt, die punktierte angedeutete Kurve. Die erstere ergibt einen weit grösseren Vorstoss der Stange S als die letztere.

Die angedeutete Lage der Stange S entspricht dem Beginn des Voreintrittes und der Ventilerhebung. Schlägt man somit um das andere Ende (I in Fig. 6) dieser Stange bei der angedeuteten Lage einen Kreisbogen  $\epsilon - \epsilon$  durch  $s$ , so trifft dieser die ausgezogene  $s$ -Kurve in  $m$ , die punktierte in  $n$ ; in diesen Punkten wird das Ventil sich wieder schliessen, hört also die Füllung auf. Der Punkt  $m$  der ausgezogenen  $s$ -Kurve entspricht aber einem Drehwinkel 00m, der Punkt  $n$  der punktierten  $s$ -Kurve einem solchen 00n der Excenterkurbel aus ihrer Lage 00 oder der Hauptkurbel aus ihrer

1) Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1893, S. 462.



Totlage, da bei der Lage 00 der ersteren Kurbel die letztere in ihrer Totlage steht. Zu den angegebenen Drehwinkeln gehören ca. 75 bzw. 30% Füllung.

Die Bewegung des Endes l der Stange S in Fig. 6 und 7, Taf. 47 wird bei der vorliegenden Steuerung zur Drehung des Hebels H benutzt, der um h drehbar ist. Der Hebel H arbeitet ferner mit dem einen Arme  $H_1$  eines zweiten Hebels zusammen, dessen Drehpunkt q ist und dessen anderer Arm  $H_2$  die Ventilspindel erfasst. H und  $H_1$  sind wieder nach Art der Gegenhebel so gestaltet, dass ihr Berührungspunkt anfangs bei h liegt, dann aber sehr bald nach q hin rückt, damit die Eröffnung und der Schluss des Ventiles in der schon mehrfach erklärten Weise vor sich geht. Beim Schliessen des Ventiles legt sich der Hebel H mit seiner Bahn x—x in Fig. 7 gegen die Höhlung y—y des Armes  $H_2$  und zieht das Ventil herunter, wobei eine in den Behälter Q eingebaute Feder für die Berührung der Arme  $H_1$  und H sorgt und den Ventilschluss in umgekehrter Weise wie die Ventileröffnung vor sich gehen lässt. Die erwähnte Feder in dem Behälter Q bildet dabei zugleich ein elastisches Zwischenglied im Ventilgestänge, das nötig ist, damit Unreinigkeiten den Ventilsitzen, sowie dem Steuerungsmechanismus nicht gefährlich werden. Während des Ventilschlusses hebt sich der Hebel H von dem Arme  $H_1$  ab, und es gleitet nun der erstere mit seiner Bahn v—x unter derjenigen y—z des Armes  $H_2$ .

Das Voröffnen beginnt bei der Kuchenbeckersteuerung immer bei derselben Kolben- und Hauptkurbellage, da die Excenterkurbel dann stets in OI und der Punkt s, welches auch die Füllung sein mag, immer die in Fig. 6a angegebene Lage einnimmt. Da ferner bei dieser Lage der Punkt s mit dem Mittelpunkt M der Kulissenkrümmung zusammenfällt, so ist eine Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator bei Beginn des Voreintrittes durch die Kraft zum Anheben der Ventile, sowie durch die Federspannung aufgehoben. Bei weiterer Drehung der Kurbelwelle ist das nicht mehr der Fall; da nun die Lage von s nicht mehr diejenige von M deckt und durch die nach s übertragene Pressung der Feder auch eine Tangentialkomponente in T hervorgerufen wird, so dürfte durch die Federspannung, die allerdings verhältnismässig gering ist, sowie durch die Reibungswiderstände eine, wenn auch geringe, Rückwirkung auf den Regulator eintreten. Als Vorteil der vorliegenden Steuerung kann der Umstand gelten, dass ein Hängenbleiben des geöffneten Ventiles, wie es z. B. bei den anderen zwangsläufigen Ventilsteuerungen bei zu grossem Widerstande in der Stopfbuchse der Ventilspindel und bei zu kleiner Federspannung vorkommen kann, hier ausgeschlossen ist, da, wie schon erwähnt, ja das Ventil durch die Kraft der Maschine auf seinen Sitz zurückgezogen wird. Dagegen kann als Nachteil der Kuchenbeckersteuerung die grosse Zahl der Gelenke, sowie die schwierige genaue Herstellung der zahnartig ineinander greifenden oberen Hebel gelten.

Die Auslassventile werden in Fig. 6, Taf. 47 von dem Punkte p der Kulissee aus durch die Stange  $S_1$  bewegt. Der Punkt p schwingt dabei wieder auf einem Kreisbogen um k, und man erhält die verschiedenen Lagen

dieses Punktes bei der Drehung der Steuerwelle, wenn man von den einzelnen Lagen des Punktes b aus mit dem Abstände  $\overline{bp}$  auf dem erwähnten Kreisbogen einschneidet. Das untere Ende r der Stange  $S_1$  überträgt die der letzteren erteilten Bewegung durch die Hebel N, R, die ähnlich wie die entsprechenden Hebel der Einlassventile gestaltet und in Fig. 8 nochmals dargestellt sind, auf die Auslassventile.

Die in Fig. 6 bis 9, Taf. 47 angegebenen Verhältnisse der Kuchenbeckersteuerung gehören zu dem kleinen Cylinder einer Verbundmaschine von 540 bzw. 840 mm Bohrung und 1000 mm Hub. Die Einlassventile haben 220 mm Durchmesser, und es beträgt

bei einer Füllung von . . .	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8
der Vorstoss des Punktes in mm	3	4,5	6,5	8	10,5	13	18	20,5
der Ventilhub in mm . . .	3	7	13	17	24	32	45	54

Die Auslassventile haben den gleichen Durchmesser wie die Einlassventile, während der Vorstoss des Punktes p 9 mm, der Ventilhub 21 mm ist.

Bei Beginn des Voreintrittes bildet die Excenterkurbel mit der Vertikalen durch die Mitte der Steuerwelle einen Winkel (Fig. 6a)

$$IOO = 18^\circ 20',$$

die Excentricität der Excenter ist

$$r = 24 \text{ mm.}$$

Durch eine grosse Einfachheit des Mechanismus zeichnet sich die zwangsläufige **Ventilsteuerung** von **Widmann** (D. R.-P.) aus. Dieselbe ist in Fig. 10<sup>1)</sup>, Taf. 47 dargestellt. Das zur Bewegung des Ein- und Auslassventiles einer jeden Cylinderseite dienende Excenter E auf der Steuerwelle w ist durch die Stange B mit dem einen Arme des unteren Hebels M verbunden, der mit seinem anderen Arme die Spindel des Auslassventiles erfasst und im Punkte m drehbar verlagert ist. Der Punkt b des Excenterbügels beschreibt deshalb bei jeder Umdrehung der Kurbel- und Steuerwelle eine ellipsenähnliche Kurve. Die Bewegung des Punktes b wird durch die Stange C auf einen zweiarmigen Hebel D übertragen, dessen anderes Ende e durch die Stange S und den Hebel H auf die Spindel des Einlassventiles wirkt, sobald S und H aus der angegebenen Lage, die den Beginn der Ventileröffnung darstellt, nach unten gehen. Als Stützpunkt des Hebels D dient der Bolzen d eines auf der Regulatorwelle  $w_1$  festgekeilten Hebels F, und die von der Regulatorstellung und der Belastung der Maschine abhängige Lage dieses Hebels bedingt die Grösse der Ventilerhebung und der Füllung. Je mehr nämlich der Hebel F durch die Regulatorwelle nach dem Cylinder hin gedreht wird, desto kleiner fällt die Grösse und Dauer der Ventileröffnung aus, und umgekehrt. Es ist dies leicht aus Fig. 10a, Taf. 47 zu ersehen, wo der Mechanismus der Steuerung nochmals in grösserem Massstabe schematisch aufgetragen ist.

Die Excenterkurbel durchläuft bei der Drehung der Steuerwelle die Punkte I, 0, 1 . . . . 9 des Excenterkreises um O. Bei der Lage OI der Excenterkurbel beginnt der Dampfvereintritt, bei der Lage 00 befindet sich die Haupt-

1) Nach der „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1892, S. 249.



kurbel und der Kolben in der Totlage. Schlägt man nun mit der Länge  $\overline{In}^1$  der Excenterstange B von den verschiedenen Lagen I, 0, 1 . . . . 9 der Excentermitte aus auf dem mit  $\overline{mn}$  als Radius um m gezogenen Kreisbogen ein, so erhält man die verschiedenen Lagen des Punktes n. Die zusammengehörigen Lagen des letzteren und der Excentermitte ergeben dann auch die bezüglichen Lagen des Punktes b als Schnittpunkt zweier Kreise, von denen der eine mit  $\overline{Ib}$  als Radius aus der Stellung der Excentermitte, der andere mit  $\overline{nb}$  als Radius aus der zugehörigen Stellung von n zu schlagen ist.

Die Stange C, sowie die beiden Hebel D und F sind in Fig. 10a in vier verschiedenen Lagen angedeutet. Bei diesen Lagen OIbde, OIbe'd'e' . . . . OIbe''d''e'' steht der Mechanismus so, dass bei weiterer Drehung der Steuerwelle nach dem eingetragenen Drehungssinne das Ventil anfängt, sich zu öffnen. Setzt man nun der Reihe nach in c c' . . . . c''' ein und zieht durch den Punkt b Kreisbögen, so schneiden diese die ellipsenähnliche Kurve von b ein zweites Mal in den Punkten o, p, t bzw. q. Hier nimmt offenbar der Hebel D die bei Beginn der Ventileröffnung eingenommene Stellung wieder ein, erfolgt also der Ventilschluss und hört die Füllung auf. Die Excenterkurbel hat sich dann aus der Lage 00, die Hauptkurbel aus ihrer Totlage um die Winkel 00o, 00p, 00t bzw. 00q gedreht. Einem jeden dieser Winkel entspricht eine andere Füllung und, wie sich leicht konstruieren lässt, auch ein verschiedener Ventilhub. Der Punkt c, c', c'' bzw. c''', der stets auf einem Kreisbogen um d, d', d'' bzw. d''' schwingen muss, erfährt z. B. eine grösste Bewegung von o, c' f', c'' f'' bzw. c''' f''', die zur Ventileröffnung verwendet wird.

Der obere Hebel H findet auf einer gewölbten Fläche des Ventilgehäuses seine Unterstützung. Die Berührungsstelle der aufeinander arbeitenden Flächen ändert wie bei zwei Gegenhebeln in der früher erklärten Weise und aus den früher angegebenen Gründen ihre Lage.

Die Verhältnisse der Widmannsteuerung können so gewählt werden, dass entweder der Voreintritt immer bei derselben Kolben- und Hauptkurbellage beginnt, oder das Voröffnen  $\frac{1}{2} v_c$  konstant bleibt. Das erstere ist z. B.

bei den Verhältnissen in Fig. 10a, Taf. 47 der Fall. Die Punkte c, c', c'' und c''' müssen dann alle auf dem mit der Stangenlänge C um b beschriebenen Kreisbogen  $\alpha-\alpha$ , die Punkte e, e', e'' und e''' alle auf dem mit der Stangenlänge S um s geschlagenen Kreisbogen  $\beta-\beta$  liegen, wobei die Lage von b und s dem Beginn des Voreintrittes entsprechen. Hat man für eine Anzahl von Füllungen die Lagen ce, c'e' . . . c''e''' des Hebels D aufgesucht, so muss man die Mitte O<sub>1</sub> der Regulatorwelle und den Radius des Hebels F natürlich so wählen, dass der mit diesem Radius um O<sub>1</sub> gezogene Kreis durch die zugehörigen Lagen d, d' . . . d''' des Stützpunktes am Hebel F geht. Soll dabei zugleich für alle Füllungen die Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator, welche sich bei Beginn des Voreintrittes durch die Kraft zum Öffnen des belasteten Ventiles zu äussern sucht, aufgehoben sein, so müssen sich für die einzelnen Füllungen die zusammengehörigen Lagen von C, S und F in einem Punkte treffen. In der Figur ist das ebenfalls der Fall. c'b, d'O<sub>1</sub> und se' treffen sich im Punkte x', c''b, d''O<sub>1</sub> und se'' in x'', c'''b, d'''O<sub>1</sub> und se''' in x'''; der Schnittpunkt von cb, dO<sub>1</sub> und se

<sup>1)</sup> m und n liegen auf der Tafel in der Cylinderbohrung der Fig. 1.

liegt ausserhalb der Tafel. Die treibende Kraft der Stange C und der Widerstand der Stange S üben dann für die erwähnten Lagen auf den Hebel F einen Druck aus, der durch O<sub>1</sub> geht, also kein Drehmoment auf die Regulatorwelle ergibt. Die Verhältnisse, bei denen dieser Bedingung im Verein mit der früher erwähnten genügt wird, lassen sich nur durch Probieren finden. Ist der zuerst erwähnten Bedingung entsprochen, so hat man die Länge der Stange C und des Hebels D solange abzuändern, bis dass auch die Rückwirkung auf den Regulator bei Beginn des Voröffnens für die meist gebräuchlichen Füllungen beseitigt ist<sup>1)</sup>. Für die anderen Lagen des Mechanismus ist die Rückwirkung der Steuerung dann aber noch nicht aufgehoben; die Spannung der oberen Feder und die Reibungswiderstände üben vielmehr während der ganzen Ventilerhebung ein rückwirkendes Drehmoment auf die Regulatorwelle aus. Der Hauptvorteil der Widmannsteuerung ist die ausserordentliche Einfachheit und geringe Zahl der Gelenke.

Die Verhältnisse der Steuerung in Fig. 6 und 6a, Taf. 47 gehören zu dem kleinen Cylinder einer Verbundmaschine, die 325 bzw. 500 mm Bohrung, 600 mm Hub besitzt und mit 100 minutlichen Umdrehungen läuft.

Ein Vergleich der zwangläufigen und ausklinkenden Ventilsteuerungen lehrt, dass die Vorteile der ersteren vornehmlich in einer von dem Wärter unabhängigen, ohne Zuhilfenahme von Puffern erreichten, sicheren Schlussbewegung der Einlassventile bestehen, durch welche letztere mit einer mathematisch sicheren und die Sitzflächen nicht schädigenden Geschwindigkeit niederbewegt bzw. aufgesetzt werden. Infolgedessen gestatten zwangläufige Ventilsteuerungen im allgemeinen höhere Umdrehungszahlen als nicht zwangläufige; die zulässige Grenze der Umdrehungszahl wird zwar für zwangläufige Ventilsteuerungen äusserst verschieden angegeben, meistens dürften aber grössere Umdrehungszahlen als 120 bis 130 bei normalem Betriebe nicht zur Anwendung kommen. Zwangläufige Ventilsteuerungen arbeiten ferner weit geräuschloser als solche mit Ausklinkmechanismus.

Dagegen setzen zwangläufige Ventilsteuerungen dem Regulator infolge der Zwangläufigkeit ihres Mechanismus einen viel grösseren Widerstand bei der Füllungsänderung als nicht zwangläufige entgegen, erfordern deshalb weit kräftigere Regulatoren als diese letzteren. Auch ist die Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator, die gewöhnlich die Anbringung einer Ölbremse an diesem nötig macht und sich meistens in einem zweimaligen Zucken des Regulators während jeder Umdrehung der Maschine zeigt, ein Nachteil aller zwangläufigen Ventilsteuerungen. Bei Beginn des Voreintrittes und der Ventileröffnung ist die erwähnte Rückwirkung zwar, wie wir sahen, bei den meisten diesbezüglichen Steuerungen aufgehoben, dagegen äussern die Spannung der schliessenden Federn, sowie die Reibungswiderstände im Mechanismus während der ganzen Ventilerhebung ein rückwirkendes Drehmoment auf die Regulatorwelle. Die Spannung der schliessenden

<sup>1)</sup> Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1892, S. 163.



Federn muss die Reibung der Ventilspindeln in ihren Stopfbuchsen überwinden; ist also die Spannung dieser Federn sehr gering gewählt, wie es jetzt vielfach mit Rücksicht auf ein möglichst geräuschvolles Arbeiten und geringes Rückwirken geschieht, so ist ein Hängenbleiben der Ventile unter Umständen nicht ausgeschlossen und nur bei sehr sorgfältiger Wartung der erwähnten Stopfbuchsen zu vermeiden. Endlich haben zwangsläufige Ventilsteuerungen den Übelstand, dass kleinen Füllungen

auch kleine Ventilhübe entsprechen, die leicht zu einer Drosselung des frischen Dampfes führen. Namentlich ist dieser Übelstand bei Steuerungen mit langen Gegenhebeln zu bemerken. Die letzteren wirken auch insofern nachteilig, als sie die durch die Federn veranlasste Rückwirkung auf den Regulator verstärken und bei unrichtigem Nacheinstellen oft nach kurzer Zeit sehr schädliche Nacheinströmungen veranlassen.