

Erster Teil.

Entwicklung des zeichnerischen Verfahrens.

I. Abschnitt.

Schieberbewegung durch die gewöhnliche Schubkurbel.

1. Kapitel.

Der einfache Muschelschieber.

§ 1. Anordnung und Wirkungsweise des einfachen Muschelschiebers.

Die einfachste Form des Flachschiebers zeigt der nach seiner muschelförmigen Gestalt benannte «Muschelschieber». Seine Anordnung und Wirkungsweise soll zunächst nur für den häufigeren Fall von Dampf als Druckflüssigkeit erläutert werden. Die Anwendung auf Wasser bietet dann keine Schwierigkeiten.

Am Cylinder ist seitlich der «Schieberkasten» K angebracht (s. Fig. 1 u. 1 a, Taf. I), dessen Raum mit dem Dampfkessel in Verbindung steht, und der daher mit Dampf von angenähert der Kesselspannung angefüllt ist. Der Grund des Schieberkastens ist genau eben abgearbeitet und bildet den «Schieberspiegel». Darin befinden sich drei Öffnungen, aussen die beiden Dampfkanäle D , die nach den beiden Seiten des Cylinders führen, in der Mitte die Austrittsöffnung A , durch die der gebrauchte Dampf seitlich fortgeleitet wird. Die Wand zwischen A und D von der oberen Breite s heisst der «Steg». Auf dem Schieberspiegel und ihm den Hohlraum H zugekehrt, gleitet der Muschelschieber. Er ruht dabei, in seiner Bewegungsrichtung gemessen, beidseitig mit breiten Auflagern, den «Schieberlappen» L auf, während die Auflagerfläche in der zur

gezeichneten senkrechten Richtung nur so breit ist, wie es der dampfdichte Abschluss erfordert. In dieser Richtung hat der Hohlraum H des Schiebers die gleiche Breite, wie die Öffnungen A und D .

Schieber und Schieberspiegel sind meistens symmetrisch ausgeführt. Befinden sie sich dann auch in gegenseitig symmetrischer Lage, der sogenannten «Mittellage» des Schiebers (Fig. 1a), so sind die beiden Dampfkanäle durch die beiden bedeutend breiteren Schieberlappen L vollkommen geschlossen. Die Länge e , um welche dabei die äusseren Kanten der beiden Lappen die äusseren Kanalkanten überragen, heisst die «äussere Überdeckung», während die Länge i , um die gleichzeitig die inneren Lappenkanten innerhalb der inneren Kanalkanten stehen, die «innere Überdeckung» genannt wird. Durch diese Überdeckungen (oder auch «Überlappungen») wird zunächst erreicht, dass der Dampf niemals gleichzeitig auf beiden Seiten des Kolbens ein- oder ausströmen kann.

Ist dagegen der Schieber um mehr als jede der beiden Überdeckungen aus seiner Mittellage ausgelenkt, z. B. nach rechts, wie in Fig. 1, so sind die beiden Dampfkanäle nicht mehr abgeschlossen. Dann kann der Dampf aus dem Schieberkasten durch den linken Dampfkanal in den Cylinder auf die linke Seite des Kolbens einströmen, während der Dampf von der rechten Seite durch den rechten Dampfkanal und den Hohlraum des Schiebers in die Ausströmungsöffnung gelangen und die Maschine verlassen kann. Der Kolben wird daher durch den Dampf im Sinne von links nach rechts bewegt werden. Für eine Auslenkung des Schiebers nach links gilt das Entgegengesetzte.

Bei jeder beliebigen Stellung des Schiebers ergibt sich die Grösse der Eröffnung der Kanäle für das Ein- oder Ausströmen des Dampfes gleich der Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage vermindert um die äussere oder innere Überdeckung. Ist der Schieber gerade um eine dieser Überdeckungen ausgelenkt, so beginnt oder endet das Ein- oder Ausströmen. Dabei ist allerdings vorausgesetzt, es finde ein vollkommener Abschluss statt, wenn gerade Kante auf Kante steht, ohne jede Überdeckung, eine Annahme, die gemacht werden muss, wenn überhaupt eine weitere Untersuchung möglich sein soll.

Damit der Dampf am Anfange des Kolbenhubes hinreichend weite Querschnitte vorfindet, um möglichst wenig gedrosselt auf der einen Seite ein-, auf der anderen ausströmen zu können, müssen beide Dampfkanäle im Augenblicke des Kolbenwechsels schon eröffnet sein. Den Betrag dieser Eröffnung nennt man das «Voröffnen» für den Dampf- ein- oder -austritt, die zugehörige Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage das «lineare Voreilen» oder auch kurz

«Voreilen». Der Betrag des Voröffnens darf nicht zu klein sein, wenn die verlangte Wirkung in genügendem Grade eintreten soll. Er darf aber auch nicht zu gross werden. Denn beginnt das Voreinströmen zu früh, so geht die Kurbel schwer über den toten Punkt, während bei zuzeitigem Vorausströmen der Druck hinter dem Kolben schon vor dem Kolbenwechsel zu stark sinkt, was eine schlechtere Ausnutzung des Dampfes zur Folge hat. In Wirklichkeit liegt die günstigste Grösse des Voröffnens zwischen ziemlich engen Grenzen, und wenn die Wirkung des Dampfes auf beiden Seiten des Kolbens möglichst gleich gut ausfallen soll, so muss der Schieber auf beidseitig gleiches Voröffnen eingestellt werden. Bei symmetrischer Anordnung von Schieber und Schieberspiegel entspricht das auch beidseitig gleichem Voreilen.

Der Schieber ist zunächst als durch eine gewöhnliche Schubkurbel bewegt vorausgesetzt. Ihre Anordnung zeigt Fig. 1, aber nur als Gerippe in kräftigen Linien. O ist der Mittelpunkt der Maschinenwelle. Auf ihr befindet sich ein Exzenter aufgekeilt, das aber nur als kleine Kurbel vom Halbmesser $r = OE$ dargestellt ist. Von diesem Exzenter geht die Exzenterstange EP aus, deren anderes Ende, das immer als ihr Endpunkt bezeichnet werden soll, in P gelenkig mit der Schieberstange S verbunden ist. Durch eine Prismenführung dieser Stange wird auch der Mittelpunkt des Zapfens P gezwungen, sich in einer Geraden zu bewegen, die, weil eine gewöhnliche Schubkurbel vorausgesetzt ist, durch den Mittelpunkt O der Welle hindurchgeht. Ausserdem liegt diese Schubrichtung von S und P parallel zum Schieberspiegel. Die Schieberstange geht durch ein Stopfzeug in das Innere des Schieberkastens und fasst dort mit einem Rahmen, oder sonst wie, den Schieber so, dass dieser in seiner Schubrichtung ohne jedes Spiel sicher geführt wird, während er senkrecht dazu Spiel haben muss, damit er vom Dampfüberdrucke dampfdicht an den Schieberspiegel gepresst werden kann.

Um das vorhin als nötig nachgewiesene Voröffnen hervorzubringen, muss der Schieber für den linken toten Punkt der Kurbel nach rechts, für den rechten nach links je schon um das lineare Voreilen aus seiner Mittellage ausgelenkt sein. Dazu muss der Halbmesser des Exzentes für die toten Punkte der Kurbel die Senkrechte zur Schubrichtung OS des Schiebers schon um einen gewissen Winkel überschritten haben, den sogenannten «Voreilwinkel» δ . In Fig. 1 ist die Kurbel in ihrem linken toten Punkte gedacht und Drehung im Sinne des Uhrzeigers angenommen, wie es im ersten Teile dieser Untersuchungen überhaupt immer geschehen soll. Dann muss der Halb-

messer OE des Exzenters so nach rechts oben zu gerichtet sein, dass $\angle YOE$ gleich dem Voreilwinkel δ ist.

Es kommt nun darauf an, die Schieberbewegung und die dadurch erreichte Dampfverteilung durch eine Zeichnung, das «Schieberdiagramm», zu veranschaulichen.

§ 2. Das Schorch'sche Schieberdiagramm.*

Schieber und Schieberstange sind so miteinander verbunden, dass jede gegenseitige Beweglichkeit in der Schubrichtung des Schiebers ausgeschlossen ist, dass sie also in dieser Hinsicht ein starres Ganze bilden, dessen sämtliche Punkte genau kongruente Bewegungen ausführen. Daher genügt die Kenntnis der Bewegung desjenigen Punktes dieses starren Systems, an dem die Exzenterstange angreift, also des Punktes P . So ist die Aufgabe dahin vereinfacht, dass nur der Zusammenhang der Bewegungen der beiden Endpunkte der Exzenterstange untersucht zu werden braucht.

Es möge nun in Fig. 2, Taf. I, der Kreis um O den Kreis vorstellen, in dem sich der Mittelpunkt des Exzenters bewegt. Er hat gegenüber den früheren Figuren einen grösseren Halbmesser; in Wirklichkeit zeichnet man ihn vorteilhaft in natürlicher Grösse. Ist dann KOL ein unter dem Voreilwinkel δ im Sinne der Drehung gegenüber der Vertikalen geneigter Durchmesser, so sind K und L die Lagen des Exzentermittelpunktes für die beiden toten Punkte der Kurbel, und zwar K für den linken, L für den rechten. Schneidet man ferner mit der Länge l der Exzenterstange von K und L aus auf der durch O gehenden horizontalen Schubrichtung des Schiebers die beiden Punkte T und T' ein, macht man also

$$KT = LT' = l,$$

so zeigen T und T' die beiden zugehörigen Lagen des Endpunktes P der Exzenterstange. Soll nun der Schieber auf beiden Seiten gleich weit voröffnen, so müssen diese seine beiden Lagen gleich weit von seiner Mittellage abstehen. Daher wird der Mittelpunkt M der Strecke TT' auch die Mittellage des Punktes P .

Dieser Punkt geht noch einfacher zu bestimmen. Zieht man

$$KK' \text{ und } LL' \perp OM, \quad KK'' \text{ und } LL'' \parallel OM,$$

die letzten bis zum Schnitte mit dem vertikalen Durchmesser des Exzenterkreises, so ist, wie aus der Figur leicht ersichtlich:

$$\triangle KK'T \cong \triangle LL'T' \text{ und } \triangle KK'O \cong \triangle LL'O.$$

* Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1876, Bd. XX, Seite 403.

Daraus folgt $K'T = L'T'$, oder nach Abzug der gemeinschaftlichen Strecke $K'T'$ auch $K'L = TT'$. Für die Hälften dieser Strecken und nach der Figur gilt dann:

$$OK' = OL' = MT = MT' = K''K = L''L.$$

$KTMK''$ und $LT'ML''$ sind also Parallelogramme, und daher ist

$$MK'' = TK = ML'' = T'L = l. \quad (1)$$

Um M zu finden, kann man also auch von K oder L parallel zur Schubrichtung bis auf den zu ihr senkrechten Durchmesser gehen und von einem der so erhaltenen Punkte K'' oder L'' mit der Länge der Exzenterstange auf die Schubrichtung einschneiden.

Hiernach lässt sich nun die Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage zunächst für jede Stellung des Exzenters bestimmen. Befindet sich sein Mittelpunkt z. B. in A , so erhält man die zugehörige Stellung des Endpunktes der Exzenterstange, indem man von A mit l auf OM den Punkt B einschneidet. MB ist daher die Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage nach rechts. Liegt A so, dass B links von M fällt, so hat man auch eine Auslenkung nach links.

Um ein Diagramm zu erhalten, muss man diese Auslenkung unmittelbar von A aus antragen, indem man

$$AC \parallel \text{ und } = BM$$

macht. Der Endpunkt C lässt sich dann aber noch anders finden. Nach der ursprünglichen Bestimmung sind die vier Punkte A , B , M und C auch die Ecken eines Parallelogrammes, woraus folgt:

$$MC = BA = l.$$

Das Gleiche ergibt sich für jede beliebige andere Lage der Punkte A und C . Alle Punkte C liegen daher auf einem Kreisbogen mit M als Mittelpunkt und einem Halbmesser gleich der Länge l der Exzenterstange, dem sogenannten Mittelkreise. Die parallel zur Schubrichtung gemessenen Abstände der Punkte des Exzenterkreises von diesem Mittelkreise geben nach Grösse und Sinn die Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage. Aus Gleichung 1 folgt, dass der Mittelkreis auch durch die beiden Punkte K'' und L'' gehen muss.

Mit Hilfe dieser Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage lässt sich nun die Dampfverteilung angeben. Dabei ist es anschaulicher, wenn man zunächst nur die eine Seite des Cylinders betrachtet.

Die Eröffnung für den Dampfeintritt am linken Dampfkanal hängt ab von der Stellung der äusseren, linken Kante des linken Schieberlappens; es muss daher der Punkt B als Vertreter dieser Kante angesehen werden. Da M die Mittellage

von B ist, so kann senkrecht darüber, in N (s. Fig. 2, rechts oben), die Mittellage der linken Kante des Schiebers angenommen werden. Zeichnet man den Schieber selbst zunächst in dieser Lage ein, und zwar im Maßstabe des Exzenterkreises, so liegt er ganz rechts von N ; nötig ist aber nur der linke Lappen. Dann liegt die äussere Kante des linken Dampfkanals um die äussere Überdeckung e rechts von N , über E , die innere Kante noch um die Kanalweite a weiter rechts, über F . e und a sind auch im Maßstabe des Exzenterkreises aufzutragen.

Damit Dampf in den linken Kanal einströmen kann, muss der Schieber aus seiner Mittellage um mindestens die äussere Überdeckung nach rechts ausgelenkt sein. Ist er weiter ausgelenkt, so findet man den Betrag der Eröffnung des Kanals, indem man von der Auslenkung des Schiebers seine äussere Überdeckung e abzieht. Das kann man nun im Diagramme für alle beliebigen Stellungen gemeinschaftlich machen, wenn man eine Linie einzeichnet, die in allen ihren Punkten in der Schubrichtung gemessen um e rechts vom Mittelkreise liegt. Eine solche Linie ist aber ein kongruenter Kreis, also vom Halbmesser l , dessen Mittelpunkt auf OM auch um e rechts von M , in E liegt. Dieser Kreis heisst der «äussere Deckungsbogen»; in der Figur ist er mit ee bezeichnet. Hiernach findet sich die Grösse der Eröffnung für den Eintritt des Dampfes in den linken Dampfkanal gleich dem in der Schubrichtung gemessenen Abstände der Punkte des Exzenterkreises vom äusseren Deckungsbogen.

Die Eröffnung kann aber nicht grösser werden, als die Kanalweite a . Geht der Schieber noch weiter nach rechts, so gelangt seine linke Kante über den Steg; man sagt dann, der Schieber habe «überöffnet». Ob das geschieht und bei welchen Stellungen des Exzentermittelpunktes, lässt sich entscheiden, wenn man noch einen Kreisbogen auch vom Halbmesser l hinzufügt, dessen Mittelpunkt auf OM um $e + a$ rechts von M , in F liegt. Dieser Bogen ist mit $e + a^*$ bezeichnet. Schneidet er den Exzenterkreis, so findet ein Überöffnen statt. Zwischen den Schnittpunkten bleibt die Kanalöffnung gleich a , man hat sie also im Diagramme vom äusseren Deckungsbogen nicht bis zum Exzenterkreise, sondern nur bis zum Bogen $e + a$ zu zählen.

Die Eröffnung des linken Dampfkanals für den Dampftritt findet sich hiernach als die in der Schubrichtung des Schiebers gemessene, durch die augenblickliche Lage des Exzentermittelpunktes gehende Breite derjenigen Fläche, die durch die beiden Kreisbögen

*In der Figur ist zwischen dem richtigen Bogen und der Bezeichnung $e + a$ aus Versehen ein Strich stehen geblieben, der nicht hingehört.

e und $e + a$ und durch den Exzenterkreis umschlossen wird. Sie ist in der Figur von links oben nach rechts unten schraffiert.

Bei der Eröffnung des linken Dampfkanals für den Austritt des Dampfes kommt es an auf die Stellung der inneren Kante des linken Schieberlappens gegenüber der inneren Kante des linken Dampfkanals. B ersetzt also jetzt diese innere Lappenkante, und ihre Mittellage muss in der Senkrechten durch M angenommen werden. In Fig. 2 ist daher der linke Lappen an die Senkrechte MQ angezeichnet, und zwar unterhalb von OM . Für Ausströmen links muss der Schieber aus seiner Mittellage nach links ausgelenkt sein, und die Eröffnung ist gleich der augenblicklichen Auslenkung vermindert um die innere Überdeckung i . Diese Subtraktion lässt sich wieder für alle Stellungen gemeinschaftlich ausführen, wenn man den «inneren Deckungsbogen» ii als Kreis vom Halbmesser l einzeichnet, dessen Mittelpunkt um i links von M in J liegt. Um zu sehen, ob der Kanal für das Ausströmen überöffnet wird, fügt man noch einen kongruenten Kreisbogen $i + a$ hinzu, mit dem Mittelpunkte in G , um $i + a$ links von M . Dann ist die Grösse der Eröffnung für das Ausströmen links gegeben durch die in der Schubrichtung gemessene Breite der Fläche, die von den Bögen i , $i + a$ und dem Exzenterkreise umschlossen wird. Diese auf der linken Seite des Mittelkreises liegende Fläche ist von rechts oben nach links unten schraffiert.

Auf gleiche Weise findet sich die Grösse der Eröffnung für Ein- und Austritt des Dampfes durch den rechten Dampfkanal, nur ist überall «rechts» und «links» miteinander zu vertauschen. In der Figur sind die Mittellagen des rechten Schieberlappens gegenüber dem rechten Dampfkanal gezeichnet: für den Eintritt oberhalb, für den Austritt unterhalb von OM , aber beide höher, als für die linke Seite des Cylinders. Die Mittelpunkte der beiden Deckungsbögen ee und ii und der Bögen $e + a$ und $i + a$ sind der Reihe nach E' , J' , F' , G' und liegen E' um e links, J' um i rechts, F' um $e + a$ links, G' um $i + a$ rechts von M . Die Eröffnungsflächen sind gleich schraffiert, wie für den linken Kanal.

Aus diesem Diagramme ergibt sich nun folgende Dampfverteilung, zunächst in ihrer Abhängigkeit von der Lage des Exzentermittelpunktes, oder vom Drehwinkel der Welle:

Auf der linken Seite des Cylinders und mit der Kurbel in ihrem linken toten Punkte beginnend, steht das Exzenter in K . Dabei ist der linke Dampfkanal schon um das Voröffnen für das Einströmen, $\equiv v$, geöffnet. Bei Drehung im Sinne des Uhrzeigers nimmt die Eröffnung rasch zu, bleibt während kurzer

Zeit, nämlich zwischen den Schnittpunkten des Exzenterkreises mit dem Bogen $e + a$, unverändert gleich der Kanalweite a und nimmt dann ab, um im unteren Schnittpunkte des Exzenterkreises mit dem äusseren Deckungsbogen, bei Stellung I, rasch zu verschwinden. Dort endigt also auch das Einströmen. Wegen der Überdeckungen bleibt jetzt der linke Kanal eine Zeit lang geschlossen, während der sich also, von Undichtheiten abgesehen, die im Cylinder enthaltene Dampfmenge nicht ändern kann. Die Kurbel befindet sich aber noch nicht in ihrem rechten toten Punkte, da das erst eintritt, wenn das Exzenter nach L gelangt ist; der Kolben bewegt sich daher noch nach rechts, und der Dampf in der linken Cylinderseite muss expandieren. Daher entspricht

Stellung I:

Ende des Einströmens und Beginn der Expansion.

Der linke Kanal bleibt nun geschlossen bis der Schieber nach Überschreitung seiner Mittellage um die innere Überdeckung nach links ausgelenkt ist, also bis Stellung II, wo das Ausströmen beginnt. Diese Stellung liegt aber noch vor L , also vor dem rechten toten Punkte der Kurbel. Man hat daher in

Stellung II:

Ende der Expansion und Anfang des Vorausströmens.

Für den rechten toten Punkt der Kurbel, bei L , folgt daraus ein beträchtliches Voröffnen für das Ausströmen, LH'' . Bei weiterer Drehung wird der Kanal noch weiter geöffnet, bleibt dann eine Zeit lang auch ganz offen und wird endlich bei Stellung III wieder geschlossen. Er bleibt dann zunächst wieder überdeckt, während sich der Kolben noch nach links bewegt. Das hat eine Kompression des Dampfes zur Folge, und es erfolgt bei

Stellung III:

Ende des Ausströmens und Beginn der Kompression.

Die Kompression dauert bis der Schieber, nach abermaliger Überschreitung der Mittellage, um e rechts davon angelangt ist und in Stellung IV den Kanal für das nächste Einströmen zu öffnen beginnt. Das geschieht noch vor dem Kolbenwechsel, und der letzte wichtige Abschnitt der Dampfverteilung ist bei

Stellung IV:

Ende der Kompression und Beginn des Voreinströmens.

Auf der rechten Cylinderseite verläuft die Dampfverteilung wesentlich gleichartig. Die dortigen vier Hauptstellungen sind in der

Figur mit den nämlichen Nummern, aber als I', II', III' und IV' bezeichnet. Die Figur lässt sofort erkennen, dass die gleichartigen Punkte einander nicht genau diametral gegenüber liegen, dass also die Dampfverteilung auf beiden Cylinderseiten verschieden verläuft. Namentlich augenfällig ist der Unterschied, dass der Bogen $e + a$ den Exzenterkreis rechts schneidet, links dagegen nicht. Der linke Dampfkanal wird also für das Einströmen überöffnet, der rechte dagegen dafür überhaupt gar nicht ganz geöffnet. Es ist das eine Folge der unverhältnismässig kurzen Exzenterstange, mit der die Figur gezeichnet wurde. Dabei möge ein für allemal darauf hingewiesen werden, dass auch bei später nötigen Figuren häufig durchaus verzerrte Längenverhältnisse angenommen werden mussten, teils um gewisse Einflüsse stärker hervortreten zu lassen, teils um in dem verfügbaren Maßstabe überhaupt deutliche Figuren zu erhalten.

Aus der beidseitig ungleichen Bewegung des Schiebers folgt übrigens, dass seine «Mittellage» nicht die Mitte seines ganzen Hubes ist, sondern die Mitte zwischen den beiden Stellungen, die er für die toten Punkte der Kurbel einnimmt. Dadurch ist die gegenseitige Gleichheit des Voröffnens auf beiden Seiten gesichert, und es wird daher weiterhin die Mittellage immer in diesem Sinne verstanden.

Für die Anwendungen muss noch der Zusammenhang der Dampfverteilung mit dem Kolbenwege aufgesucht werden. Dieser ist nur dann genau, d. h. mit Zirkel und Lineal allein angebbar, wenn man, wie eben die Dampfverteilung, so auch die Kolbenstellung in ihrer Abhängigkeit vom Drehwinkel der Kurbelwelle darstellt. Dabei kommt es aber nicht auf die wirkliche Länge der Kolbenwege an, sondern nur auf ihr Verhältnis zum ganzen Kolbenhube. Man braucht daher den Kurbelwarzenkreis nicht im richtigen Grössenverhältnisse gegenüber dem Exzenterkreise einzuzichnen, sondern kann ihn beliebig verkleinern. Und da ist es gewöhnlich das einfachste, gleich den Exzenterkreis auch als Vertreter des Kurbelwarzenkreises zu benutzen. Da sich ferner Kurbel und Exzenter genau gleich drehen, so empfiehlt es sich, um zwei kongruente Punktreihen auf diesem Kreise zu vermeiden, die Kurbelwarze mit dem Mittelpunkt des Exzenters zusammenfallen zu lassen. Dann entspricht K dem vom Cylinder abgewendeten, L dem ihm zugewendeten toten Punkte der Kurbel, und der unter dem Voreilwinkel δ im Sinne der Drehung gegen die Vertikale geneigte Durchmesser KL giebt die Gerade an, in der man im Diagramme die Bewegung des Kolbens vor sich gehend denken muss. Daher nennt Mülller diese Linie KL die «Kolbenweg-Linie».

Der Diagramm-Kolben ist also auf dieser Linie ausserhalb von L anzunehmen.

Der vom Kolben zurückgelegte verhältnismässige Weg wird immer von seiner unmittelbar vorhergehenden äussersten Stellung aus gezählt. Da die Bewegung, wie beim Schieber, durch eine gewöhnliche Schubkurbel vermittelt wird, so geht der gesuchte Kolbenweg durch ein Diagramm zu bestimmen, das dem dortigen wesentlich gleich, und das daher nicht noch einmal entwickelt werden soll. Nur treten hier an Stelle des Mittelkreises zwei Kreisbögen, die «Distanzbögen», deren Halbmesser gleich der Länge der Kurbelstange ist, deren Mittelpunkte auf KL ausserhalb L liegen und von denen der eine für den Hingang des Kolbens den Kurbelwarzenkreis in K , der andere für den Rückgang in L berührt. Die zurückgelegten Kolbenwege sind die parallel zur Kolbenweg-Linie gemessenen Abstände der Punkte des Kurbelwarzen- oder gewöhnlich auch Exzenterkreises vom vorherigen Distanzbogen.

In Fig. 2 sind die zu den angeringelten Punkten des Exzenterkreises gehörenden, auf diese Weise bestimmten Kolbenwege in Prozenten des ganzen Kolbenhubes angegeben. Aus diesen Zahlen folgt, dass die Dampfverteilung bezogen auf die Kolbenstellung für die beiden Seiten des Cylinders sehr verschieden ausfällt. So beginnt, um nur einen Punkt hervorzuheben, die Expansion links bei 69,1, rechts bei 80,5 % des Kolbenhubes. Diese starke Verschiedenheit ist eine Folge der unverhältnismässigen Kürze der Exzenter- und der Kurbelstange.

Das Diagramm gestattet also durch Vermittelung des Drehwinkels der Welle mit je zwei Geraden, der einen parallel zur Schubrichtung des Schiebers, der anderen parallel zur Kolbenweg-Linie, die Dampfverteilung in ihrer Abhängigkeit von der Kolbenstellung mathematisch genau zu bestimmen, also so genau, als man überhaupt zeichnen kann.*

* Schorch selbst erwähnt die Kolbenweglinie nicht, zeichnet vielmehr die Distanzbögen für eine Schubrichtung des Kolbens parallel zur Schubrichtung des Schiebers. Ebenso geht Falkenburg in «Neue Schieberdiagramme», Leipzig 1883, vor und nach ihm Seybel in «Anwendung des Falkenburg'schen Diagrammes u. s. w.», Berlin 1893. — Falkenburg scheint Schorch nicht zu kennen, dagegen erwähnt er das Müller'sche Diagramm, benutzt aber dessen Kolbenweglinie nicht. Die dadurch erforderliche Übertragung der Punkte von einem Kreise auf den anderen macht dieses Diagramm recht schwerfällig.

§ 3. Das Müller'sche Schieberdiagramm.

Das Müller'sche Diagramm ist zwar bedeutend älter, als das eben entwickelte Schorch'sche. Doch soll es hier als Annäherung aus diesem hergeleitet werden.

In Fig. 2, Taf. I, wurden, wie schon erwähnt, zur grösseren Deutlichkeit ungewöhnliche Längenverhältnisse angenommen, namentlich die Exzenterstange nur fünfmal so lang, wie der Halbmesser des Exzenters. Bei den ausgeführten Umsteuerungen ist diese Stange aber mindestens zwanzig-, oft sogar dreissig- bis vierzigmal so lang. Daher fallen die Kreisbögen e , i , $e + a$, $i + a$ in Wirklichkeit stets viel flacher aus, so flach, dass man sie mit genügender Genauigkeit durch gerade Linien ersetzen darf, und zwar, da sämtliche Kreisbögen symmetrisch zum horizontalen Durchmesser liegen, durch vertikale Geraden. Das entspricht der Annahme einer unendlich langen Exzenterstange. Hält man die Bedingung beidseitig gleichen Voröffnens, und zwar vom bisherigen Betrage fest, so müssen die beiden Punkte K'' und L'' des Mittelkreises an ihrer Stelle bleiben, der Mittelkreis also in den vertikalen Durchmesser des Exzenterkreises übergehen. Die anderen Bögen ergeben dann auch vertikale Geraden, die zu beiden Seiten je in den Abständen e , i , $e + a$, $i + a$ vom Kreismittelpunkte entfernt liegen und von denen die beiden ersten Paare die «äusseren» und «inneren Deckungslinien» heissen.

Das Müller'sche Diagramm nimmt dann eine Gestalt an, wie sie Fig. 3, Taf. I, in kleinerem Maßstabe zeigt. Um aber nicht zu viele Linien und sich teilweise deckende schraffierte Flächen hineinzubekommen, ist nur die Dampfverteilung auf der linken Seite des Cylinders für eine ganze Umdrehung der Welle angegeben. Die Eröffnungsfläche für das Einströmen ist wieder von links oben nach rechts unten, die für das Ausströmen entgegengesetzt schraffiert. Die Hauptpunkte sind wie früher mit K , L und I bis IV bezeichnet. Hinzugefügt ist noch die Mittellage des linken Schieberlappens gegenüber dem Dampfkanal, oben für das Einströmen, unten für das Ausströmen des Dampfes. Für die linke Seite des Cylinders erhielt man wegen der gleichen Abstände der vier Vertikalen e , i , $e + a$, $i + a$ eine um 180° gedrehte, kongruente Wiederholung der gleichen Figur. Daraus folgt, dass die auf den Drehwinkel der Kurbel bezogene Dampfverteilung in dieser Annäherung beidseitig gleich ausfällt.

Vergleicht man das Müller'sche Diagramm mit dem Schorch'schen, so folgt zunächst, dass das Voröffnen mit der alten Genauig-

keit dargestellt wird. Entfernt man sich dagegen von den Horizontalen durch K und L , so erhält man zunehmende Abweichungen, die ihren grössten Wert erreichen, wenn der Mittelpunkt des Exzenters im horizontalen oder vertikalen Kreisdurchmesser liegt.

Bei der ersten Lage sind die Dampfkanäle am weitesten geöffnet, für das Ausströmen sogar meist überöffnet. Dann ist eine genaue Kenntnis der Stellung des Schiebers gar nicht nötig. Ist der Dampfkanal nur überhaupt weit genug, so bleibt stets ein ausreichender Querschnitt für den Durchtritt des Dampfes frei. Steht dagegen der Halbmesser des Exzenters senkrecht zur Schubrichtung, so befindet sich der Schieber angenähert in seiner Mittellage. Dann sind beide Dampfkanäle geschlossen, und die Annäherung macht es nur unmöglich, die Beträge der Überdeckungen genau zu erfahren. Nur in Ausnahmefällen, bei sehr kleiner innerer Überdeckung und sehr grossem Voreilwinkel, könnten bei Bestimmung der Stellungen II und III verhältnismässig grössere Fehler entstehen. Da sich der Schieber dort aber jedenfalls sehr rasch bewegt, so schaden diese Fehler nicht viel und namentlich nicht, da sie doch ihrem Zahlenwerte nach klein bleiben.

Die beiden wichtigsten Stellungen der Dampfverteilung, I und II, lassen sich aus dem angenäherten Diagramme stets genügend genau entnehmen, weil beide stets sehr nahe an den beiden Horizontalen durch K und L liegen.

Es zeigt sich also, dass durch die gemachten Annäherungen nur die weniger wichtigen Gebiete der Dampfverteilung stärker beeinflusst werden, die wichtigsten dagegen gar nicht, oder doch nur unwesentlich. Das Diagramm bleibt daher durchaus brauchbar. Für die Anwendungen auf die Umsteuerungen muss man diese Annäherungen sogar zulassen, wenn man ein mit Zirkel und Lineal allein zeichnbares Diagramm erhalten will.

Soll die Dampfverteilung auch auf den Kolbenweg bezogen werden, so lässt sich das, wie oben gezeigt wurde, leicht und genau mittels der Distanzbögen ausführen. Oft genügt aber auch die angenäherte Annahme einer unendlich langen Kurbelstange. Dann gehen die beiden Distanzbögen über in die Tangenten an den Kurbelwarzenkreis in K und L . Diese Tangenten sind aber auch entbehrlich. Es genügt, von den betrachteten Punkten des Kreisumfanges Senkrechten auf die Kolbenweglinie zu fällen. Ihre Fusspunkte geben die Kolbenstellungen zwischen K und L für unendlich lange Kurbelstange, s. Fig. 3.

Für die folgenden Untersuchungen ist es nötig, im Schieberdiagramme noch zwei Drehwinkel der Welle einzuführen. Der eine

ist der Füllungswinkel $KOI \equiv \epsilon$, um den sich die Welle während des Einströmens dreht; er dient als Ersatz für das im Indikator-diagramme auftretende Füllungsverhältnis. Der andere ist der Voröffnungswinkel $IVOK \equiv \gamma$, den die Welle während des Vor-einströmens zurücklegt und der unmittelbar mit dem Voröffnen v zusammenhängt. Diese beiden Winkel und die zugehörigen Kolbenstellungen und Kolbenwege lassen sich nach den bisherigen Untersuchungen leicht gegenseitig die einen aus den anderen herleiten.

§ 4. Einfluss der Massverhältnisse der Steuerung auf die Dampfverteilung.

Den bisher entwickelten Diagrammen wurden Verhältnisse zu Grunde gelegt, die eine Füllung von rund 70 bis 80 % des Kolbenhubes ergaben. So grosse Füllungen finden aber nur vorübergehend beim Anlassen einer Maschine Verwendung. Für den dauernden Betrieb muss dagegen mit einer bedeutend kleineren Füllung gearbeitet werden, damit die Expansionsfähigkeit des Dampfes genügend ausgenutzt wird. Das geht durch eine Änderung der Maßverhältnisse der Steuerung zu erreichen. Doch muss dahei das Voröffnen für Ein- und Ausströmen einen zweckmässigen Betrag beibehalten.

Eine wirksame Verkleinerung der Füllung, also auch des Füllungswinkels lässt sich erreichen durch Vergrößerung des Voreilwinkels und durch gleichzeitige Vergrößerung der äusseren Überdeckung, oder Verkleinerung des Halbmessers des Exzenters, oder durch beides zugleich. In Fig. 4, Taf. I, ist ein solches umgeändertes Diagramm dargestellt. Der Füllungswinkel ist darin unter 90° gesunken, die Expansion also auf über das zweifache gestiegen.

Mit dieser Verbesserung sind aber auch Übelstände verbunden. Das Öffnen und Schliessen des Dampfeintrittes erfolgt sehr langsam, und der Kanal wird gegenüber dem Schieberhube nur sehr wenig eröffnet. Bei ungeänderter innerer Überdeckung hat das Voröffnen für das Ausströmen zugenommen; es ist sogar L links von $i + a$ gefallen, der Kanal also beim Kolbenwechsel für das Vorausströmen schon vollständig geöffnet. Gleichzeitig hat sich der Bogen III IV vergrössert, man hat daher auch stärkere Kompression. Wollte man durch Vergrößerung der inneren Überdeckung das Vorausströmen verkleinern, so würde man die Kompression noch mehr verstärken, und umgekehrt. Je kleiner die Füllung werden soll, desto grösser muss der Voreilwinkel genommen werden, und desto ungünstiger stellt sich die ganze übrige Wirkung der Steuerung.

Eine besonders zu besprechende Dampfverteilung ergibt sich, wenn der Voreilwinkel gerade 90° beträgt. Dann fällt die Kolbenweglinie KL in die Schubrichtung des Schiebers, s. Fig. 5, Taf. I, sie wird daher auch Symmetrieachse für die Stellungen IV und I einer-, II und III andererseits. Daraus folgt, dass der Kolben bei IV und I und ebenso bei II und III je an derselben Stelle seines Hubes steht, und zwar unabhängig von der Länge der Kurbelstange, weil K IV und K I, ebenso L II und L III je gleiche Bögen auf beiden Seiten des nämlichen toten Punktes der Kurbel sind. Hiernach legt der Kolben beim Voreinströmen vor ihm, IV bis K , genau den gleichen Weg zurück, wie unmittelbar nachher beim eigentlichen Einströmen hinter ihm. Abgesehen von den Druckverlusten beim Aus- und Einströmen des Dampfes, steht der Kolben zwischen IV und I auf seiner linken Seite unter dem Schieberkastendrucke. Die Arbeiten während des Voreinströmens und des eigentlichen Einströmens heben sich also gegenseitig auf. Das gleiche gilt von den Arbeiten beim Vorausströmen, II bis L , und beim eigentlichen Ausströmen, L bis III. Infolge der unvermeidlichen Widerstände bei der Ortsveränderung des Dampfes wird auf diesen Gebieten wirklich sogar ein Arbeitsverlust auftreten. Als schliesslich wirksam bleibt also nur noch übrig der Überschuss der Arbeit der Expansion, I II, über die Arbeit der Kompression, III IV. Je nach den Maßverhältnissen der Steuerung kann dieser Überschuss positiv oder negativ ausfallen. Wird er positiv, so kann auch die indizierte Arbeit für eine ganze Umdrehung positiv werden. Doch reicht sie im allgemeinen nicht aus, um die Eigenwiderstände einer in Bewegung befindlichen Maschine zu überwinden; noch weniger kann sie eine Bewegung einleiten. Wird dagegen die ganze indizierte Arbeit negativ, so wirkt der Dampf sogar bremsend.

Jede Umsteuerung gestattet nun eine Einstellung, der ein Diagrammexzenter mit einem Voreilwinkel von 90° entspricht. Sie heisst der «tote Punkt» der Steuerung. Es gilt als Regel, beim Stillstande die Steuerung auf ihn einzustellen, damit nicht etwa bei Undichtheit der Abschlussvorrichtung zwischen Kessel und Cylinder die Maschine in Gang kommen kann, während sie unbeaufsichtigt ist.

Lässt man einen einfachen Schieber mit einem Voreilwinkel grösser als 90° arbeiten, während man die Maschine nach wie vor im Sinne des Uhrzeigers dreht, so erhält man eine Dampfverteilung, die man aus Fig. 3 oder 4, Taf. I, herleiten kann, wenn man nur die Drehung im entgegengesetzten Sinne, K IV III L II I, vorgenommen denkt. Dann ist KO IV der Füllungswinkel, die Füllung also sehr klein. Die Expansion findet zwischen IV und III statt,

während der früheren Kompression. Bei III beginnt das Vorausströmen. Weil aber der Kolben dann noch den weitaus grössten Teil seines Weges zurückzulegen hat, so saugt er fast den ganzen Cylinder voll Dampf aus dem Kondensator oder voll äusserer Luft. Von dieser angesaugten Menge wird während des folgenden Ausströmens, *L* bis II, ein nur geringer Bruchteil wieder ausgestossen. Der grösste Teil wird bis Stellung I komprimiert, um dann während des langen Vorströmens, I bis *K*, in den Kessel gepresst zu werden. Bei einem solchen Gange der Maschine herrscht hinter dem Kolben niedriger, vor ihm hoher Druck; es wird also Arbeit aufgebraucht, und man kann damit eine kräftige Bremswirkung erreichen.

Länger anhaltende Bremsungen dieser Art kommen nur bei Lokomotiven vor, und zwar mit zwei verschiedenen Vorrichtungen. Die eine ist die selten ausgeführte Dampfbremse von Lechatelier, bei der Dampf mit etwas Kesselwasser in das Abdampfrohr geleitet wird, damit nicht Kohlentelchen aus der Rauchkammer in den Cylinder angesaugt werden können, sondern nur Dampf und Wasser. Die andere Vorrichtung ist die bei allen Lokomotiven für steile Bahnen benutzte Luftdruckbremse. Bei dieser wird im Abdampfrohre zwischen Cylinder und Blasrohr eine Öffnung nach der Atmosphäre frei gemacht, so dass nur reine Luft angesaugt werden kann, die aber auch mit etwas Wasser vermischt werden muss, damit sie sich bei der nachherigen Kompression im Cylinder nicht zu hoch erhitzt. Der Regulator wird geschlossen, so dass die verdichtete Luft nicht in den Kessel gelangen kann. Sie erhält vielmehr einen Ausweg ins Freie durch einen Hahn, durch dessen Einstellung man die Höhe des Gegendruckes und damit die Stärke der Bremswirkung leicht regeln kann.

Wenn man bei der zuletzt besprochenen Stellung des Exzeters gegenüber der Kurbel, also bei einer von rechts unten nach links oben geneigten Kolbenweglinie *KL*, annimmt, die Maschine drehe sich in dem dem Uhrzeiger entgegengesetzten Sinne, so erhält man eine Dampfverteilung, die mit der in Fig. 3 od. 4, Taf. I, dargestellten genau symmetrisch verläuft, bei der also wieder Arbeit gewonnen wird. Die Maschine wäre dann umgesteuert.

§ 5. Einfluss der Länge der Kurbelstange.

Die Anwendung des Diagrammes würde bedeutend erleichtert werden, wenn ausser der Exzenterstange auch die Kurbelstange unendlich lang angenommen werden dürfte. Dann wäre das Einzeichnen der Distanzbögen mit ihrem grösseren Halbmesser entbehrlich, nament-

lich aber fele die Dampfverteilung, auch bezogen auf den Kolbenweg, auf beiden Seiten des Cylinders kongruent aus, so dass die Untersuchung nur einer Seite genügen würde. Nun sinkt aber die Länge der Kurbelstange bei Maschinen mit Umsteuerungen gelegentlich bis unter das Vierfache derjenigen des Kurbelarmes. Es muss daher erst besonders untersucht werden, ob die Annahme einer unendlichen Länge noch zulässig ist.

Dazu dient Fig. 6, Taf. I, in der aber nur die beiden Stellungen I und I' der Dampfverteilung berücksichtigt sind. Bei K und L sind je drei Distanzbögen eingezeichnet, für unendliche, achtfache und vierfache Länge der Kurbelstange; sie sind durch die Ziffern ∞ , 8, 4 unterschieden. Für unendlich lange Stange gehen die Bögen natürlich in die Kreistangenten über. Die beiden mit e_∞ bezeichneten äusseren Deckungslinien liegen bei einem symmetrischen und auf beidseitig gleiches Voröffnen eingestellten Schieber in gleichen Abständen vom Kreismittelpunkte O. Ihre Schnittpunkte mit dem Exzenterkreise geben die Stellungen I und I'. Zieht man durch sie Parallelen zur Kolbenweglinie bis zum Schnitte mit den gleichseitigen Distanzbögen, so erhält man auf ihnen die Kolbenwege während des Einströmens für die verschiedenen Längen der Kurbelstange.

Nun befinden sich die beiden Punkte I und I' wegen der gegenüber O symmetrischen Lage der beiden e_∞ -Linien auch in gleichen Abständen von der Kolbenweglinie. Da ferner die beiden Gruppen von Distanzbögen symmetrisch sind, nur um die Länge KL gegenseitig verschoben, so müssen sie auf den beiden Parallelen zu KL durch I und I' kongruente Punktreihen einschneiden. Bei unendlich langer Kurbelstange würde man hiernach auf beiden Seiten des Cylinders die nämliche « mittlere » Füllung erhalten. Die wirkliche Füllung für endliche Stangenlänge wird dagegen auf der Kurbelseite des Cylinders um den gleichen Betrag kleiner als die mittlere, um den sie auf der Bodenseite grösser ist. Die Abweichung erreicht bei einer mittleren Füllung von $\epsilon_\infty = 50\%$ ihren grössten Wert, weil I_m und I'_m dabei am weitesten von KL wegrücken, so dass die Distanzbögen von den beiden Parallelen durch I_m und I'_m am weitesten aussen geschnitten werden. Bezeichnet ϵ das Füllungsverhältnis auf der Kurbelseite, ϵ' das auf der Bodenseite, so werden diese Werte und die grössten Werte der Abweichungen, $\max. (\epsilon_\infty - \epsilon) = \max. (\epsilon' - \epsilon_\infty)$, für eine Länge der Kurbelstange gleich der

	ϵ	ϵ'	$\frac{\max (\epsilon_\infty - \epsilon)}{\max (\epsilon' - \epsilon_\infty)}$
8-fachen Kurbellänge . . .	46,8 %	53,2 %	3,2 %
4-fachen Kurbellänge . . .	44,0 %	56,0 %	6,0 %

Für alle anderen Werte von ϵ sind die Abweichungen kleiner. Doch bleibt stets für diametral gegenüberliegende Kurbelstellungen der Abstand des Kolbens vom Anfange des Hubes auf der Kurbelseite kleiner als auf der Bodenseite.

Die auf beiden Seiten des Cylinders gewonnenen Arbeiten fallen hiernach auch verschieden aus. Sie werden aber doch um angenähert gleichviel von derjenigen mittleren Arbeit abweichen, die man bei beidseitig gleicher Füllung für unendlich lange Kurbelstange erhalten würde. Die Gesamtarbeit wird also für endliche und für unendliche Kurbelstangenlänge angenähert gleich gross ausfallen. Bei der Berechnung einer neuen Maschine und beim Entwerfen ihrer Steuerung darf man hiernach unbedenklich mit einer unendlich langen Stange, also mit beidseitig kongruenter Dampfverteilung rechnen. Der durch diese Annäherung verursachte Fehler wird jedenfalls nicht grösser, als die durch anderweitige Unsicherheiten bei der Berechnung und Ausführung der Maschine verschuldeten. Daher soll weiterhin gewöhnlich die Annahme einer unendlichen Länge der Kurbelstange gemacht werden.

Legt man Wert auf beidseitig genau gleiche Arbeiten, so kann man sie durch einen unsymmetrischen Schieber erreichen. Soll z. B. das Einströmen während der Kolbenwege $KA = LA'$ stattfinden, s. Fig. 6, Taf. I, so müsste man die Distanzbögen durch A und A' einzeichnen. Dann gehen die äusseren Deckungslinien durch die Schnittpunkte dieser Distanzbögen mit dem Exzenterkreise; sie sind entsprechend der zugehörigen Länge der Kurbelstange für die Kurbelseite des Cylinders mit e_∞, e_8, e_4 bezeichnet, für die Bodenseite mit e'_∞, e'_8, e'_4 . e_∞ und e'_∞ sind gleich weit vom Kreismittelpunkte O entfernt, ergäben also einen symmetrischen Schieber. Die übrigen Deckungslinien liegen je links von diesen. Beidseitig gleiches Einströmen lässt sich also dadurch erreichen, dass man dem Schieber auf der Kurbelseite eine kleinere äussere Überdeckung giebt, als auf der Bodenseite. Die Grösse der Überdeckungen geht aus dem Diagramme abzumessen.

Eine solche Unsymmetrie hat aber zur Folge, dass das Voröffnen für das Einströmen auf beiden Seiten ungleich ausfällt. Dabei ist es auf der Bodenseite kleiner und kann dort sogar negativ werden. Das ergäbe jedoch eine unbrauchbare Dampfverteilung, und man müsste dann auf vollständige Gleichheit der Füllungen und Arbeiten verzichten.

Sollte auch die Kompression auf beiden Seiten des Cylinders gleich gemacht werden, so würden die inneren Deckungslinien eben-

falls nach links rücken müssen, wenn auch um andere Beträge, als die äusseren. Im Diagramme liegen nun die inneren Deckungslinien auf der nämlichen Seite, wie die zugehörigen Dampfkanäle und Schieberlappen. Daher kommt die grössere innere Überdeckung auf die Kurbelseite des Schiebers. Das Voröffnen für das Ausströmen wird dann auch auf beiden Cylinderseiten verschieden, doch ist bei der stets geringen Grösse der inneren Überdeckung keine Gefahr vorhanden, dass sich eine in dieser Richtung ganz unbrauchbare Dampfverteilung ergibt.

Bei einem ursprünglich symmetrischen Schieber kann man die Dampfverteilung leicht nachträglich einigermaßen ausgleichen, indem man den einen Schieberlappen verkürzt, oder den ganzen Schieber so einstellt, dass seine Mittellage nach der Bodenseite des Cylinders zu verschoben wird. Da aber unsymmetrische Schieber nur selten Anwendung finden, so sollen weiterhin nur symmetrische berücksichtigt werden.

§ 6. Entwerfen eines neuen Schiebers.

Von der Berechnung der Maschine her sind als bekannt anzusehen: Der Cylinderdurchmesser d und sein Querschnitt F , der Kolbenhub s und die minutliche Umdrehungszahl n , oder statt der beiden letzten Grössen gleich die mittlere Kolbengeschwindigkeit $w = sn/30$. Hiernach richtet sich zunächst der Querschnitt f der Dampfkanäle.

Es liegen einige Versuche vor, diesen Querschnitt so zu berechnen, dass der Druckverlust beim Ein- und Ausströmen des Dampfes eine gewisse Grenze nicht überschreitet. Die Ergebnisse sind aber nicht einwandfrei, teils weil die Kondensation und Wiederverdampfung an den Cylinderwandungen nicht mit berücksichtigt werden kann, teils, weil die benutzten gewöhnlichen Ausflussformeln für elastische Flüssigkeiten auf den vorliegenden Fall gar nicht unmittelbar anwendbar sind. Es bleibt daher nichts anderes übrig, als f auf Grund guter Ausführungen zu wählen, und da giebt die auch von Radinger empfohlene amerikanische Formel

$$\frac{f}{F} = 0,01 + 0,03 w \quad (2)$$

einen guten Anhalt. w ist darin in Metern in der Sekunde einzusetzen. Die Ausführungen zeigen allerdings, wie das nicht anders zu erwarten ist, nach beiden Seiten hin sehr bedeutende Abweichungen von der Formel, so dass die berechneten Werte noch eine starke Abrundung gestatten. Hiernach ist der Querschnitt f der Dampfkanäle als bekannt anzusehen.

f ist nun das Produkt aus der schon benutzten Kanalweite a und der zur bisherigen Zeichnungsebene senkrechten Breite b der Dampfkanäle. Von diesen beiden Längen muss a so gewählt werden, dass der Schieberhub eine zweckmässige Grösse erhält. Der Wahl kann bei Cylinderdurchmessern $d < 1,25$ m die Formel

$$a = 0,1 d - 0,04 d^2 \quad (3)$$

zu Grunde gelegt werden, in der alle Längen in Metern einzusetzen sind. Die Ausführungen weichen aber auch oft bedeutend ab, bis zu 50 % nach beiden Seiten, so dass ebenfalls nachträglich starke Abrundungen zulässig erscheinen. Für $d = 1,25$ erreicht a einen grössten Wert mit 0,0625 m; für grössere Durchmesser muss a entsprechend grösser geschätzt werden.

Die Breite b sollte mit Rücksicht auf die äussere Form des Cylinders so gewählt werden, dass

$$b \leq 0,9 d \text{ bis } d \quad (4)$$

bleibt, je nachdem der Cylinder ohne oder mit Dampfmantel ausgeführt werden soll. Ergiebt der grösste zulässige Wert von b mit dem berechneten a einen zu kleinen Kanal-Querschnitt, so muss a noch grösser genommen werden.

Das Verhältnis b/a darf dabei nicht zu gross ausfallen, damit der Schieber nicht schon durch ein geringes Spiel im Steuerungsgetriebe in eine verhältnismässig zu unrichtige Stellung kommt. Ausgeführt ist:

$$\frac{b}{a} = 4,55 \text{ bis } 14, \text{ meist } 6 \text{ bis } 12. \quad (5)$$

Die Bestimmung der übrigen Verhältnisse der Steuerung erfolgt bei den Umsteuerungen am besten für die stärkste gewünschte Füllung. Damit die Maschine, die stets mehrere Cylinder mit versetzten Kurbeln besitzt, bei jeder Kurbelstellung sicher anspringt, muss diese grösste Füllung mindestens 70 % des Kolbenweges betragen. Soll dagegen die Arbeitsleistung der Maschine zwischen sehr weiten Grenzen veränderlich sein, so geht man mit der stärksten Füllung bis über 80 %. Damit ist auch der Füllungswinkel als bekannt anzusehen, der, wie vorhin nachgewiesen wurde, für den Entwurf einer neuen Steuerung unter Annahme einer unendlich langen Kurbelstange bestimmt werden darf.

Da der einströmende Dampf ein kleineres spezifisches Volumen besitzt, als der ausströmende, so genügt für ihn auch ein kleinerer Durchtrittsquerschnitt. Die dadurch hervorgerufene stärkere Drosselung ist weniger nachteilig, weil sich die Arbeitsverluste in Wärme umsetzen, die diesen Dampf trocknen hilft. Um einen zu grossen Hub des Schiebers zu vermeiden darf man daher und muss auch oft bei

der grössten Füllung die grösste Eröffnung m des Dampfkanals für den Dampfeintritt kleiner nehmen als a . Man könnte m/a dem Verhältnisse der Dichten des ein- und des ausströmenden Dampfes gleich wählen. Auf der anderen Seite darf aber m auch nicht grösser genommen werden als a , da ein Überöffnen für das Einströmen keinen Zweck hätte, dagegen grössere Schieberreibung ergäbe. Bei den Ausführungen ist

$$m = \frac{2}{3} a \text{ bis } a. \quad (6)$$

Endlich muss noch eine Annahme über das Voröffnen gemacht werden. Am einfachsten ist es, den Voröffnungswinkel γ zu wählen. Da die stärkste Füllung nur beim Anlassen der Maschine, also bei langsamem Gange benutzt wird, darf γ nicht zu gross sein, sonst geht die Kurbel zu schwer über den toten Punkt. Zweckmässig ist etwa

$$\gamma = 2^\circ \text{ bis } 4^\circ. \quad (7)$$

Mit diesen Annahmen geht das Schieberdiagramm zu zeichnen, s. Fig. 7, Taf. I. Zunächst zieht man die beiden Vertikalen e und $e + m$ im gegenseitigen Abstände der grössten Eröffnung m des Kanals für den Eintritt des Dampfes. Die Linie $e + m$ ist dann Tangente an den noch unbekanntem Exzenterkreis; der Berührungspunkt sei A . An AB zeichnet man nun $\angle BAC = \varepsilon$ für unendlich lange Kurbelstange, wie es mit gestrichelten Linien angegeben ist. Ausserhalb AC trägt man noch $\angle CAD = \gamma$ an. Nun macht man $\angle BAE = \frac{1}{4}(\varepsilon + \gamma)$ und verlängert AE rückwärts bis zum Schnitte mit e . Dieser Schnittpunkt wird Punkt IV des Exzenterkreises. Der Kreis selbst ist jetzt dadurch bestimmt, dass er durch IV gehen und AB in A berühren muss; sein Mittelpunkt O geht daher leicht zu finden. Trägt man noch an OIV $\angle IVOK = \gamma$ an, so wird KOL die Kolbenweglinie, $\angle KOY = \delta$ der Voreilwinkel.

Die Richtigkeit der Lösung geht so zu beweisen: Nach Konstruktion und da $e \parallel e + m$ ist, wird $\angle AIVI = \angle EAB = \frac{1}{4}(\varepsilon + \gamma)$. Als Centriwinkel und Peripheriewinkel über demselben Bogen AI ist ferner $\angle AOI = 2 \cdot \angle AIVI = \frac{1}{2}(\varepsilon + \gamma)$. Folglich ist $\angle IVOI = 2 \cdot \angle AOI = \varepsilon + \gamma$, und endlich

$$\angle KOI = \angle IVOI - \angle IVOK = (\varepsilon + \gamma) - \gamma = \varepsilon.$$

Füllungswinkel und Voröffnungswinkel haben also die verlangte Grösse.

Statt des Voröffnungswinkels γ kann man aber auch das Voröffnen v für das Einströmen annehmen. Bei Lokomotiven hat sich v bis 1^{mm} hinunter bewährt. Allgemein kann man für die grösste Füllung angenähert wählen:

$$v = 0,03 a. \quad (8)$$

Beim Entwerfen einer neuen Steuerung mit diesem Bestimmungsstück muss man sich auf eine besondere geometrische Eigenschaft des Schieberdiagrammes stützen. Beschreibt man nämlich in Fig. 8, Taf. I, um O einen Kreis mit der äusseren Überdeckung $OA = e$ als Halbmesser und zieht an ihn die obere Tangente KB durch K , so ist $\triangle OAI \cong \triangle OBK$, als rechtwinkelige Dreiecke, in denen die Hypotenuse und eine Kathete gleich sind. Daher ist $\angle AOI = \angle BOK$. Fügt man zu beiden den zwischenliegenden Winkel AOK hinzu, so folgt

$$\angle KOI = \angle AOB = \varepsilon = \angle BKZ. *$$

Hiernach lässt sich das Schieberdiagramm in folgender Art zeichnen: Man zieht, wie vorhin, die beiden Vertikalen e und $e + m$ im gegenseitigen Abstände m . Dann nimmt man K um v rechts von e an und macht $\angle ZKB = \varepsilon$. Da der Kreis mit e als Halbmesser e und KB berühren muss, so liegt sein Mittelpunkt auf der Halbierungslinie CD des Winkels ICB . Diese ist also ein geometrischer Ort für den Mittelpunkt O des Exzenterkreises. Ein zweiter geometrischer Ort findet sich aus der Bedingung, dass der Exzenterkreis durch K gehen und die Linie $e + m$ berühren, dass sein Mittelpunkt also von K und $e + m$ gleich weit entfernt sein muss. Das giebt die Parabel EF mit K als Brennpunkt und $e + m$ als Leitlinie. Da die Benutzung dieser Parabel aber umständlich ist, so genügt es, O auf CD auszuprobieren. Mit O ist dann r , δ und e gegeben.

Für die innere Überdeckung i werden verschiedene Regeln aufgestellt. Manche setzen sie in Beziehung zum Halbmesser r des Exzenters und verlangen

$$i = 0,05 r \text{ bis } 0,10 r. \quad (9)$$

Die Umsteuerungen arbeiten aber gewöhnlich mit kleineren Füllungen. Und damit dann keine zu starke Kompression mit Schleifenbildung im Indikatordiagramme eintritt, muss die innere Überdeckung kleiner genommen werden, namentlich bei mehrstufigen Maschinen und bei raschem Gange. So findet sich i auch bei grossen Schiffsmaschinen oft mit nahezu Null, gelegentlich sogar negativ ausgeführt, und bei zweistufigen Lokomotiven giebt Brückmann** als günstige Werte an, je nach der Fahrgeschwindigkeit, für den Hochdruckcylinder $i = -6$ bis -10^{mm} , für den Niederdruckcylinder $i = 0$ bis -3^{mm} .

Es fehlen noch drei Maße des Schieberspiegels, die Breite s des Steges, die Weite a_0 der Ausströmungsöffnung und die Länge des Spiegels ausserhalb der Dampfkanäle, s. Fig. 3, Taf. I.

* Zuerst von mir nachgewiesen in «Schweiz. Bauztg.» 1895, Bd. 26, S. 129.

** Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1896, S. 367.

Die Stegbreite s ist mit Rücksicht auf die Dampfwirkung mindestens so gross zu nehmen, dass bei der grössten Auslenkung des Schiebers nach der Ausströmungsöffnung zu eine dampfdichte Überdeckung von mindestens $u = 6$ bis 8^{mm} gesichert bleibt. Da der Schieber das Einströmen nur ausnahmsweise überöffnet, so würde sich hiernach eine zu geringe Wanddicke ergeben. Mit Rücksicht auf ein Gelingen des Gusses wird man daher s angenähert gleich der Wanddicke des Cylinders wählen müssen. Als obere Grenze würde anzunehmen sein: $s < r - i$, damit die innere Lappenkante stets die innere Stegkante überschreitet und dort keine Gratbildung eintreten kann. Diese Grenze wird aber kaum jemals erreicht werden.

Die Ausströmungsöffnung a_0 muss so weit sein, dass bei der grössten Auslenkung des Schiebers neben dem Lappen noch mindestens die Kanalweite a für den Durchtritt des Dampfes frei bleibt. Aus der Figur ist ersichtlich, wie a_0 dieser Bedingung entsprechend bestimmt werden kann. Ein grösserer Wert von a_0 wäre zwar für die Dampfverteilung nicht schädlich, er würde aber den Schieber verlängern und die Schieberreibung vergrössern und erscheint daher nicht zweckmässig.

Die Länge des Schieberspiegels ausserhalb der Dampfkanäle ist auch an zwei Grenzen gebunden. Gegen Dampfverluste muss der Schieber bei grösster Auslenkung an der inneren Lappenkante noch dampfdicht schliessen, und gegen Gratbildung muss die äussere Lappenkante den bearbeiteten Schieberspiegel überschreiten. Die Grenzen sind in der Figur angegeben. Zur Verringerung der Schabarbeit wird man näher an der ersten, engeren Grenze bleiben.

Von den so bestimmten Grössen gelten r und δ nur für das Diagrammexzenter; das wirkliche Exzenter ist davon im allgemeinen verschieden, hängt aber wesentlich von der Art der Umsteuerung ab. Doch entspricht dieses r der grössten Bewegung des Schiebers, so dass alle übrigen Längen so ausgeführt werden müssen, wie sie sich ergeben haben.

Alle bisherigen Entwicklungen beziehen sich ausdrücklich auf Dampfmaschinen; sie würden aber auch bei Maschinen mit Druckluft anwendbar sein. Dagegen muss noch kurz darauf hingewiesen werden, was sich ändert, wenn Wasser als Druckflüssigkeit benutzt wird. Will man dabei die Leistung nur durch Drosselung regeln, so müssen Ein- und Ausströmen während des ganzen Kolbenhubes andauern. Das geht zu erreichen, wenn man den Schieber mit $\delta = 0$, $v = 0$, $e = i = 0$ ausführt. Soll sich aber mit der Leistung auch der Wasserverbrauch ändern, so muss man entweder eine Wassersäulen-

maschine mit Expansionswindkesseln wählen, wie die von Mayer,* dann behalten δ , e und i ähnliche Werte, wie bei Dampf, oder man wendet einen besonderen Schieber an, der das Wasser teilweise wieder zurückströmen lässt, auf dessen Verhältnisse hier aber nicht näher eingegangen werden soll, da er sich zu selten ausgeführt findet.

§ 7. Anwendung des Diagrammes auf Kolbenschieber, Drehschieber und Ventile.

Kolbenschieber finden namentlich Anwendung bei den Hochdruckcylindern mehrstufiger grosser Schiffsmaschinen, seltener bei Fördermaschinen; bei Lokomotiven haben sie sich dagegen nicht bewährt. An Stelle der Schieberlappen treten dann Kolben, die an den Wandungen eines besonderen Schiebercylinders dampfdicht anliegen. Strömt der frische Dampf ausserhalb der beiden Kolben ein und zwischen ihnen aus, so wirkt der Kolbenschieber genau so, wie ein Muschelschieber, und es bleibt daher das dortige Schieberdiagramm ungeändert. Lässt man dagegen den frischen Dampf zwischen den beiden Kolben ein- und ausserhalb ausströmen, so muss der Schieber für Einströmen aus seiner Mittellage nach der Seite ausgelenkt sein, auf der das Einströmen stattfinden soll, also umgekehrt wie vorhin. Um das zu erreichen, muss das Exzenter dem bisherigen diametral gegenüber aufgekeilt werden. Dadurch dreht sich das Schieberdiagramm um 180° , ohne sich aber sonst irgendwie zu ändern. Daher gilt alles für Muschelschieber Nachgewiesene unverändert auch für Kolbenschieber.

Drehschieber kommen bei Umsteuerungen nur ganz ausnahmsweise vor, z. B. bei einer Anzahl von Lokomotiven der Bahn Paris-Orleans**. Es sind an jedem Cylinder vier solche Schieber angewendet, auf jeder Seite je ein Einlaß- und ein Auslaßschieber. Die Einlaßschieber werden von einer gemeinschaftlichen Stange in Bewegung gesetzt, ebenso die Auslaßschieber von einer anderen Stange. Beide Stangen sind durch verschiedene Steuerungsgetriebe geführt, wodurch erreicht werden kann, dass trotz schwacher Füllung doch keine zu starke Kompression auftritt und das Vorausströmen nicht zu früh beginnt.

Für jede der beiden Schieberstangen lässt sich das Steuerungsgetriebe durch ein Diagrammexzenter ersetzen, dessen Halbmesser,

* Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, Seite 445.

** Umsteuerung von Durant und Lencauchez, Annales des mines, 1893, II, Seite 520, Génie civil 1893, Bd. XXIII, Seite 273 u. 292.

s. Fig. 9, Taf. I, OK sei, der Voreilwinkel δ . Der Endpunkt S der Exzenterstange geht als geradlinig geführt anzusehen. Dabei sind die Längenverhältnisse gegenüber den wirklichen so geändert vorausgesetzt, dass man annehmen darf, die Schieberstange SA greife unmittelbar an der absperrenden Kante A des Drehschiebers an. Die Stange SA ist verhältnismässig lang, so dass die Veränderlichkeit ihrer Neigung keinen merkbaren Einfluss ausübt. Daher geht der horizontale Abstand zwischen S und A als unveränderlich anzusehen. Daraus folgt dann, dass die Abstände der Punkte des Exzenterkreises vom vertikalen Kreisdurchmesser genügend genau gleich sind den horizontal gemessenen Auslenkungen der Kante A aus ihrer Mittellage, die in der Figur der Einfachheit wegen in der Senkrechten durch den Drehpunkt C des Schiebers angenommen wurde. Die absperrende Kante B des Schieberspiegels liegt, horizontal gemessen, um die gleiche Länge e rechts von C , die im Schieberdiagramme als äussere Überdeckung auftritt. Bei der gezeichneten Stellung ist der Dampfkanal um den Bogen AB für den Durchtritt des Dampfes geöffnet. Um diese Strecke in das Schieberdiagramm zu übertragen, muss man durch die Stellung E des Exzentermittelpunktes einen zu AB nach Halbmesser und Lage kongruenten Bogen ED einzeichnen. Der Mittelpunkt dieses Bogens liegt unter den gemachten Annahmen auf dem vertikalen Durchmesser des Exzenterkreises. Man erhält also im Schieberdiagramme die alte Eröffnungsfläche, nur ist der Betrag der Eröffnung nicht gleich ihrer horizontalen Breite, er ist vielmehr zu messen auf Kreisbögen, deren Halbmesser gleich CA ist.*

Ventile werden nur bei Fördermaschinen benutzt, aber dort ziemlich häufig. Natürlich hat jeder Cylinder auch vier Ventile. Sie erhalten ihre Bewegung oft durch unrunde Schieben; solche Steuerungen entziehen sich jedoch im allgemeinen einer zeichnerischen Behandlung mit Zirkel und Lineal allein.

Es kommen aber auch Ventilsteuerungen vor, bei denen die Ventile durch ein Kurbelgetriebe gehoben werden. Dieses Getriebe lässt sich dann ebenfalls auf ein Diagrammexzenter zurückführen, von dem eine Stange ST , s. Fig. 10, Taf. I, geradlinig hin und her bewegt wird. Diese Stange entspricht der Schieberstange des Muschelschiebers; sie ist in ihrer Mittellage gezeichnet. Auf der Stange ST sind zwei Anschläge A und A' befestigt für z. B. die beiden Einlassventile V und V' . Die Ventile sind in geeigneter Weise an gleicharmig gezeichneten

* Vgl. auch Seemann, Das Müller'sche Diagramm für Corliss-Schieber. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, 669.

Winkelhebeln angehängt, deren aufrecht stehende Arme B , B' von den Anschlägen A und A' mitgenommen werden, wenn die Ventile geöffnet werden sollen. Die Schieberstange muss aber erst um die Länge e , gleich der äusseren Überdeckung eines Muschelschiebers, aus ihrer Mittellage ausgelenkt sein, ehe eines der Ventile angehoben werden darf. Das geht nun einfach dadurch zu erreichen, dass in der gezeichneten Mittellage zwischen A und B je ein Spielraum von der Grösse e hergestellt wird. Dann bleibt aber das alte Diagramm auch für solche Ventilsteuerungen gültig. Für das Ausströmen muss eine anders bewegte Stange ST vorhanden sein und der Spielraum zwischen A und B je i betragen.

Weiter wird auf diese Arten der inneren Steuerungen nicht eingegangen.

2. Kapitel.

Verschiedene Schieberanordnungen.

§ 8. Der Kanalschieber von Trick.

Die vorhergehenden Untersuchungen haben gezeigt, dass mit dem einfachen Muschelschieber bei starker Expansion keine günstige Dampfverteilung zu erreichen geht. Ein Übelstand war der, dass das Eröffnen und Schliessen für den Eintritt des Dampfes sehr langsam vor sich geht und dass der Kanal dafür überhaupt nur wenig geöffnet wird. Dem soll der Trick'sche Kanalschieber wenigstens teilweise abhelfen.

Dieser Schieber besitzt, wie Fig. 11, Taf. II, zeigt, einen besonderen Kanal, der sich aussen um den muschelförmigen Hohlraum herumzieht und der an beiden Lappen in der Weite a' ausmündet. Der Schieberspiegel muss dabei eine ganz bestimmte äussere Länge erhalten. Er sollte auch höher als es sonst nötig ist über dem Boden des Schieberkastens liegen, damit der Dampf ungehindert zwischen Schieber und Boden in den Schieberkanal eintreten kann, wenn dessen Ausmündung neben dem Schieberspiegel im Freien steht.

Soweit das Einströmen des Dampfes zwischen der äusseren Kante des Schiebers und der äusseren Kante des Dampfkanals erfolgt, wird es durch den Schieberkanal in keiner Weise beeinflusst. Die Eröffnung ist daher wie früher gleich der horizontalen Breite der Fläche zwischen den Linien e und $e + a$ und dem Exzenterkreise. Diese Fläche