



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299501

xx  
163



DIE  
SCHIEBERSTEUERUNGEN  
UND IHRE  
DIAGRAMME

---

---

Abbildungen  
aus dem xylographischen Atelier  
von Friedrich Vieweg und Sohn  
in Braunschweig.

---

DIE  
SCHIEBERSTEUERUNGEN  
UND IHRE  
DIAGRAMME

EIN LEITFADEN

BEI DEM

VORTRAGE ÜBER SCHIEBERSTEUERUNGEN AN HÖHEREN  
TECHNISCHEN LEHRANSTALTEN

SOWIE ZUM

SELBSTSTUDIUM DER STEUERUNGSVERHÄLTNISSE

BEARBEITET

VON

DR. A. STEHLE

INGENIEUR

HAUPTLEHRER DER STÄDTISCHEN FACHSCHULE FÜR MASCHINENTECHNIKER ZU EINBECK

D R I T T E

VERMEHRTE UND VERBESSERTE AUFLAGE

MIT 88 EINGEDRUCKTEN ABBILDUNGEN

*F. Nr. 22 186*



BRAUNSCHWEIG

DRUCK UND VERLAG VON FRIEDRICH VIEWEG UND SOHN

1898

XX  
163



117733

---

Alle Rechte, namentlich dasjenige der Uebersetzung in fremde Sprachen,  
vorbehalten.

---

## V O R W O R T.

---

Der Herausgabe dieser Schrift lag die Absicht zu Grunde, denjenigen jungen Maschinenteknikern, welche mit den Elementen der ebenen Geometrie und Trigonometrie einigermaassen vertraut sind, ein Buch an die Hand zu geben, nach welchem sie sich über das Wesen und die Bedeutung der Diagramme für die gebräuchlichsten Schiebersteuerungen der Dampfmaschinen, sowie über die sich aus den Diagrammen ergebenden wichtigsten Regeln für den Entwurf einer Steuerung Klarheit verschaffen können.

Der verhältnissmässig rasche Absatz, den die vorige, zweite Auflage des Buches erfahren hat, ist mir ein Beweis dafür, dass meine Absicht erreicht ist, und so viel ich weiss, haben auch die in dem Buche enthaltenen Anweisungen auf dem Tische des Maschinenconstructeurs ihre guten Dienste geleistet.

Um so mehr hielt ich es daher für Pflicht, dafür zu sorgen, dass in der hier vorliegenden dritten Auflage die bei der vorigen Bearbeitung noch verbliebenen Unklarheiten und sachlichen Unvollkommenheiten beseitigt wurden, und dass andererseits Schiebersysteme, die sich in den letzteren Jahren herausgebildet haben, Berücksichtigung fanden. Auf eine Kritik des einen oder anderen Schiebersystems habe ich mich nur in soweit eingelassen, als eine solche in den engsten Zusammenhang zu bringen war mit den aus der Betrachtung der Diagramme sich ergebenden Folgerungen. Wie bei den früheren Auflagen ist es dabei verblieben, bei der Ableitung der Kolbenstellungen aus den Stellungen

der Kurbel eine endliche Länge der Pleuelstange auszuschliessen bezw. die Projection des vom Kurbelzapfen beschriebenen Bogens auf die Schubrichtung als Kolbenweg anzusehen.

Möge dieser Leitfaden auch in seiner dritten Auflage in der Hand des Lehrers und des Schülers, sowie auf dem Tische des ausführenden Constructeurs seine ihm zuge dachte Aufgabe erfüllen.

Einbeck, im October 1898.

**Der Verfasser.**

# INHALTSVERZEICHNISS.

	Seite
Einleitung . . . . .	1
Zusammenhang der Schieber- und Kolbenbewegung . . . . .	3

## I. Die normale Steuerung.

Erklärung der Steuerung . . . . .	5
Diagramm für die normale Steuerung . . . . .	7
Diagramm für den Dampfein- und Dampfaustritt . . . . .	9

## II. Steuerung mit Voreilung und Deckung.

Erklärung der Steuerung . . . . .	9
Ableitung des Ausdruckes für den Schieberweg . . . . .	10
Von den Deckungen des Schiebers . . . . .	11
Diagramm für die Steuerung mit Voreilung und Deckung . . . . .	12
Diagramme für den Dampfein- und Dampfaustritt . . . . .	13
Ueber die Wahl des Füllungsverhältnisses . . . . .	17
1. Ueber die Aenderungen des Füllungsverhältnisses durch Aenderungen an der äusseren Steuerung . . . . .	17
Entwurf der Scala für das drehbare und verschiebbare Excenter . . . . .	19
Scala des drehbaren Excenters . . . . .	19
Scala des verschiebbaren Excenters . . . . .	21
Verschiebung des Excenters senkrecht zur Centrale . . . . .	23
2. Ueber die Aenderung des Füllungsverhältnisses durch Aenderungen an der inneren Steuerung . . . . .	24
Die innere und äussere Stegbreite am Schieberspiegel . . . . .	27
Aufgaben . . . . .	29
Schlussbemerkung über die Aufgaben zur Steuerung mit Voreilung und Deckung . . . . .	29
Aufgaben über das drehbare und verschiebbare Excenter . . . . .	33
Andere Schieberformen (Penn, Trick und Weiss) . . . . .	34
Steuerungen mittelst zweier Schieber oder Expansionssteuerungen . . . . .	40

## III. Meyer'sche Expansionssteuerung.

Erklärung der Steuerung . . . . .	41
Von der absoluten Bewegung der Schieber, ihrer relativen Verschiebung oder dem relativen Schieberwege . . . . .	42
Diagramm für die Meyer'sche Steuerung . . . . .	42
Ueber die kleinste zulässige Dimension $L$ am Vertheilungsschieber und Berechnung der Scalentheilung . . . . .	51

	Seite
Schlussbemerkung zur Meyer'schen Expansionschiebersteuerung . . .	56
Expansionssteuerungen, welche auf dem Princip der Meyer'schen Steuer- ung beruhen. — Steuerung von Guhrauer. . . . .	60
Rider-Steuerung . . . . .	61
IV. Eyth'sche Steuerung.	
Erklärung der Steuerung . . . . .	65
Diagramm für die Eyth'sche Steuerung . . . . .	66
V. Steuerung von Farcot oder Schleppschieber- steuerung.	
Erklärung der Steuerung . . . . .	70
Diagramm der Schleppschiebersteuerung . . . . .	72
Bestimmung der Stossscheibe $D$ aus der Scala . . . . .	76
VI. Vereinigte Meyer- und Farcot-Steuerung . .	
78	
VII. Die Bogendreiecke.	
a) Construction der Bogendreiecke . . . . .	82
b) Diagramme der Bogendreiecke . . . . .	85
Gleichseitiges Bogendreieck . . . . .	85
Bestimmung des Voreilungswinkels $\delta$ , wenn eine gewisse gegebene Er- öffnung $u$ erreicht werden soll . . . . .	89
Diagramme der Bogendreiecke mit vergrößertem und verkleinertem Ruhewinkel . . . . .	90
VIII. Meyer'sche Expansionssteuerung mit Bogendreiecken.	
Vorbemerkung . . . . .	92
Diagramm . . . . .	93
IX. Coulissensteuerungen.	
Erklärung . . . . .	98
Diagramme der Coulissensteuerungen . . . . .	103
X. Von der Steuerung der Maschinen mit schwin- gendem Dampfzylinder und das Diagramm der Steuerung zur Maschine von Alban . . .	
109	
XI. Die unrunde Scheibe von Saulnier . . . . .	
113	
Schlussbemerkung . . . . .	118
A n h a n g.	
Einige Abmessungen und Constructionsregeln zum Schieberentwurf . .	121
Das Winkel- und Tangentenlineal . . . . .	122

## EINLEITUNG.

---

Soll der aus dem Dampfkessel dem Cylinder der Dampfmaschine durch die Zuleitung zugeführte Dampf vermöge seiner Spannung Arbeit verrichtend auf den Kolben wirken, so muss er rechtzeitig in den Cylinder eingelassen werden und, nachdem er seine Arbeit verrichtet, auch rechtzeitig aus dem Cylinder entweichen können. Diesen Wechsel in der Zu- und Abströmung des Dampfes nennen wir die Dampfvertheilung im Cylinder.

Die Dampfvertheilung wird durch die Steuerung besorgt, welche in der Regel von der Maschine selbst aus bethätigt wird, und man unterscheidet eine innere und eine äussere Steuerung.

Unter der inneren Steuerung werden Abschlussvorrichtungen: Schieber, Ventile, Hähne oder Kolben verstanden, welche in einem mit der Dampfzuleitung dampfdicht verbundenen und dampfdicht verschlossenen Gehäuse oder Kasten arbeiten, also dem Auge verborgene Theile der Maschine sind; daher Maschinen mit Schieber-, mit Ventil-, mit Hahn- und mit Kolbensteuerung.

Die Maschinentheile und Mechanismen, welche die Bewegung der Maschine von der Trieb- oder einer besonders angeordneten Steuerwelle aus nach der inneren Steuerung vermitteln, fassen wir in dem Ausdruck „äussere Steuerung“ zusammen. Im Allgemeinen lässt die Steuerung den Dampf auf der einen — der wirksamen — Seite des Kolbens einströmen, auf der anderen — der Auspuff- — Seite des Kolbens aus dem Cylinder abziehen.

Tritt der Dampf während des ganzen Kolbenhubes in den Cylinder, d. h. wirkt der — constante — Dampfdruck während dieser Zeit auf den Kolben ein, so wird die Maschine Volldruck-Maschine genannt; wird dagegen der Dampfzutritt noch vor Ende des Kolbenhubes abgeschlossen und bewirkt die Ausdehnungs- (oder Expansiv-) Kraft des im Cylinder hinter dem Kolben befindlichen Dampfes die Fortbewegung des Kolbens, so ist die Maschine eine Expansions-Maschine. Bei einer solchen unterscheidet man daher, was den Dampfeintritt betrifft, zwei Abschnitte — Perioden — während des Kolbenhubes, nämlich:

die Volldruck-Periode, dauernd vom Beginn des Hubes bis zum Dampfabschluss, und hierauf die Expansions-Periode, dauernd vom Dampfabschluss an bis zum Hubende. Man spricht also z. B. von Maschinen mit dreiviertel Füllung; es tritt der Dampf so lange in den Cylinder ein, bis der Kolben in dreiviertel seines ganzen Weges sich befindet. Die Expansion erstreckt sich also nur auf ein — und zwar das letzte — Viertel des Kolbenweges.

Tritt der Dampf sowohl beim Hin- als Rückgange des Dampfkolbens in den Cylinder, so ist die Maschine eine doppeltwirkende; ist dies nicht der Fall, so nennt man die Maschine eine einfachwirkende.

Was den Dampfabschluss bei Expansions-Maschinen betrifft, so kann dieser durch die Dampfvertheilungsvorrichtung selbst bewirkt werden, oder es wird der Eintritt des Dampfabschlusses durch eine zweite Abschlussvorrichtung — in der Regel durch ein Ventil oder einen zweiten Schieber, den sogenannten Expansionschieber — herbeigeführt. Dieser Expansionschieber bewegt sich alsdann entweder in einer besonderen Kammer oder unmittelbar auf dem Grundschieber und kann im letzteren Falle von diesem mitgenommen werden (Schleppschieber).

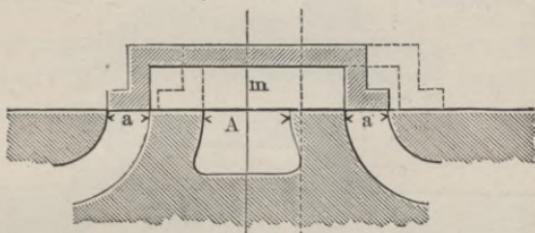
Auf der Dampfaustritts- (Auspuff-) Seite unterscheidet man die Periode des freien Austritts und diejenige des gehemmten Austritts (der Compression). Der verbrauchte oder „verlorene“ Dampf wird während der letzteren Periode im Dampfzylinder zurückgehalten und vom nachschiebenden Kolben comprimirt. Wird der Kolben, noch bevor er das Ende des Hubes erreicht hat (auf der Auspuffseite), vom frischen (Admissions-) Dampf getroffen, so entsteht die Periode der Voreinströmung. Compressions- und Voreinströmungsperiode haben den Zweck, den Kolben so zu sagen auf den demnächst folgenden Rückgang vorzubereiten, auch einer allzu starken Abkühlung des Cylinders auf der Auspuffseite vorzubeugen. Ersteres ist bei schnell gehenden Maschinen, letzteres bei Maschinen, die mit Condensation, d. h. Verdichtung des Auspuffdampfes — durch Kühlung — arbeiten, von Wichtigkeit.

Von den verschiedenen Arten der Steuerungen soll hier nur die wichtigste — und gebräuchlichste —, die Steuerung mittelst eines oder bei Expansionsmaschinen mittelst zweier Schieber, besprochen und der Zusammenhang zwischen Kolben- und Schieberbewegung durch den Entwurf einer Zeichnung, welche Diagramm genannt wird, gezeigt werden. Es ist vorausgesetzt, dass die Bewegung der Schieber mit Ausnahme des oben genannten Schleppschiebers durch eine Kurbel (Excenter, auch Excentrik genannt) erfolge, dass ferner die Bahn des Schiebers, der Schieberspiegel, parallel laufe mit der vom Dampfkolben durchlaufenen Bahn.

## Zusammenhang der Schieber- und Kolbenbewegung.

Soll der einfache Kasten- oder Muschelschieber, welcher sich über den Dampfcanälen  $a$  und dem Austrittscanale  $A$  hin und her verschiebt, eine richtige Dampfvertheilung bewirken, so muss er, wenn bei Beginn des Kolbenhubes links der Dampf links einströmen und rechts entweichen soll, sich aus seiner Mittelstellung nach rechts — also in der Richtung der Kolbenbewegung — verschieben. Er muss ferner den links liegenden Dampfcanal frei lassen, so lange sich der Kolben nach rechts hin bewegt. Es kann dieses aber dadurch erzielt werden, dass man während des ganzen Kolbenhubes den Schieber rechts von der Spiegelmitte  $m$  erhält, und ihn erst wieder in seine Mittelstellung zurückführt, wenn der Kol-

Fig. 1.



ben in der Mitte seines Weges befindet, seine äusserste Stellung rechts einnehmen und von hier aus während der zweiten Hälfte des Hubes sich wieder in seine Mittelstellung begeben müssen, d. h.:

In der ersten Hälfte des Kolbenhubes bewegen sich Kolben und Schieber in derselben Richtung, jener von seiner Endstellung, dieser von seiner Mittelstellung ausgehend, in der zweiten Hälfte des Hubes dagegen in entgegengesetzter Richtung. — Dasselbe gilt im entgegengesetzten Bewegungssinne auch für den Rückgang des Kolbens.

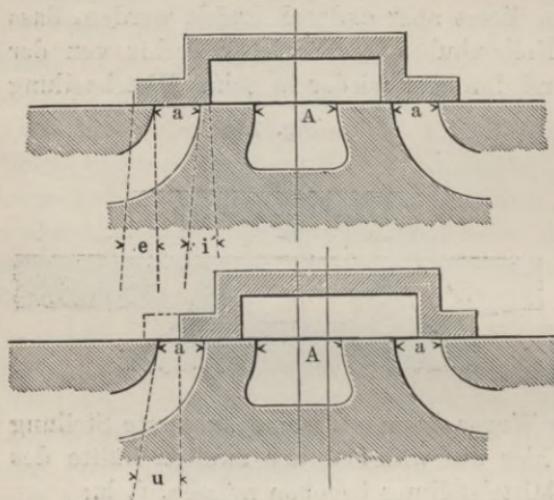
Bei der Endstellung des Kolbens oder dem todtten Punkte des Kolbens befindet sich nach dem Vorhergehenden der Schieber jedesmal in seiner Mittelstellung; die Dampfcanäle sind bei dieser Stellung beide verschlossen, so dass weder Ein- noch Austritt des Dampfes möglich ist. Man nennt dies den todtten Punkt der Steuerung<sup>1)</sup>, und treffen diese beiden genannten Stellungen (also der todtte Punkt der Steuerung mit der Anfangs- oder Endstellung des Kolbens) zusammen, so hat man: normale Steuerung.

Den todtten Punkt der Steuerung kann man nun dadurch verlängern, dass man die Schiebersohle breiter macht als die Dampfcanäle  $e$ , in diesem Falle muss jedoch, soll bei Beginn des Kolbenhubes dem Dampf der Zutritt in den Cylinder gestattet sein, der Schieber

<sup>1)</sup> Nicht zu verwechseln mit dem todtten Punkte des Schiebers, welches dessen Endstellung ist.

bereits seine Mittelstellung verlassen haben. Die Strecken nun, um welche die Schiebersohle — auch Schieberlappen — die Canäle überträgt, nennt man die Deckungen des Schiebers, und den Weg, welchen dieser bei Beginn des Kolbenhubes, von der Spiegelmitte ab gerechnet, bereits zurückgelegt hat, die lineare Voreilung. Eine Steuerung dieser Art wird im Gegensatz zur normalen Steuerung — ohne Deckung — Steuerung mit Voreilung und Deckung genannt. Die in der Fig. 2 mit  $e$  bezeichnete Deckung nennt man die äussere Deckung, die mit  $i$  bezeichnete die innere Deckung. Erstere reguliert

Fig. 2.



den Dampfeintritt, diese den Dampfaustritt. Es sei hier sogleich bemerkt, dass man die innere Deckung aus einem später zu erörternden Grunde nur sehr klein macht, oder häufig auch ganz weglässt. Hat sich bei Beginn des Kolbenhubes der Schieber um mehr als  $e$  aus seiner Mittelstellung verschoben, so wird der Dampf, noch ehe der Kolben am Ende seines Weges angekommen ist, vor diesen treten können: Periode der Voreinströmung;

es wird alsdann eine gewisse anfängliche Eröffnung  $u$  des Dampfcanals vorhanden sein. Wird ferner der Dampfaustritt verschlossen, bevor der Kolben seine Endstellung erreicht, so wird ein Zusammendrücken, eine Compression, des Dampfes vor dem Kolben eintreten; es ist dies die Compressionsperiode. Die im Dampfzylinder stattfindenden Vorgänge bei der Dampfvertheilung lassen sich schematisch darstellen. Es bedeute  $E$  den Dampfweg auf der wirkamen und  $A$  den Dampfweg auf der Auspuffseite, ferner bedeute das Zeichen  $\circ$ , dass der betreffende Weg „offen“, und das Zeichen  $\oplus$ , dass derselbe geschlossen sei, so gilt für die normale Steuerung im ganzen Verlaufe der Kolbenbewegung:

$$E\circ - A\circ;$$

sowie aber der Kolben in seine Endstellung (totden Punkt) eintritt:

$$E\oplus - A\oplus,$$

d. h. die Steuerung befindet sich im todten Punkte.

Bei der Steuerung mit Voreilung und Deckung treten die einzelnen Perioden deutlicher hervor, wenn wir für den eintretenden Dampf besondere Wege  $E$  und  $E'$  und für den auspuffenden Dampf

ebenso besondere Wege 'A und A' angeordnet denken und jedem Wege ein eigenes Abschlussorgan — etwa ein Ventil — zuteilen<sup>1)</sup>.

Also: Kolben bewegt sich von links nach rechts:

1. Volldruckperiode:

$$\begin{array}{ll} 'E \circ & E' \oplus \\ 'A \oplus & A' \circ \end{array}$$

2. Expansionsperiode:

$$\begin{array}{ll} 'E \oplus & E' \oplus \\ 'A \oplus & A' \circ \end{array}$$

Diese Periode dauert an, bis gegen Ende des Kolbenhubes die dritte Periode, die Compressionsperiode, und damit der todte Punkt der Steuerung eintritt, d. h.

$$\begin{array}{ll} 'E \oplus & E' \oplus \\ 'A \oplus & A' \oplus \end{array}$$

indessen dauert die Expansionsperiode (links) fort, bis dem expandirenden Dampfe der Auspuff ins Freie gestattet wird; es beginnt jetzt die Periode der Vorausströmung

$$\begin{array}{ll} 'E \oplus & E' \oplus \\ 'A \circ & A' \oplus \end{array}$$

Sogleich folgt jetzt, bis der Kolben sein Hubende (rechts) erreicht:

3. Die Periode der Voreinströmung, d. h.

$$\begin{array}{ll} 'E \oplus & E' \circ \\ 'A \circ & A' \oplus \end{array}$$

Der Kolben ist auf die Rückbewegung vorbereitet, für welchen der rechts liegende Eintritt, sowie der links liegende Austritt geöffnet sind. (Man stelle jetzt in ähnlicher Weise die Steuerungsvorgänge für die Bewegung des Kolbens von rechts nach links dar.)

Die Aufeinanderfolge und Dauer der einzelnen Perioden — Volldruck-, Expansions-, Compressions-, Vorausströmungs- und Voreinströmungsperiode — kann man aus den nun folgenden Diagrammen ersehen und wir behandeln zunächst:

## I. Die normale Steuerung.

### Erklärung der Steuerung.

Das oben erwähnte Verhältniss zwischen Kolben- und Schieberbewegung bei der normalen Steuerung kann dadurch erzielt werden, dass man die zur Bewegung des Schiebers dienende Kurbel um einen

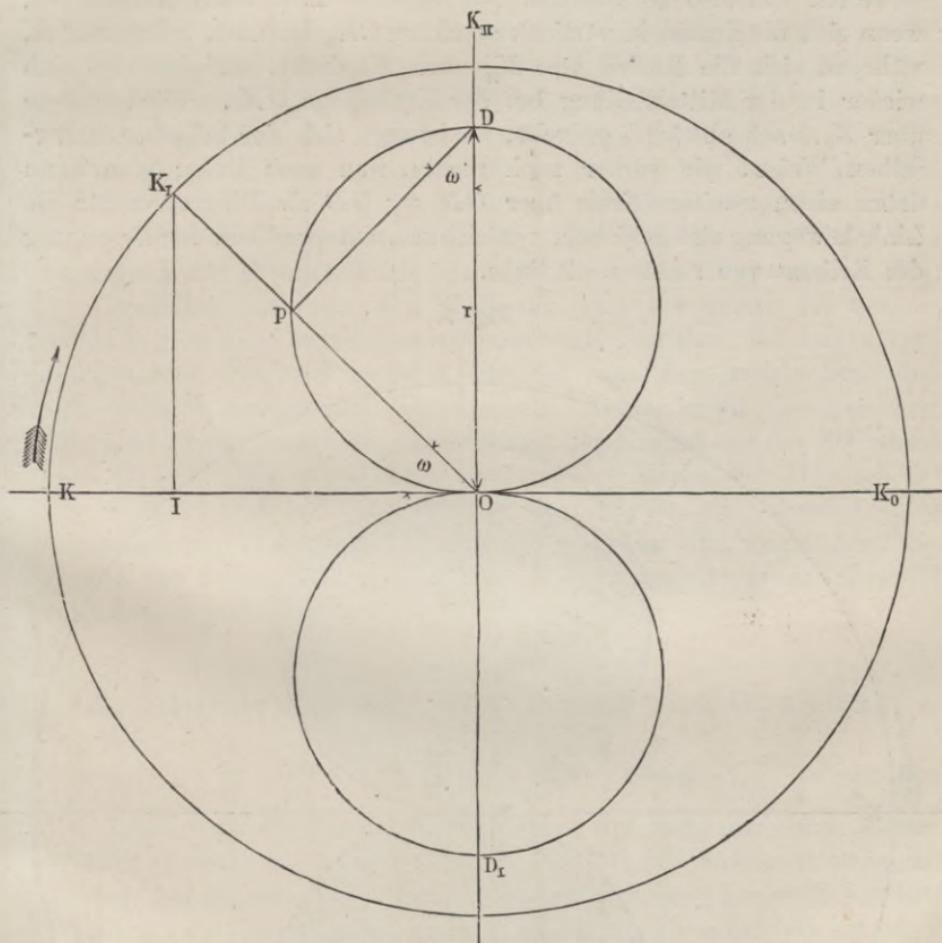
<sup>1)</sup> Es münden also die Wege 'E und 'A am „links“ liegenden Cylinderende, und die Wege E' und A' im rechts liegenden Cylinderende ein. (Man unterstütze die Anschauung durch eine Figur.)



Construction des Ausdruckes  $r \sin \omega$ <sup>1)</sup>, oder das Diagramm für die normale Steuerung.

Man schlage mit der Kolbenkurbellänge — oder einem beliebigen Radius, der diese Länge bedeutet — einen Kreis um  $O$  (s. Fig. 4); der horizontale Durchmesser  $KK_0$  desselben stellt nun den Kolbenhub

Fig. 4.

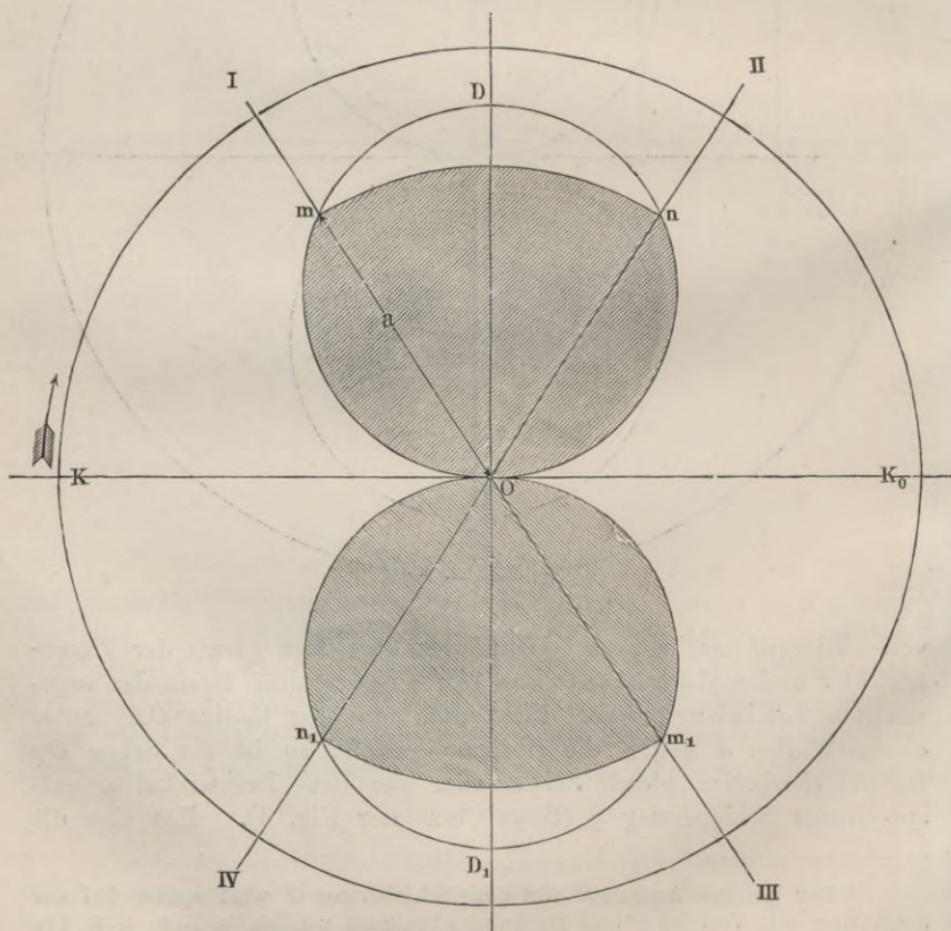


vor. Hierauf mache man  $OD$  auf der Verticalen gleich der Excentricität  $r$  und schlage über  $OD$  als Durchmesser einen Kreis, den sogenannten Schieberkreis. Zieht man nun den Radius  $OK_1$  unter einem Winkel  $\omega$  gegen die Horizontale  $OK$ , so ist die Sehne  $OI$  im Schieberkreise gleich  $r \sin \omega$  oder der dem Drehwinkel  $\omega$  entsprechende Schieberweg  $\xi$  (Beweis aus der Fig. 4). Hat also die

<sup>1)</sup> Der genaue Ausdruck für den Schieberweg  $\xi$  wird später bei der Steuerung mit Voreilung und Deckung abgeleitet werden (s. Note 1, S. 11).

Kolbenkurbel die Stellung  $OK_1$ , oder hat der Kolben den Weg  $KI$  zurückgelegt, so hat sich der Schieber aus seiner Mittelstellung um die Strecke  $Op$  (nach rechts hin) verschoben. Die Sehnen im Schieberkreise von  $O$  aus stellen also die Schieberwege für die mit der Richtung derselben zusammenfallenden Kurbelstellungen dar, daher der Kreis über  $OD$  Schieberkreis — Diagramm für die Schieberbewegung — genannt wird. Der Kreis über  $KK_0$  heisst Kurbelkreis. Beispielsweise hat sich also der Schieber am weitesten nach rechts verschoben, wenn sich die Kurbel in verticaler Stellung  $OK_{II}$  befindet, kehrt zurück, während sich die Kurbel von  $K_{II}$  nach  $K_0$  dreht, und befindet sich wieder in der Mittelstellung bei der Kurbellage  $OK_0$ . Wird letztere über  $K_0$  (nach abwärts) gedreht, so bewegt sich der Schieber in derselben Weise, wie vorher nach rechts, nun nach links; man kann daher einen zweiten Kreis über  $OD_1 = OD$  als Diagramm für die Linksbewegung des Schiebers verzeichnen, entsprechend der Bewegung des Kolbens von rechts nach links.

Fig. 5.



## Diagramme für den Dampfein- und Dampfaustritt.

Sowie sich der Schieber aus seiner Mittelstellung nach rechts hin bewegt, wird der links liegende Dampfcanal für den Dampfeintritt geöffnet, bis er endlich ganz geöffnet ist, sobald der Schieberweg gleich ist der Höhe  $a$  des Canals. Man erhält demnach die Kurbelstellung, wenn der Canal eben ganz geöffnet ist, wenn man nur mit einem Radius  $= a$  von  $O$  aus in den Schieberkreis einschneidet; dieselbe ist alsdann die Stellung I und geht durch  $m$  (s. Fig. 5). Allerdings verschiebt sich in der Folge der Schieber noch weiter nach rechts, was jedoch für den Dampfeintritt ohne Einfluss ist, nachdem der Canal einmal ganz geöffnet ist. Bei der durch  $n$  gehenden Kurbelstellung II fängt der Canal an sich zu verengen, bis er bei der Kurbelstellung  $OK_0$ , d. i. bei der Mittelstellung des Schiebers, wieder ganz geschlossen ist. Es ist daher die Figur  $OmnO$  ein Bild der allmäligen Eröffnung und Verengung des Eintrittscanals oder das Eintrittsdiagramm.

Denselben Gesetzen der Eröffnung und Verengung ist der — rechts liegende — Austrittscanal unterworfen, so dass das Austrittsdiagramm  $Om_1n_1O$  zugleich für den aus dem rechts liegenden Cylinderraum erfolgenden Austritt gilt. Letzterer ist also ganz geöffnet, und zwar rechts bei der Drehung der Kurbel aus der Stellung I nach II, und links während der Drehung der Kurbel von III nach IV. Die Winkel  $IOII$  und  $III O IV$  kann man füglich die Ruhewinkel des Dampfeintritts und -Austritts nennen; dieselben sind wegen der Congruenz der beiden Diagramme bei der normalen Steuerung einander vollkommen gleich <sup>1)</sup>.

## II. Steuerung mit Voreilung und Deckung.

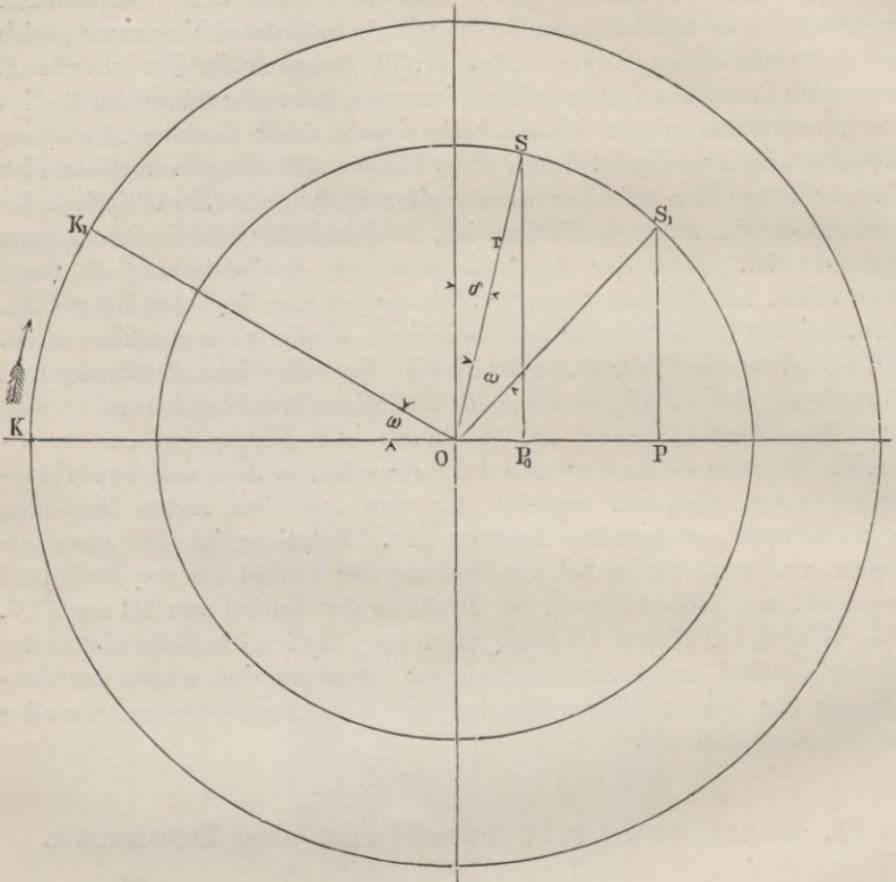
## Erklärung der Steuerung.

Lässt man die Kurbel des Schiebers um mehr als einen rechten Winkel vorauseilen, so wird der Schieber bei der Anfangsstellung des Kolbens bereits seine Mittelstellung verlassen haben; der zurückgelegte Weg ist:  $r \sin \delta$  (spr. Delta), wenn  $r$  wieder die Excentricität ist und  $\delta$  der Winkel, um welchen mehr als  $90^\circ$  die Schieberkurbel der Kolbenkurbel voraneilt (s. Fig. 6 a. f. S.). Man nennt diesen Winkel den Voreilungswinkel der Steuerung. Dreht sich nun die Kolbenkurbel um den Winkel  $\omega$ , gelangt sie also in die Lage  $OK_1$ , so wird dem

<sup>1)</sup> Ist dieses Diagramm und sind die aus demselben zu entnehmenden Schieberstellungen auch einfach und leicht durchzuführen, so unterlasse man es doch nicht, bestimmte Beispiele zur Durchführung aufzugeben; das Verständniss dieses einfachen Diagramms wird zu schnellem und klarem Verständniss der übrigen verhelfen.

entsprechend die Schieberkurbel den Winkel  $\delta + \omega$  mit der Verticalen bilden, d. h. in die Stellung  $OS_1$  gelangen, und der Schieber hat

Fig. 6.



sich um  $OP = r \sin(\delta + \omega)$  aus seiner Mittelstellung verschoben. Es ist daher

$$\xi = r \sin(\delta + \omega)$$

die Formel für den Schieberweg bei der Steuerung mit Voreilung.

Ableitung des genauen Ausdruckes für den Schieberweg  $\xi$  bei der Steuerung mit Voreilung und Deckung.

Mit Bezug auf Fig. 7 denken wir uns die Kurbel  $OK$  um den Winkel  $\omega$  aus ihrer horizontalen Lage nach  $OK_1$  gehoben, womit sich gleichzeitig die Schieberkurbel von  $OS$  nach  $OS_1$  dreht und die Mitte des Schiebers nach  $B_1$  gelangt. Letztere habe vom Gelenk  $m_1$  den Abstand  $l_1$ , während  $l$  die Länge der Excenterstange sei, dann ist:

$$OB_1 = OP + Pm_1 + m_1B_1 = r \sin(\delta + \omega) + \sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\delta + \omega)} + l_1;$$

da nun  $l$  gegen die Excentricität  $r$  in der Regel mehrfach grösser ist, so wird man:

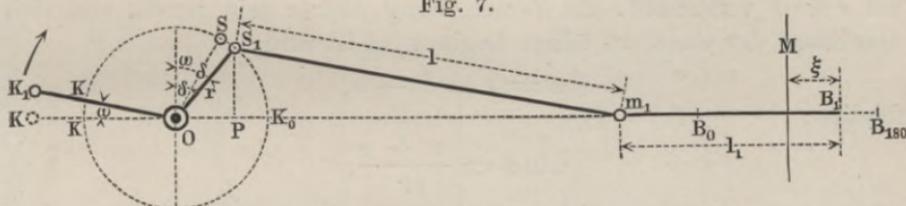
$$\sqrt{l^2 - r^2 \cos^2(\delta + \omega)} = l - \frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l}$$

setzen können, so dass sich jetzt:

$$OB_1 = r \sin(\delta + \omega) + l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2(\delta + \omega)}{2l}$$

ergibt.

Fig. 7.



Für  $W = 0^0$  und  $w = 180^0$  erhält man die beiden Endpositionen  $B_0$  und  $B_{180}$  der Schiebermitte und es ist:

$$OB_0 = r \sin \delta + l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l}$$

und

$$OB_{180} = -r \sin \delta + l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l};$$

in Mitte zwischen  $B_0$  und  $B_{180}$  befindet sich aber die Schieberspiegelmitte  $M$ , d. h. es ist:

$$OM = \frac{OB_0 + OB_{180}}{2} = l_1 + l - \frac{r^2 \cos^2 \delta}{2l}$$

und da nun der Schieberweg  $\xi$  als Differenz  $OB_1 - OM$  erscheint, so ist derselbe:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) + \frac{r^2}{2l} [\cos^2 \delta - \cos^2(\delta + \omega)],$$

wofür wir in der Anwendung auf das nachher folgende Diagramm:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega)$$

setzen <sup>1)</sup>.

### Von den Deckungen des Schiebers.

Es ist bereits oben erwähnt, dass man — und es geschieht dieses in der Regel — den todten Punkt der Steuerung durch die soge-

<sup>1)</sup> Der genauere Ausdruck für den Schieberweg der normalen Steuerung ergibt sich sofort, wenn man in der obigen Formel für  $\xi$  den Voreilungswinkel  $\delta$  zu Null annimmt; man erhält:

$$\xi = r \sin \omega + \frac{r^2}{2l} [1 - \cos^2 \omega], \text{ oder}$$

$$\xi = r \sin \omega + \frac{r^2}{2l} \cdot \sin^2 \omega.$$

nannten Deckungen zu verlängern sucht. Die Wahl der Grösse dieser Deckungen hängt von den Anforderungen ab, denen die Steuerung genügen soll, also etwa von der zu erreichenden Füllung, oder der anfänglichen Eröffnung u. s. w. Mittelwerthe für dieselben sind etwa folgende: man mache  $e = \frac{3}{8} a$ ,  $i = \frac{1}{12} a$  bei einer Excentricität von etwa  $\frac{7}{4} a$  und einem Voreilungswinkel  $\delta$  von etwa  $27^\circ$ . Sind  $r$  und  $\delta$  gegebene Grössen, so lässt sich die anfängliche Eröffnung  $u$  leicht bestimmen. Da sich nämlich zu Anfang des Kolbenhubes der Schieber um  $r \sin \delta$  verschiebt, die Verschiebung aber  $e$  sein muss, ehe sich überhaupt der Canal zu öffnen beginnt, so ist also:

$$u = r \sin \delta - e,$$

folglich:

$$\sin \delta = \frac{u + e}{r};$$

d. h. der Sinus des Voreilungswinkels ist immer gleich dem Quotienten aus der anfänglichen Eröffnung und der äusseren Deckung (also der linearen Voreilung) und der — nach der Canalhöhe  $a$  zu bestimmen — Excentricität.

Die anfängliche Eröffnung  $u$  wird in der Praxis etwa zwischen 4 und 8 mm gewählt; es kann daher auch bei gegebenem  $r$  und  $\delta$  für ein bestimmtes  $u$  die äussere Deckung  $e$  zu ermitteln sein. (Siehe die weiter unten folgenden Aufgaben.)

Construction des Ausdruckes  $r \sin(\delta + \omega)$  oder das Diagramm für die Steuerung mit Voreilung und Deckung.

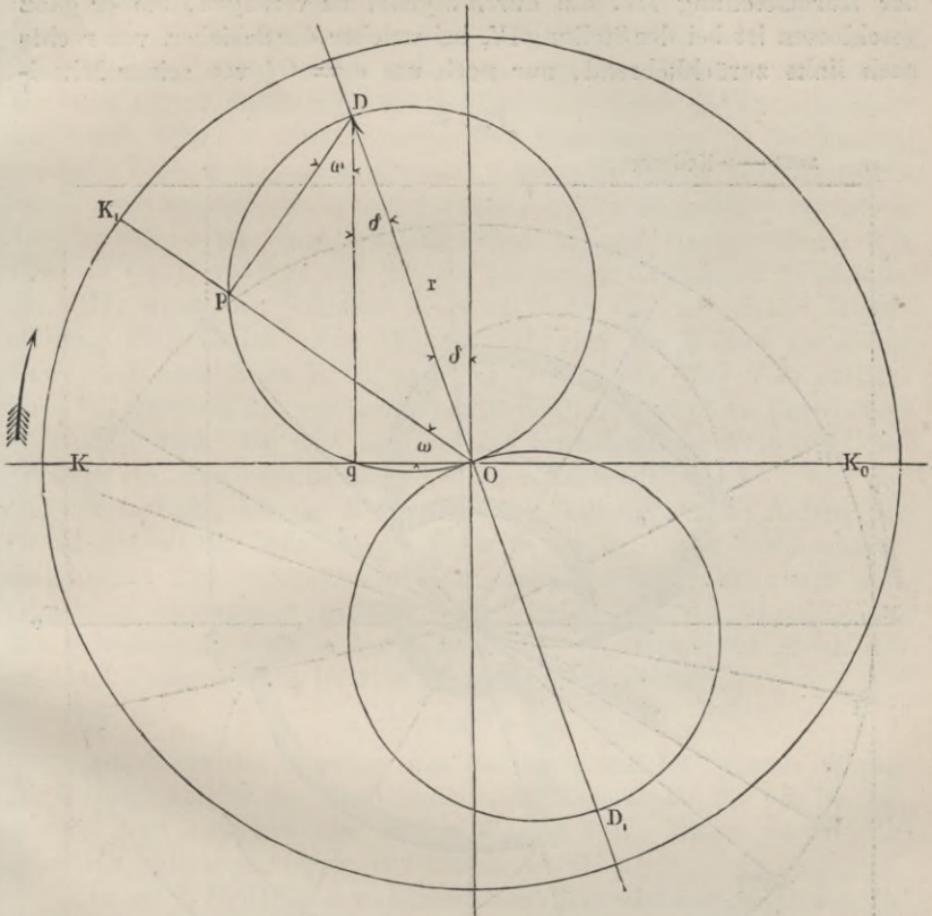
Bei der Aufstellung des Diagramms für die Steuerung mit Voreilung und Deckung handelt es sich also um die geometrische Construction des einem beliebigen Drehwinkel  $\omega$  der Kurbel entsprechenden Schieberwege  $\xi = r \sin(\delta + \omega)$ . Es geschieht dies aber auf folgende Weise:

Nachdem man wiederum den Kurbelkreis über  $KK_0$  geschlagen (s. Fig. 8), trage man an der durch  $O$  gehenden Verticalen im entgegengesetzten Sinne der Drehungsrichtung im Mittelpunkte  $O$  des Systems den Voreilungswinkel  $\delta$  an, und mache  $OD = r$ ; alsdann ist der über  $OD$  als Durchmesser geschlagene Kreis das Diagramm für die Schieberbewegung oder der Schieberkreis. (Ueber die Benutzung eines vom Verfasser construirten Winkel- und Tangenten-Lineals zum Abtragen des Voreilungswinkels  $\delta$  s. „Anhang“.)

Zieht man in der Figur unter einem Winkel  $\omega$  gegen die Horizontale  $OK$  den Radius  $OK_1$ , so ist  $Op$ , da in dem Dreieck  $OpD$  bei  $p$  ein rechter Winkel, und der Winkel bei  $D$  gleich  $\delta + \omega$  ist, nichts Anderes, als  $r \sin(\delta + \omega)$ . Es ist also der Kreis über  $OD$  das Diagramm für die Schieberbewegung nach rechts, in gleichem der Kreis über  $OD_1 (= OD)$  das Diagramm für die Schieberbewegung nach links.

Die Mittelstellung des Schiebers tritt ein, wenn die Kurbelrichtung zusammenfällt mit der den beiden Schieberkreisen gemeinschaftlichen

Fig. 8.



Tangente in  $O$ . Bei den in die Richtung  $OD$  und  $OD_1$  fallenden Kurbelstellungen hat der Schieber die grösste Ausweichung nach rechts oder nach links.

### Diagramme für den Dampfein- und Dampfaustritt.

Der Schieber muss, wie bereits oben erwähnt worden ist, sich um  $e$  verschieben, ehe der Dampf einzutreten beginnt. Wenn man also mit  $e$  von  $O$  aus in den Schieberkreis einschneidet, erhält man diejenige Kurbelstellung  $I$ , bei welcher die Einströmung anfängt, s. Fig. 9 (a. f. S.); diese geht nämlich durch den Punkt  $m$ , wobei  $Om = e$  ist. Bei weiterer Drehung wird der Schieberweg grösser und wird bei der Kurbelstellung  $II$  gleich  $e + a$ , d. h. der Dampfcanal ist ganz geöffnet. Diese Kurbelstellung wird also erhalten, wenn man nur mit  $e + a$  von  $O$  aus in den Schieberkreis bei  $n$  einschneidet. Bei weiterer Kurbel-



Kolbenweg auf die Linie  $MN$  oberhalb des Diagramms übertragen, und geht die Bewegung des Kolbens für die Kurbeldrehung in der oberen Hälfte des Kurbelkreises von links nach rechts vor sich.

Nachdem die Kurbel über die Lage  $OR_1$ , welche Tangente am Schieberkreise ist, gelangt, s. Fig. 9, geht der Schieber von seiner Mittelstellung nach links, und muss sich zunächst um die innere Deckung  $i$  nach dieser Seite hin verschieben, damit der Dampfaustritt links sich öffne; es beginnt daher der Dampfaustritt bei der Kurbelstellung V durch  $m_1$ , wenn  $Om_1 = i$  gemacht wird. Der Austritts-canal erweitert sich, bis er bei der Stellung VI ganz geöffnet ist, wobei  $On_1 = i + a$  ist, und bleibt geöffnet bis zur Kurbelstellung VII ( $Os_1 = On_1$ ), verengt sich hierauf bis zum vollständigen Abschlusse bei VIII, wenn der Schieber noch um  $i = Ot_1$  von seiner Mittelstellung entfernt ist. Nun befindet sich aber der Kolben bei seiner Bewegung nach links in  $T$ , und hat er noch den Weg  $TM_1$  zurückzulegen, während der vor demselben befindliche Dampf am Entweichen verhindert wird. Es tritt also bei der Kurbelstellung VIII die Compression ein, und bald darauf — bei der Kurbelstellung I — tritt der Gegendampf ein, bis der Kolben bei der Stellung  $OK$  im Anfang des Hubes sich wieder befindet; die Figur  $m_1 n_1 s_1 t_1$  ist also das Austrittsdiagramm. Die vorerwähnte anfängliche Eröffnung kann aus dem Diagramm entnommen werden. Da nämlich 0,1 die Verschiebung des Schiebers zu Anfang des Kolbenhubes ist, ferner 0,2 gleich der äusseren Deckung  $e$ , so ist 1, 2 die anfängliche Eröffnung

$$u = r \sin \delta - e.$$

Endlich ist der zwischen den Radien II und III liegende Winkel der Ruhewinkel für den Dampfeintritt; der Ruhewinkel für den Dampfaustritt liegt zwischen den Radien VI und VII. Dieser ist im Allgemeinen grösser als jener, da  $i$  kleiner ist als  $e$ .

Die mit I, II, III u. s. w. bezeichneten Kurbelstellungen, bezw. die Grösse der zwischen denselben liegenden Winkel ist für die Steuerung charakteristisch. Ihre Bedeutung sei in der nachfolgenden übersichtlichen Zusammenstellung wiederholt.

Dampfeintritt links	{	Kurbelstellung	I: Der Dampf beginnt einzuströmen.
		" "	II: Der Canal ist ganz geöffnet, bis bei
		" "	III: der Canal sich zu verengen beginnt.
		" "	IV: Der Canal ist geschlossen; es beginnt die Expansionsperiode. Das Füllungsverhältniss ist: $\frac{KS}{KK_0}$ .

Kurbelstellung  $R_1$  (Tangente am Kurbelkreise). Der Schieber befindet sich in seiner Mittelstellung, von der aus er sich jetzt nach links bewegt; der links liegende Canal wird Austritts-canal.

Dampfaustritt links { Kurbelstellung V: Der Dampf beginnt auszuströmen.  
 " " VI: Der (Austritts-) Canal ist vollständig geöffnet.  
 " " VII: Derselbe Canal beginnt sich zu verengen.  
 " " VIII: Der Canal ist geschlossen; es beginnt die Compressionsperiode. Endlich folgt noch

Kurbelstellung R: (Tangente am Kurbelkreise). Der Schieber befindet sich wieder in seiner Mittelstellung, von der aus er sich wieder nach rechts bewegt, bis er, bei der Kurbelstellung I, den Eintritt des Dampfes gestattet.

Da der Dampfkolben bei dieser Kurbelstellung I das — links liegende — Hubende noch nicht erreicht hat, so wird hier die Vor-einströmungsperiode beginnen, bis zu welcher sich die — unmittelbar voraufgehende — Compressionsperiode erstreckt. Fällt die Kurbelstellung I in die Richtung von  $OK$ , dann ist  $u = 0$  und die Dampfeinströmung beginnt erst zu Beginn des Kolbenhubes. Unter allen Umständen ist es als fehlerhaft zu bezeichnen, wenn die Kurbelstellung I oberhalb  $OK$  fällt, was auf verspäteten Dampfeintritt schliessen lässt. Dieser ist stets von einer das Getriebe schädigenden Stosswirkung des Dampfes auf den Kolben begleitet.

Das durch die Kurbelstellung IV im System gekennzeichnete Füllungsverhältniss ist nicht mit dem Expansionswerthe zu verwechseln. Ersteres ist das Verhältniss des Kolbenweges bis zur Dampfabspernung zum ganzen Kolbenhube, oder auch das Verhältniss des Volldruckvolumens zum wirksamen Arbeitsvolumen im Cylinder <sup>1)</sup>. Der Expansionswerth dagegen ist das Verhältniss des vom Admissionsdampf überhaupt erfüllten Raumes zum wirksamen Arbeitsvolumen. Jener umfasst neben dem Volldruckvolumen noch den Raum des Dampfcanals und den zwischen Kolben und Cylinderdeckel verbleibenden Raum, wenn der Kolben sich in seiner Anfangsstellung befindet. (Schädlicher Raum.) Also:

$$\text{Füllungsverhältniss} = \frac{\text{Volldruckvolumen}}{\text{Wirksames Arbeitsvolumen}}$$

$$\text{Expansionswerth} = \frac{\text{Volldruckvolumen} + \text{Schädlicher Raum}}{\text{Wirksames Arbeitsvolumen}}$$

Man erhält also den Expansionswerth aus dem Füllungsverhältniss, wenn man zu jenem nur hinzufügt das Verhältniss des schädlichen Raumes zum wirksamen Arbeitsvolumen, welches beiläufig <sup>1/20</sup> nicht überschreiten soll.

<sup>1)</sup> Unter wirksamem Arbeitsvolumen versteht man den vom Kolben während eines Hubes bestrichenen Raum.

## Ueber die Wahl des Füllungsverhältnisses.

Die der Berechnung und dem Bau einer Dampfmaschine zu Grunde zu legende Cylinderfüllung (Dauer der Volldruckperiode) ist abhängig zu machen:

1. von der Spannung, welche der in den Cylinder eintretende Dampf besitzt (Anfangs- oder Admissionsspannung), und
2. von der Spannung, welche der Dampf bei Beginn der Vorausströmung noch besitzen muss, damit er — bei Auspuffmaschinen — den Atmosphärendruck, oder — bei Maschinen mit Condensation — den im Condensator vorhandenen Druck überwinden könne. (Endspannung bei Auspuffmaschinen etwa 1,2, bei Condensationsmaschinen etwa 0,2 Atmosphären.)

Je höher die Anfangsspannung des Dampfes und je geringer der sich dem austretenden Dampfe entgegenstellende Widerstand ist, eine um so kleinere Cylinderfüllung wird dem Bestreben, die Leistungsfähigkeit des Dampfes möglichst vollständig auszunutzen, entsprechen. Man wird diejenige Cylinderfüllung als die wirthschaftlich vortheilhafteste bezeichnen müssen, bei deren Anwendung die dem Dampf abgewonnene Leistung im Verhältniss zum Dampfverbrauch die möglichst grösste ist.

Während des Betriebes kann es — in Rücksicht auf die Erhaltung der Gleichmässigkeit des Ganges der Maschine — nothwendig oder erwünscht sein, die Dampfarbeit im Cylinder dem Arbeitsverbrauch anzupassen, welcher sich nach der im Betriebe gar häufig wechselnden Grösse, oder Summe der zu überwindenden äusseren und inneren Widerstände der Maschine richten wird.

Die Grösse der Dampfarbeit durch eine Aenderung der Anfangsspannung der jeweiligen Anforderung entsprechend zu reguliren, ist nicht wohl angängig und auch nicht rationell (selbst wenn die Möglichkeit dazu vorhanden wäre), wohl aber lässt sich die Cylinderfüllung ändern, und zwar durch Aenderungen, die

1. an Theilen der **äusseren** Steuerung und
  2. an der **inneren** Steuerung
- vorgenommen werden.

1. Ueber die Aenderung des Füllungsverhältnisses durch Aenderungen an der **äusseren** Steuerung. Aenderung des Voreilungswinkels  $\delta$ , Aenderung der Excentricität  $r$  und gleichzeitige Aenderung von  $\delta$  und  $r$ .

Aus der Betrachtung des Eintrittsdiagrammes ergibt sich, dass, je mehr der Schieberkreis über  $OD$  nach links hin gedreht wird, d. h. je grösser man den Voreilungswinkel  $\delta$  wählt, der Punkt  $S$  auf  $KK_0$  desto mehr nach links fällt, daher die Füllung um so kleiner wird.

Demnach lässt sich eine Füllungsänderung durch Drehung des Excenters bewirken, und zwar entspricht einer kleineren Füllung ein grösserer Voreilungswinkel und umgekehrt. Man darf jedoch mit der Vergrösserung des Winkels  $\delta$  nicht zu weit gehen, weil nicht nur die anfängliche Eröffnung  $u$  alsbald sehr gross wird und die üblichen Grenzen überschreitet, sondern weil auch die Gegendampf- und namentlich auch die Compressionsperiode — wenn man das Austrittsdiagramm und die dem Beginn der Compressionsperiode entsprechende Kolbenstellung  $T$  betrachtet — alsbald das übliche Maass überschreitet. Auch die Verkleinerung des Voreilungswinkels  $\delta$  hat ihre Grenze; dieselbe darf nicht weiter getrieben werden, als bis der Punkt  $m$ , in welchem der Kreis mit  $e$  den Schieberkreis schneidet, auf die Horizontale  $OK$ , oder, was dasselbe sagen will, bis die Kurbelstellung  $I$  in horizontale Lage kommt. Denn in diesem Falle wird der Dampf in dem Augenblicke, wo der Kolben seinen Hub beginnt, in den Cylinder einströmen. Eine weitere Verkleinerung des Voreilungswinkels würde zur Folge haben, dass der Dampf erst nach Beginn des Kolbenhubes in den Cylinder gelangen könnte, was unter allen Umständen — wegen der alsdann nothwendig eintretenden Stosswirkung des Dampfes auf den Kolben — fehlerhaft und unzulässig ist. Die Grenzen, zwischen denen durch Aenderung des Voreilungswinkels eine Füllungsänderung in noch brauchbarer Form bewirkt werden kann, sind also sehr enge.

Der Voreilungswinkel bleibe nun unverändert, dagegen vergrössere man den Schieberkreis oder mache die Länge der Schieberkurbel, die Excentricität  $r$ , grösser. In diesem Falle wird der äussere Deckungskreis  $mt$  später vom Schieberkreise getroffen, d. h. der Schnittpunkt  $t$ , dessen Lage für den Dampfabschluss maassgebend ist, wird näher gegen die Horizontale  $OK_0$  fallen. Hierdurch wird aber  $S$  gegen  $K_0$  hin verschoben, das Füllungsverhältniss dadurch zu einem grösseren werden. Durch eine Verschiebung des Excenters in der Richtung der Centrale auf der Welle lässt sich somit das Füllungsverhältniss auch ändern, und zwar wird bei Vergrösserung der Excentricität auch die Füllung grösser und umgekehrt. Doch darf man die Aenderung der Excentricität weder in dem einen noch anderen Sinne übertreiben. Nicht nur, dass eine bedeutende Verschiebung wegen des in der Excenterscheibe anzubringenden, die Welle umfassenden Schlitzes ein grosses Excenter erfordert, es treten auch alsbald Unrichtigkeiten in der Dampfvertheilung hervor.

Erstlich darf die Excentricität nicht kleiner sein, als  $e + a$ , wenn überhaupt noch der ganze Canal durch den Schieber geöffnet werden soll, zweitens darf sie eine gewisse obere Grenze auch nicht überschreiten, wenn die anfängliche Eröffnung  $u$  und damit die Gegendampfperiode nicht zu gross werden soll. Die Füllung wird daher durch Verschiebung des Excenters auch nur zwischen engen Grenzen verändert werden können.

Kleine Füllungen können daher ohne Verstösse gegen eine richtige Dampfvertheilung durch die soeben besprochenen Mittel nicht hervorgerufen werden, vielmehr bedarf man, um solche zu erreichen, einer zweiten Absperrvorrichtung, eines Ventils, des sogenannten Expansionsventils, oder eines zweiten Schiebers, eines Expansionschiebers (wobei über das Nähere weiter unten).

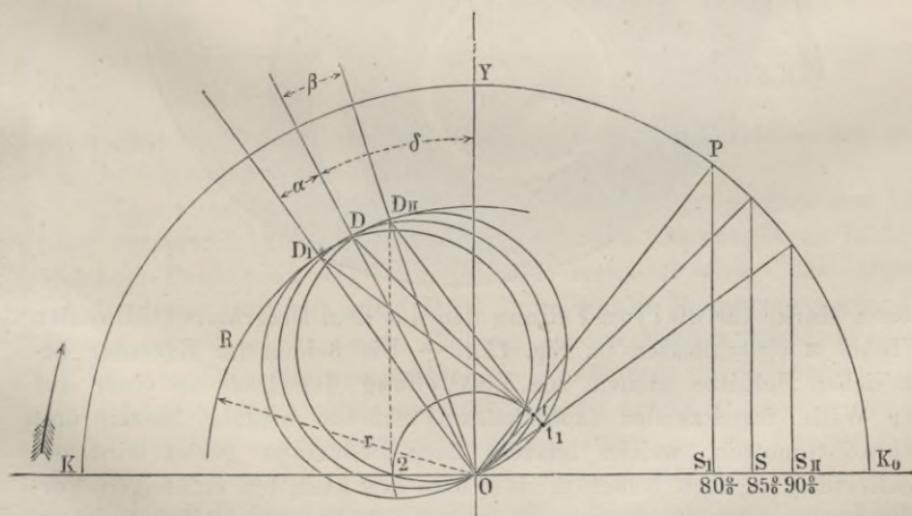
### Entwurf der Scala für das drehbare und verschiebbare Excenter.

Die vorige Betrachtung führt zu der Aufgabe, die einer bestimmten Füllungsänderung entsprechende Aenderung des Voreilungswinkels oder entsprechende Aenderung der Excentricität zu ermitteln. Die ermittelten Aenderungen können alsdann auf dem zu verstellenden Excenter in Form einer Scala verzeichnet werden.

### Scala des drehbaren Excenters.

Der Voreilungswinkel  $\delta$  (siehe Fig. 10) entspricht bei der angenommenen Excentricität und äusseren Deckung dem Füllungsverhältnisse  $\frac{KS}{KK_0} = 85$  Proc. Verbindet man den Durchschnittspunkt  $t$  der entsprechenden Kurbelstellung mit dem Endpunkte  $D$  des Durchmessers

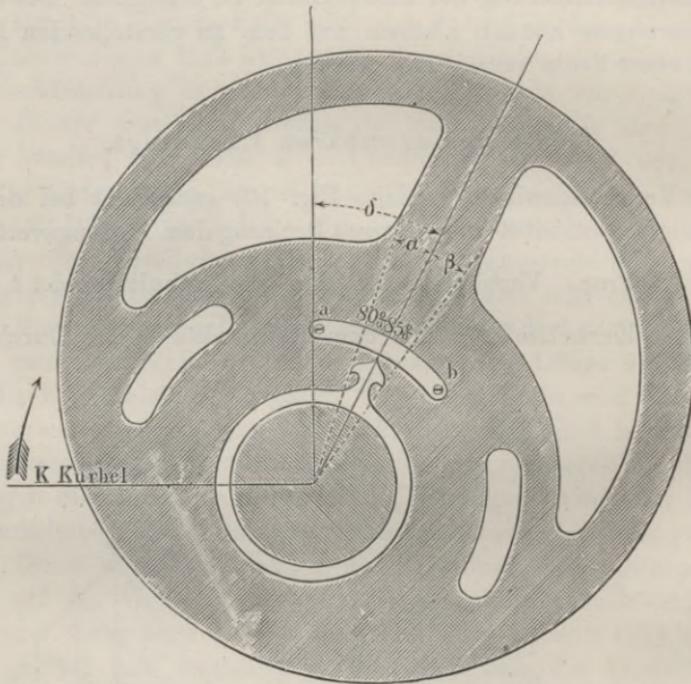
Fig. 10.



des Schieberkreises, so entsteht bei  $t$  ein rechter Winkel. Wenn man daher den Beginn der Expansion nach  $S_1$  verlegt, die dazu gehörende Kurbelstellung  $P$  zieht und im Schnittpunkte derselben mit dem äusseren Deckungskreise auf  $OP$  ein Loth errichtet, so schneidet dieses in den mit der Excentricität  $r$  um  $O$  geschlagenen Kreis  $R$  bei  $D_1$  ein.

Der dem Füllungsverhältnisse  $\frac{KS_1}{KK_0}$ , welches hier etwa 80 Proc. ist, entsprechende Voreilungswinkel ist daher der Winkel  $YOD_1$ , oder die Aenderung des Voreilungswinkels beträgt die Grösse des Winkels  $\alpha$ . In dem Sinne der Kurbeldrehung ist also das Excenter um diesen Winkel  $\alpha$  zu drehen, um aus der Füllung 85 Proc. die Füllung 80 Proc. zu erhalten. Es ist demgemäss die Marke für diese letztere Füllung von der augenblicklichen Stellung des — auf der Welle feststehenden — Zeigers im entgegengesetzten Sinne der Kurbeldrehung abzutragen, und es muss die der 85 Proc.-Füllung entsprechende Marke — auf der sich augenblicklich der Zeiger befindet — mit der

Fig. 11.



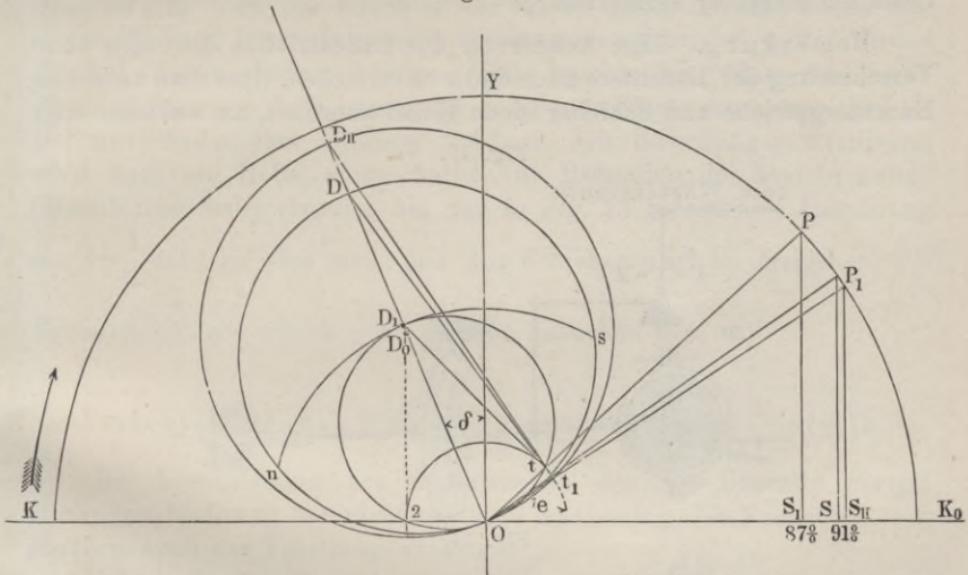
neuen Marke für 80 Proc.-Füllung den aus dem Diagramm bestimmten Winkel  $\alpha$  einschliessen (s. Fig. 11). — Die beiden im Excenter befindlichen Schlitzte dienen zur Feststellung desselben an einer auf der Welle feststehenden (aufgekeilten) Scheibe mittelst Bolzen und Schraubenmutter, welche letztere nach Bedürfniss gelöst wird. — Schliesslich sei noch bemerkt, dass man den kleinsten zulässigen Voreilungswinkel erhält, wenn man in dem Schnittpunkte 2 des äusseren Deckungskreises mit der Horizontalen  $OK$  eine Senkrechte auf letzterer errichtet; diese schneidet den Kreis  $R$  im Punkte  $D_{II}$ . Der Winkel  $YOD_{II}$  ist dieser kleinste Voreilungswinkel, also der Winkel  $\beta$  die noch erlaubte Aenderung des Winkels  $\delta$  in dem der Aenderung  $\alpha$  entgegengesetzten Sinne. Die der Aenderung  $\beta$  entsprechende Füllung

erhält man sofort, wenn man nur über  $OD_{II}$  den Schieberkreis construirt, durch den erhaltenen Punkt  $t_1$  auf dem Deckungskreise die Kurbelstellung zieht und die zugehörige Kolbenstellung  $S_{II}$  ermittelt.

Scala des verschiebbaren Excenters.

Bei der in der Fig. 12 angenommenen Excentricität  $OD$ , der äusseren Deckung 0,2 und dem Voreilungswinkel  $\delta$  ist die Füllung 90 Proc., der Kolben befindet sich bei  $S$ . Um nun diese Füllung in die kleinere Füllung von etwa 87 Proc. umzuändern, muss die Ex-

Fig. 12.



centricität verkleinert werden. Das Maass dieser Verkleinerung wird nun in folgender Weise erhalten:

Man ziehe die Kurbelstellung  $OP$ , welche der gewünschten Füllung entspricht; diese schneidet den äusseren Deckungskreis in  $t$ , in welchem Punkte auf  $OP$  eine Normale errichtet wird. Der Durchschnitt dieser letzteren mit  $OD$ , d. i. der Punkt  $D_1$ , begrenzt nun den Durchmesser des der neuen Füllung entsprechenden Schieberkreises; es ist also  $DD_1$  die vorzunehmende Aenderung (Verkleinerung) der Excentricität. Die kleinste noch zulässige Excentricität und die kleinste noch brauchbare Füllung wird erhalten durch das im Punkte 2 auf der Horizontalen  $OK$  errichtete Loth, dasselbe schneidet in  $D_0$  ein, so dass also  $OD_0$  jene Excentricität ist. Wünscht man die grössere Füllung  $S_{II}$ , so erhält man die nothwendige Aenderung der Excentricität, wenn man auf der entsprechenden Kurbelstellung  $OP_1$  in deren Durchschnitt  $t_1$  mit dem äusseren Deckungskreise wiederum ein Loth errichtet. Dieses schneidet die — verlängerte —  $OD$  im Punkte  $D_{II}$ , und es wäre somit  $DD_{II}$  die erforderliche Aenderung der Excentricität. Man wird bei

weiterer Durchführung einer solchen Aufgabe bald zur Ueberzeugung gelangen, dass die Punkte *D* mit grösser werdender Füllung sich von *O* weit entfernen, und sich demnach die bereits früher erwähnten Mängel, welche eine zu grosse Excentricität mit sich führt, einstellen, nämlich die Nothwendigkeit einer grossen Excenterscheibe, eine zu grosse anfängliche Eröffnung, allzu früher Eintritt der Gegendampfperiode und zu lange Dauer derselben u. s. w.

Nachdem die zur Aenderung der Füllung nothwendigen Aenderungen der Excentricität aus dem Diagramme ermittelt sind, kann man dieselben auf einer — mit der Centrale parallel laufenden — Scala am Excenter vermerken <sup>1)</sup>).

Bemerkung. Eine Aenderung der Excentricität lässt sich ohne Verschiebung des Excenters auch dadurch erreichen, dass man zwischen Excentergetriebe und Schieber einen Hebel anordnet, an welchem man

Fig. 13.

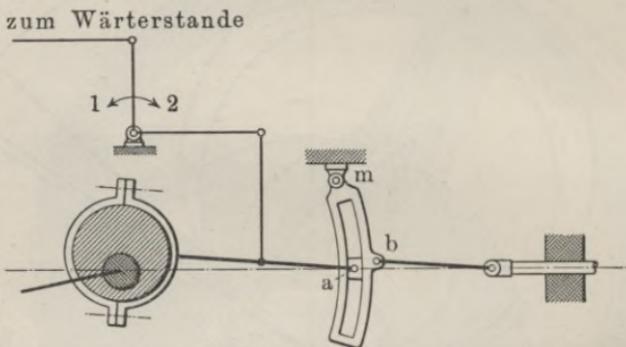
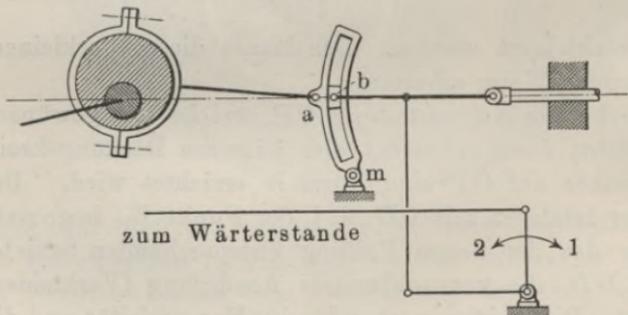


Fig. 14.



entweder den Angriffspunkt *a* der Excenter- oder den Angriffspunkt *b* der Schieberstange bzw. einer an letztere angeschlossenen Schub-

<sup>1)</sup> Der Verfasser hat seit einer Reihe von Jahren seiner Lehrthätigkeit die Erfahrung gemacht, dass die Durchführung der Scalenbestimmung recht geeignet ist, die Vor- und Nachteile einer Steuerung durch den Entwurf des Diagramms derselben kennen zu lernen. Ausserdem findet man, wenn es sich nur um kleine Füllungsänderungen handelt, insbesondere das drehbare Excenter in Verbindung mit dem Regulator (gewöhnlich einem sogen. Flachregler) in Anwendung.

stange verlegt. Eine Krümmung dieses Hebels — welcher zur Aufnahme der Angriffsstellen mit einem Schlitz versehen ist — bezweckt, dass der Ausschlag des Schiebers nach beiden Seiten der Schieberspiegelmitte bei jeder Lage des Angriffspunktes am Hebel möglichst derselbe sei. Und zwar ist im ersten Falle der Hebel gekrümmt nach einem Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich ist der Länge  $L$  der Excenterstange (zu messen vom Mittelpunkte der Excenterscheibe bis zum Punkte  $a$ ), im zweiten Falle gekrümmt nach einem Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich ist der Länge  $l$  der Schubstange. (Vermittelt ein zweiarmiger Hebel die Bewegung vom Excenter nach dem Schieber, so wird das Excenter der Kurbel gegenüber die seiner sonstigen Stellung entgegengesetzte Stellung einnehmen, d. h. der Kurbel um  $90^\circ - \delta$  nachteilen müssen. Man beachte hier, dass dem nachteilenden Excenter doch immer die voreilende Steuerung entspricht.) — Bei unveränderlicher Füllung wird in den Bewegungsmechanismus wohl auch ein Hebel eingeschaltet zur Reduction des Schieberhubes. (Macht man beispielsweise bei der in Fig. 13 getroffenen Anordnung  $ma = \frac{1}{2} mb$ , so wird man, um den Schieberhub  $h$  zu erreichen, die Excentricität nur gleich  $\frac{h}{4}$  zu machen brauchen u. s. w.)

#### Verschiebung des Excenters senkrecht zur Centrale.

Die Verschiebung des Excenters in der zur Centrale normal stehenden Richtung hat nicht nur eine Aenderung der Excentricität  $r$ , sondern auch des Voreilungswinkels  $\delta$  zur Folge. In der Fig. 15 steht die Schieberkurbel  $Om$  horizontal. Wird nun der Mittelpunkt  $m$  des Excenters um die Strecke  $v$  verschoben, so erhält man die der Verschiebung entsprechende neue Excentricität  $r_1$  aus der ursprünglichen  $r$  durch die Gleichung:

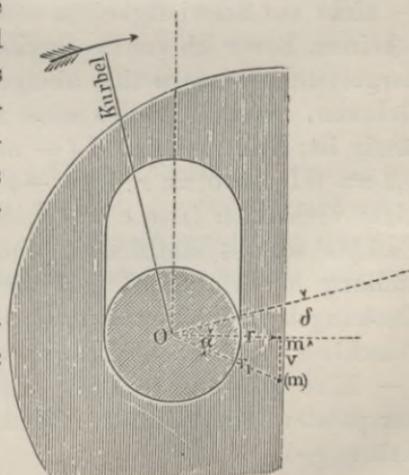
$$r_1 = \sqrt{r^2 + v^2},$$

während sich der Zuwachs  $\alpha$  des Voreilungswinkels  $\delta$  berechnen lässt aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v}{r}.$$

Der Entwurf des Diagramms aus der Excentricität  $r_1$  und dem Voreilungswinkel  $\delta + \alpha$  wird nunmehr zur Bestimmung der durch die Verschiebung  $v$  des Excenters bewirkten Füllungsänderung führen.

Fig. 15.



Bemerkung. Da bei dieser Verschiebung, wie aus der Figur hervorgeht, sowohl die Excentricität als der Voreilungswinkel vergrössert wird, eine Vergrösserung der Excentricität aber eine Füllungsvergrösserung, dagegen die Vergrösserung des Voreilungswinkels eine Verkleinerung der Füllung zur Folge hat, so werden die Grenzen einer Füllungsänderung bei dieser Art von Verschiebung noch enger an einander liegen, als bei der centralen Verschiebung, wenn eine passende Grösse der Excenterscheibe — wegen des in ihr anzubringenden Schlitzes — nicht überschritten werden soll <sup>1)</sup>.

## 2. Ueber die Aenderung des Füllungsverhältnisses durch Aenderungen an der inneren Steuerung.

Derjenige Theil der inneren Steuerung, welcher allein auf den Dampfeintritt bestimmend wirkt, ist die äussere Deckung  $e$  derselben. Bei der Kurbelstellung IV des Diagramms Fig. 9 findet der Dampfabschluss oder der Beginn der Expansion statt; die Richtung dieser Kurbelstellung ist bestimmt durch den (zweiten) Schnittpunkt  $t$  des mit  $e$  um  $O$  geschlagenen Kreises (des äusseren Deckungskreises) mit dem Schieberkreise über  $OD$ . Daraus folgt aber ohne Weiteres, dass eine Vergrösserung der äusseren Deckung eine Verkleinerung der Füllung und umgekehrt zur Folge hat.

Die durch eine Aenderung der äusseren Deckung herbeigeführte Füllungsänderung ist auf den Beginn und die Dauer der Compressions- und Vorausströmungsperiode (überhaupt auf den Dampfaustritt) ohne jeden Einfluss und wäre deshalb wohl als die geeignetste Art der Füllungsänderung zu bezeichnen, wenn man dabei — wenigstens bei der Benutzung der bisher betrachteten Muschelform des Dampfschiebers — nicht auf Schwierigkeiten stossen würde, welche unüberwindlich erscheinen. Bevor ich zur Beschreibung der in den nachstehenden Figuren dargestellten Construction übergehe, mag noch bemerkt sein, dass die Grenzen, zwischen denen eine Aenderung der äusseren Deckung zulässig ist, Null und  $r \sin \delta$  (— nach dem Diagramm Fig. 9 die Strecke  $0,2 = OD \cdot \sin \delta = r \cdot \sin \delta$  —) sind. Ist ein äusserer Deckungskreis nicht vorhanden (also  $e = 0$ ), so wird bei der Kurbelstellung  $R_1$  der Dampfabschluss stattfinden, und die Voreinströmung bei der Kurbelstellung  $R$  beginnen, d. i. bei der Schiebermittelstellung, während der Deckungskreis, mit  $r \cdot \sin \delta$  als Halbmesser geschlagen, einen früheren Abschluss bezeichnet, zugleich aber eine Voreinströmung ausschliesst. (— Eine grössere Deckung als diese würde stets einen unzulässig verspäteten Dampfeintritt, erst nach Beginn des Kolbenhubes, zur Folge haben. —)

<sup>1)</sup> Vergl. „Das verstellbare Excenter von Hartnell und Guthrie, ferner Robey's Excenter, welches letztere durch den Regulator verschoben wird“. Dingl. polyt. Journal, Heft IV, Jahrg. 1870, S. 292.

Mit der Vergrößerung der äusseren Deckung  $e$  wird der Ruhewinkel für den Dampfeintritt, d. i. der von den Kurbelstellungen II und III eingeschlossene Winkel, kleiner, da der Kreis, welcher das Eintrittsdiagramm nach aussen begrenzt, vom äusseren Deckungskreise stets den Abstand  $a$  beibehalten wird. Hieraus folgt aber, dass der Dampfcanal bei  $e = r \cdot \sin \delta$  (— oder bei der kleinsten erreichbaren Füllung —) nur dann ganz geöffnet wird, wenn:

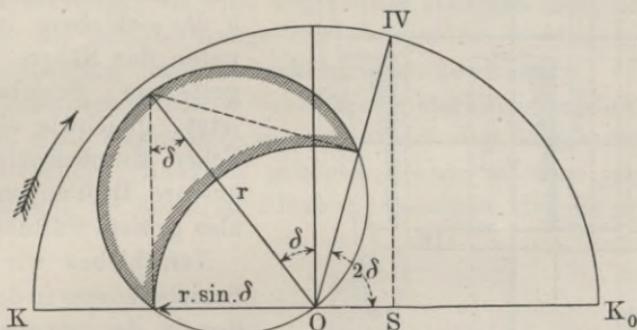
$$r \geq a + r \cdot \sin \delta$$

oder

$$(1) \dots \dots \dots r \geq \frac{a}{1 - \sin \delta}$$

angenommen wird.

Fig. 16.



Die jetzt den Dampfabschluss bezeichnende Kurbelstellung IV, s. Fig. 16, schliesst mit  $OK_0$  den Winkel  $2\delta$  ein und bezeichnen wir den Halbmesser des Kurbelkreises mit 1, so ist:

$$KS = 1 + \cos 2\delta$$

$$\text{und } KK_0 = 2,$$

daher die kleinste erreichbare Füllung:

$$(2) \dots \dots \dots \frac{KS}{KK_0} = \frac{1}{2} (1 + \cos 2\delta).$$

Beispiel. — Wie gross müsste bei einer Canalhöhe von 25 mm der Voreilungswinkel  $\delta$  und die Excentricität  $r$  mindestens gewählt werden, wenn durch die weitgehendste Vergrößerung der äusseren Deckung des Schiebers 50 Proc. Cylinderfüllung (— als kleinste Füllung —) erreicht werden sollte?

Für  $\frac{KS}{KK_0} = 0,5$  ergibt sich aus Gleichung (2):

$$\cos 2\delta = 0; \quad 2\delta = 90^\circ; \quad \delta = 45^\circ$$

als Voreilungswinkel. Der kleinste Werth für die Excentricität wäre demnach nach dem Ausdrücke (1):

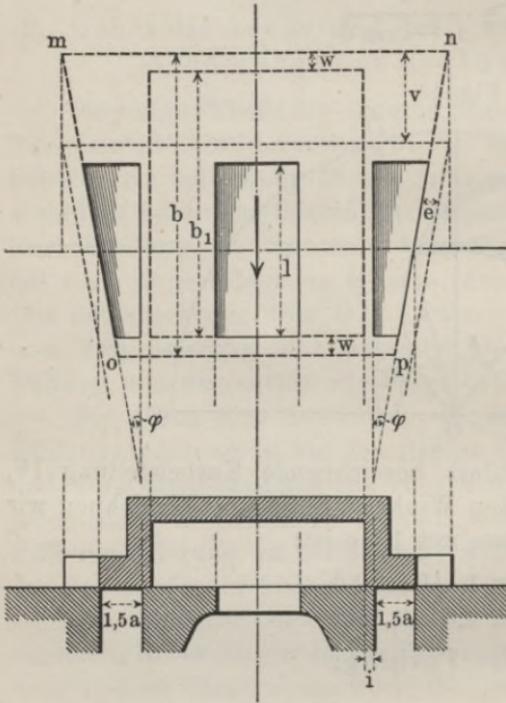
$$\frac{25}{1 - \sin 45^\circ} = \frac{25}{0,293} = 85 \text{ mm.}$$

Zur Reduction des Schieberhubes würde man zweckmässig in die äussere Steuerung einen Hebel einschalten.

Nach diesen Betrachtungen gehen wir über zur praktischen Lösung der Aufgabe, die äussere Deckung veränderlich zu machen.

Die Mündungen der Dampfcanäle erhalten nach Fig. 17 eine Trapezform, indem sich die äusseren Canalränder gegen die inneren um den Winkel  $\varphi$  (spr. phi) neigen, darüber der Schieber, dessen äussere Flanken zunächst mit den äusseren Canalrändern zusammen-

Fig. 17.



fallen, so dass also der Schieber im Grundriss (in der Figur punktirt angegeben) ebenfalls in Trapezform  $mno$  erscheint. — Ueber die Breite  $b$  des Schiebers folgt weiter unten das Nähere. — Der so gestaltete Schieber würde jetzt, gleichwie ein gewöhnlicher Muschelschieber, ohne äussere Deckungen arbeiten, also grösste Füllung zulassen.

Verschieben wir jetzt den Schieberkörper in der Richtung des in der genannten Figur eingezeichneten Pfeiles, so wird eine äussere Ueberdeckung zum Vorschein kommen, die sich um so mehr vergrössert, je weiter jene Verschiebung fortschreitet. Wird die vorgenommene Verschiebung mit  $v$  bezeichnet,

mit  $e$ , wie früher, die äussere Deckung, so wird stets

$$\frac{e}{v} = \operatorname{tg} \varphi$$

sein und umgekehrt wird die zur Erzielung der äusseren Deckung  $e$  erforderliche Verschiebung

$$v = e \cdot \operatorname{cotg} \varphi$$

sein müssen. Die kleinste Füllung, welche noch erreicht werden kann, erfordert also die Verschiebung des Schieberkörpers (— in der Richtung des Pfeiles —):

$$v_{\max} = r \sin \delta \cdot \operatorname{cotg} \varphi.$$

Zugleich ist aber auch jetzt die erforderliche Breite  $b_1$  der Schieberhohlung

$$b_1 = l + r \cdot \sin \delta \cdot \operatorname{cotg} \varphi,$$

und — mit Hinzurechnung der Wandstärken  $w$  des Schieberkörpers — dessen Breite:

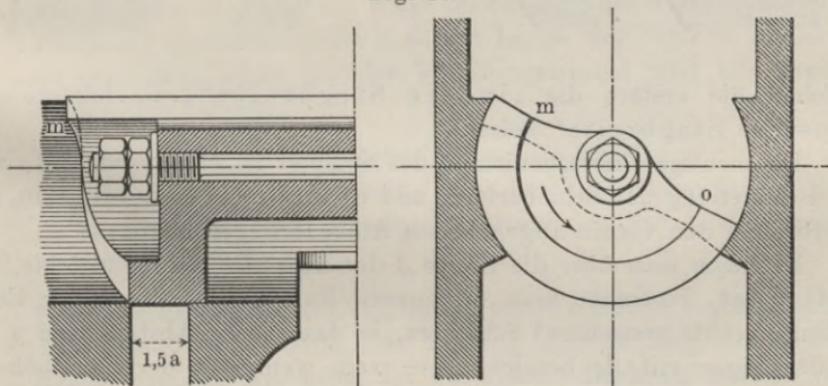
$$b = b_1 + 2w = l + 2w + r \sin \delta \cdot \cotg \varphi$$

bestimmt.

Um während des Ganges der Maschine die zur Aenderung der Füllung erforderliche Verschiebung des Schieberkörpers (im Sinne des Pfeiles) möglich zu machen, ist eine dieser Anforderung entsprechende Verbindung der Schieberstange mit demselben anzuordnen. Auf der — beiderseits durch die Schieberkastenwandungen geführten — Schieberstange befindet sich ein Zahnradchen, welches in einen quer über den Schieber laufenden Zahnkamm eingreift. Damit das Rädchen gleichzeitig als Mitnehmer dienen könne, ist der Zahnkamm seitlich von Leisten begrenzt, die sich eng an das Rädchen anschliessen. Es braucht also die Schieberstange nur gedreht zu werden, um die gedachte Verschiebung des Schieberkörpers zu bewirken.

Diese bei ausgedehnteren Schiebern immerhin etwas schwerfällige Construction wird vermieden, wenn man sich den Schieberkörper, wie Fig. 18 darstellt, cylindrisch gebogen denkt, so dass jetzt die — vordem schrägen — äusseren Flanken desselben sich zu Schrauben-

Fig. 18.



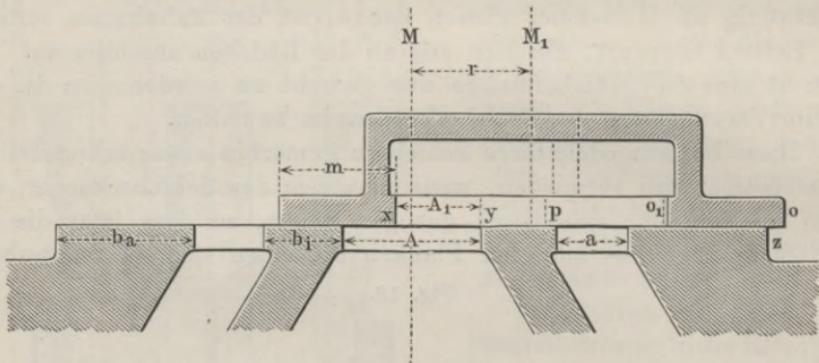
flächen um die Axe des Cylinders ausbilden. Letztere fällt mit der Mittellinie der Schieberstange zusammen, welche von der vom Schieberücken gebildeten Röhre aufgenommen und durch Schraubenmuttern festgezogen wird. Der Schieberspiegel ist gewölbt zu der zum Schieber passenden Hohlform. Eine Drehung der Schieberstange im Sinne des Pfeiles wird bezüglich der Vergrösserung der äusseren Deckung (oder Verkleinerung der Füllung) dieselbe Wirkung haben, wie bei der vorhin besprochenen Construction.

Die innere und äussere Stegbreite am Schieberspiegel.

Die Vertheilung der Mündungen der Dampfcanäle zu beiden Seiten der in der Mitte des Schieberspiegels befindlichen Auspuffmündung ist

nicht nur von der Breite des Schieberlappens  $e + a + i$ , sondern auch von der Excentricität  $r$  abhängig zu machen. Soll auf der einen Seite der Schieber bei seiner Endstellung mit seinem inneren — der Höhlung zu belegenden — Rande nicht allzu weit in den Auspuff hineintreten, so soll er auf der anderen Seite die bearbeitete (geschabte) Spiegelfläche um eine Kleinigkeit überschreiten, damit sich auf dieser nicht mit der Zeit ein Grat bilde, der die Bewegung des Schiebers hemmen könnte (vergleiche Kolben und Cylinder, Gleitschuh und Schlitten u. s. w.). Hiernach richten sich die aus Fig. 19 zu entnehmenden, mit  $b_i$  und  $b_a$  bezeichneten Abmessungen am Spiegel, von

Fig. 19.



welchen die erstere die „innere Stegbreite“, die letztere die „äussere Stegbreite“ heisst.

Die richtige Dimensionirung des Spiegels ist ebenso wichtig, wie die Feststellung der Schieberform und es wird nicht schwierig sein, die Stegbreiten den vorhin angegebenen Anforderungen anzupassen.

Nachdem man über die Breite  $A$  der Auspuffmündung (1,5 bis  $2a$ ) verfügt hat, bestimme man die innere Kante  $x$  des (in seiner Endstellung rechts gedachten) Schiebers, so dass deren Abstand von  $y$  — in der Figur mit  $A_1$  bezeichnet — zum wenigsten der Canalhöhe  $a$  gleich sei und schliesse an  $x$  den Schieberlappen  $m$  ( $= e + a + i$ ) an. Von der Mitte  $M$  des Spiegels hat jetzt die Mitte  $M_1$  des Schiebers den Abstand  $r$ , worauf man jetzt die von  $M_1$  aus nach rechts hin liegende Schieberhälfte zeichnen und damit den Rand (Leiste)  $z$  des Spiegels bestimmen kann. Es ist nun  $yz = b_i + a + b_a$ . Bringt man den Schieber in seine Mittelstellung ( $M_1$  auf  $M$ ), was in der Figur punktirt angegeben ist, so wird der Schieberrand  $o$  auf  $o_1$  kommen (wobei  $oo_1 = r$ ) und die Canalmündung ist jetzt so anzuordnen, dass  $o_1$  um  $e$  vom äusseren, der Punkt  $p$  aber um  $i$  vom inneren Canalrande entfernt ist; nun ist aber die innere Stegbreite ( $b_i = yp + i$ ) und die äussere Stegbreite ( $b_a = zo_1 + e$ ) festgestellt.

## A u f g a b e n.

1. Es soll die Excentricität für eine Steuerung, die 90 Proc. Füllung gestattet, so gewählt werden, dass die äussere Deckung  $e = 10$  mm sei bei einem Voreilungswinkel  $\delta = 20^\circ$ . Welche anfängliche Eröffnung erhält man, und wie gross ist der Ruhewinkel für den Dampfeintritt, wenn  $a = 27$  mm gemacht wird?
2. Die Canalhöhe  $a$  sei 32 mm und  $e = 12$  mm; ferner die Excentricität 60 mm. Wie gross ist der Voreilungswinkel  $\delta$  zu wählen, wenn eine 92 Proc.-Füllung erreicht werden soll?
3. Die anfängliche Eröffnung  $u$  bei einer Steuerung sei 6 mm und die äussere Deckung des Schiebers 14 mm; welches ist der Schieberhub, wenn der Voreilungswinkel  $27^\circ$  beträgt, und welche Füllung wird erreicht?
4. Bei einem Voreilungswinkel von  $18^\circ$  und einer Excentricität von 70 mm sei die anfängliche Eröffnung 6 mm; wie gross ist die äussere Deckung, und welches das Füllungsverhältniss?
5. Die äussere Deckung bei einer Steuerung, die 8 mm anfängliche Eröffnung gestattet, sei 9 mm, die Länge der Schieberkurbel sei 65 mm; wie gross ist der Voreilungswinkel und das erzielte Füllungsverhältniss?
6. Welches ist die innere Stegbreite, wenn  $e = \frac{3}{8}a$ ,  $r = \frac{7}{4}a$  und  $i = \frac{1}{12}a$  ist, vorausgesetzt, dass der Austrittscanal die Höhe  $A = 2a$  habe und derselbe höchstens bis zur Hälfte verengt werden darf?
7. Bei einer anfänglichen Eröffnung  $u$  von 5 mm und einer Excentricität von 58 mm werde eine Füllung von 94 Proc. des Kolbenhubes erreicht; wie gross ist die äussere Deckung des Schiebers und der Voreilungswinkel zu wählen <sup>1)</sup>?

Schlussbemerkung über die Aufgaben zur Steuerung mit  
Voreilung und Deckung.

Eine Uebersicht über die möglichen Aufgaben zur Steuerung mit Voreilung und Deckung gewinnt man auf folgende Weise.

Die Stücke, welche bei der einfachen Schiebersteuerung zur Sprache kommen, sind vorzugsweise:

<sup>1)</sup> Man bestimme die gesuchten Stücke auch durch Rechnung und stelle die Bedingung fest, unter welcher sich für  $e$  überhaupt ein Werth ergibt.

1. die Excentricität:  $r$ ,
2. die anfängliche Eröffnung:  $u$ ,
3. die äussere Deckung:  $e$ ,
4. der Voreilungswinkel:  $\delta$ ,
5. das Füllungsverhältniss, welches wir in der Folge mit  $\varepsilon$  (spr. Epsilon) bezeichnen wollen.

Aus je dreien dieser Stücke lassen sich die beiden anderen bestimmen, und wenn wir nun zunächst das Füllungsverhältniss  $\varepsilon$  als eines der gesuchten Stücke voraussetzen, so würden sich durch Verbindung von  $\varepsilon$  mit den übrigen Stücken zuvörderst folgende vier Aufgaben ergeben:

1. Gegeben:  $r, u$  und  $e$ ; Gesucht:  $\delta$  und  $\varepsilon$ .
2. "  $r, u$  "  $\delta$ ; "  $e$  "  $\varepsilon$ .
3. "  $r, e$  "  $\delta$ ; "  $u$  "  $\varepsilon$ .
4. "  $u, e$  "  $\delta$ ; "  $r$  "  $\varepsilon$ .

Eine zweite, drei Aufgaben umfassende Reihe entsteht, wenn der Voreilungswinkel  $\delta$  als gesuchtes Stück auftritt, mit welchem die Verbindung mit  $e, u$  und  $r$  möglich ist; nämlich:

5. Gegeben:  $r, u$  und  $\varepsilon$ ; Gesucht:  $e$  und  $\delta$ .
6. "  $r, e$  "  $\varepsilon$ ; "  $u$  "  $\delta$ .
7. "  $u, e$  "  $\varepsilon$ ; "  $r$  "  $\delta$ .

Mit der äusseren Deckung  $e$  als weiterem gesuchten Stück würde sich noch  $u$  und  $r$  verbinden lassen; man erhält die beiden Aufgaben:

8. Gegeben  $r, \delta$  und  $\varepsilon$ ; Gesucht:  $u$  und  $e$ ,
9. "  $u, \delta$  "  $\varepsilon$ ; "  $r$  "  $e$ ,

und es verbliebe jetzt nur noch die eine Aufgabe:

10. Gegeben:  $e, \delta$  und  $\varepsilon$ : Gesucht:  $r$  und  $u$ .

Die Excentricität  $r$ , welche von der Canalhöhe  $a$  (nach früherer Angabe  $r$  etwa  $\frac{7}{4}a$ ) abhängig ist, würde als gegebenes Stück aufzufassen sein; unter den 10 Aufgaben sind daher die Aufgaben 1, 2, 3, 5, 6 und 8 besonders hervorzuheben. Wird ausserdem noch über die anfängliche Eröffnung  $u$  verfügt, so beschränkt sich die Zahl auf die Aufgaben 1, 2 und 5, von welchen endlich wieder die Aufgabe 5, in der ausser  $r$  und  $u$  noch das Füllungsverhältniss  $\varepsilon$  als gegebenes Stück auftritt, als diejenige erscheint, welche die grösste praktische Bedeutung haben dürfte.

Wir beschränken uns auf die allgemeine Lösung der Aufgaben 1, 2 und 5 als die praktisch wichtigeren.

Bei der Lösung der Aufgabe 1 beziehe ich mich auf Fig. 9.

**Gegeben:  $r, u$  und  $e$ ; Gesucht:  $\delta$  und  $\varepsilon$ .**

Nachdem man den Kurbelkreis über der beliebigen Strecke  $KK_0$  (zum leichteren Ablesen der Procenle passend zu 100 oder 200 mm angenommen) als Durchmesser verzeichnet, schlage man um den Mittel-

punkt  $O$  mit der gegebenen äusseren Deckung  $e$  einen Kreis, den „äusseren Deckungskreis“, und mache die Strecke 1,2 der — ebenfalls gegebenen — anfänglichen Eröffnung  $u$  gleich; errichte im Punkte 2 eine Normale auf  $OK$  und schneide mit der bekannten Excentricität  $r$  von  $o$  aus in letztere bei  $D$  ein. Die Verbindegerade  $OD$  bildet jetzt mit der Verticalen in  $O$  den gesuchten Voreilungswinkel  $\delta$ , während man durch den Schnittpunkt  $t$  des äusseren Deckungskreises mit dem über  $OD$  als Durchmesser geschlagenen Schieberkreise zu derjenigen Kurbelstellung (IV) geführt wird, bei welcher die Periode der Expansion beginnt. Das gesuchte Füllungsverhältniss ist  $\varepsilon = \frac{KS}{KK_0}$ .

In Bezug auf dieselbe Figur wird die Lösung der 2. Aufgabe:

**Gegeben:**  $r, u$  und  $\delta$ ; **Gesucht:**  $e$  und  $\varepsilon$

einfach folgende sein:

Nachdem der Kurbelkreis über  $KK_0$  wieder geschlagen und der gegebene Voreilungswinkel  $\delta$  an die Verticale im Mittelpunkte  $O$  in letzterem — und zwar im entgegengesetzten Sinne der Drehrichtung der Kurbel — angetragen, auch auf dem freien Schenkel dieses Winkels von  $O$  aus die gegebene Excentricität  $r$  bis nach  $D$  hin abgetragen ist, falle man von  $D$  aus auf  $OK$  das Loth  $D,2$ , mache hierauf die Strecke 1,2 der anfänglichen Eröffnung  $u$  gleich, dann ist 1,0 die gesuchte äussere Deckung  $e$ , durch welche, wie bei der vorigen Aufgabe, der Punkt  $t$ , die Kurbelstellung IV und das Füllungsverhältniss  $\varepsilon$  bestimmt ist.

Gehen wir jetzt zur Lösung der Aufgabe 5:

**Gegeben:**  $r, u$  und  $\varepsilon$ ; **Gesucht:**  $e$  und  $\delta$

als der dritten Hauptaufgabe über.

Die geometrische Lösung derselben liegt nicht so auf der Hand, wie es bei den vorigen Aufgaben der Fall gewesen ist, und man wird vergeblich unter Bezugnahme auf Fig. 9 die beiden gesuchten Stücke in der durch das Normaldiagramm vorgeschriebenen Lage im System zu ermitteln versuchen.

Die Rechnung <sup>1)</sup> liefert für  $\delta$  die Gleichung:

$$\sin \delta = \frac{u \pm \sqrt{4r^2(1 - \varepsilon) - \frac{u^2}{\varepsilon}(1 - \varepsilon)}}{2r}$$

und

$$e = \frac{\sqrt{4r^2(1 - \varepsilon) - \frac{u^2}{\varepsilon}(1 - \varepsilon)} - u}{2},$$

da  $e = r \sin \delta - u$  ist.

Aus dem Ausdruck für  $e$  folgt, dass eine äussere Deckung nur vorhanden ist, wenn:

<sup>1)</sup> Ausgeführt vom Verf. in Nr. 8 des Prakt. Masch.-Constr., Jahrg. 1876.

$$\sqrt{4r^2(1-\varepsilon) - \frac{u^2}{\varepsilon}(1-\varepsilon)} > u$$

oder

$$\left(\frac{r}{u}\right)^2 > \frac{1}{4\varepsilon(1-\varepsilon)}$$

ist. Eine Gleichheit der beiden Seiten würde auf  $e = 0$  schliessen lassen, so dass also hierin die Bedingung für die Möglichkeit der

Fig. 20.

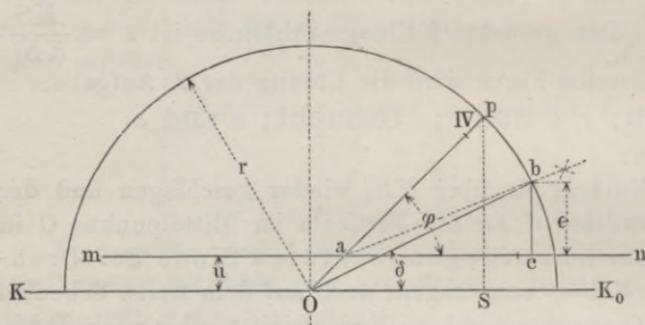
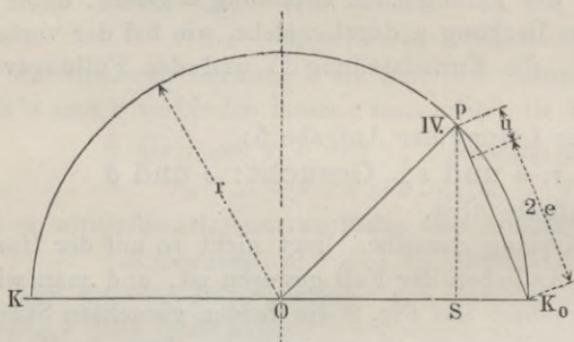


Fig. 21.



IV. Nun ziehe man im Abstände  $u$  von  $KK_0$  die Horizontale  $mn$ , welche mit dem Strahle IV den Schnittpunkt  $a$  liefert, und mit letzterem daselbst den Winkel  $\varphi$  einschliesst. Halbirt man jetzt den Winkel  $\varphi$  durch die Gerade  $ab$  und verbindet man  $b$  mit dem Mittelpunkte  $O$  des Systems, so schliesst  $Ob$  mit  $Ok_0$  den gesuchten Winkel  $\delta$  ein, und in dem von  $b$  aus auf  $mn$  gefällten Lothe  $bc$  erhält man die äussere Deckung  $e$  des Schiebers. — Nachdem die Stücke  $\delta$  und  $e$  nunmehr gefunden sind, wird sich das Diagramm für die Steuerung ohne Weiteres entwerfen lassen <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Von der Richtigkeit der vorstehenden Construction wird man sich überzeugen, wenn man diese mit dem Diagramm so zu decken sucht, dass der Punkt  $b$  der Construction auf den Mittelpunkt des Diagramms und der Punkt  $o$  derselben auf den Punkt  $D$  des Diagramms fällt.

Lösung unserer Aufgabe liegen würde.

Die geometrische Lösung der Aufgabe gestaltet sich wie folgt:

Man schlage mit der gegebenen Excentricität  $r$  einen Kreis, den man zugleich als Kurbelkreis auffassen kann, und bestimme auf dem horizontalen

Durchmesser  $KK_0$  desselben nach Maassgabe des zu erreichenden Füllungsverhältnisses  $\varepsilon$  den Punkt  $S$  (s. Fig. 20) und ziehe die Kurbelstellung

Nach dieser Construction ergibt sich eine äussere Deckung, so lange  $a$  zwischen  $O$  und  $p$  liegt. Es lässt sich nun leicht zeigen, dass:

$$\cos \sphericalangle p O K_0 = 2 \varepsilon - 1$$

ist, woraus folgt:

$$\sin^2 \sphericalangle p O K_0 = 1 - (2 \varepsilon - 1)^2 = 4 \varepsilon (1 - \varepsilon).$$

Nach Fig. 20 ist aber:

$$\left(\frac{u}{r}\right)^2 < \sin^2 \sphericalangle p O K_0,$$

daher

$$\left(\frac{r}{u}\right)^2 > \frac{1}{4 \varepsilon (1 - \varepsilon)}$$

eine Bedingung, welche mit derjenigen aus der früheren Formel für  $e$  übereinstimmt.

Schliesslich will ich noch auf ein Annäherungsverfahren zur Feststellung von  $e$  aus den gegebenen Stücken  $r$ ,  $u$  und  $\varepsilon$  aufmerksam machen, welches darin besteht, dass man den auf dem Kreise vom Halbmesser  $r$  liegenden Punkt  $p$  mit  $K_0$  verbindet, s. Fig. 21. Trägt man auf dieser Verbindungslinie  $u$  ab, so ist das übrig bleibende Stück in einer für die Praxis ausreichenden Annäherung: 2.e. Ist aber  $e$  bestimmt, so lässt sich jetzt  $\delta$  — und alles Weitere durch den Entwurf des Diagramms feststellen <sup>1)</sup>.

#### Aufgaben über das drehbare und verschiebbare Excenter.

1. Durch Drehung des Steuerexcenters soll die Füllung des Cylinders einer Dampfmaschine geändert werden, jedoch darf bei einer Excentricität von 65 mm und einer äusseren Deckung des Schiebers von 7 mm die anfängliche Eröffnung 18 mm nicht überschreiten — entsprechend dem grössten Voreilungswinkel —, andererseits muss — entsprechend dem kleinsten Voreilungswinkel — der Dampf spätestens bei Beginn des Kolbenhubes in den Cylinder eintreten können. Welches sind die Grenzwerte des Füllungsverhältnisses, und wie viel Winkelgrade umfasst die zulässige Drehbewegung der Excenterscheibe gegen die Kurbel?
2. Die Höhe des Dampfcanals in einem Dampfzylinder sei 36 mm, die Deckung des mit einer Voreilung von 20° arbeitenden Schiebers betrage 10 mm. In der Richtung der Centrale lasse sich die Excenterscheibe verschieben behufs einer Aenderung der Füllung, jedoch nur in dem Umfange, dass — entsprechend der grössten Excentricität — die anfängliche Eröffnung höchstens 14 mm betrage, während — entsprechend der kleinsten Excentricität —

<sup>1)</sup> Welche von den zehn Aufgaben sind oben in der Reihe der speciellen Aufgaben vertreten und ist die letzte Aufgabe dieser Reihe — nach der oben aufgestellten Bedingungsleichung — lösbar?

spätestens mit Beginn des Kolbenhubes der Dampf in den Cylinder zugelassen werde. Welches sind die Grenzwerte des Füllungsverhältnisses, um wie viele Millimeter muss sich das Excenter verschieben lassen, und wird — bei der oben angegebenen Canalhöhe — der Dampfcanal noch ganz geöffnet, wenn die kleinste der erreichbaren Füllungen im Dampfzylinder gegeben wird?

3. Einem Dampfschieber, welcher bei einer Voreilung um  $20^\circ$  und einer Excentricität von 60 mm eine Füllung von 94 Proc. gestatten soll, hat man eine äussere Deckung von 10 mm zu geben. Wenn man nun die Excenterscheibe senkrecht zur Centrale verschiebbar anordnet, um wie viel Procent wird die Füllung abnehmen, wenn jene um 10 mm, und dann wiederum um 10 mm so verschoben wird, dass sich mit der Vergrösserung der Excentricität zugleich auch der Voreilungswinkel vergrössert?

#### Andere Schieberformen.

Ueber Schieberformen, welche aus dem Bestreben hervorgegangen sind, die Dampfvertheilung günstiger zu gestalten, als wie sie durch den einfachen Muschelschieber herbeigeführt werden kann, ist noch Folgendes zu bemerken.

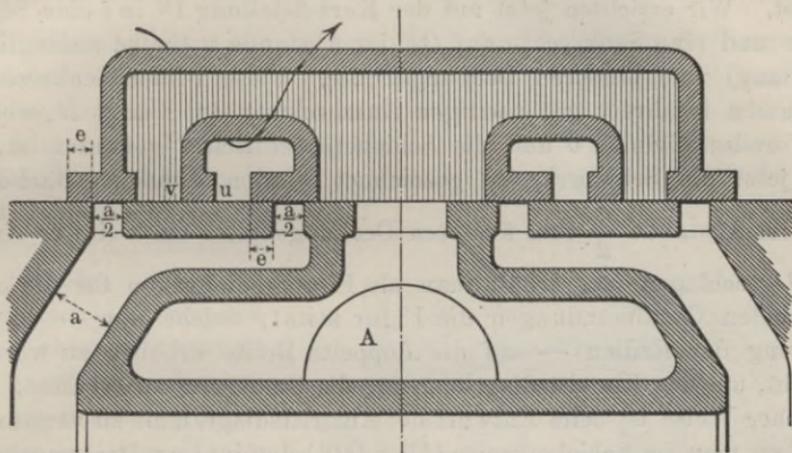
Die Dampfvertheilung wird als um so günstiger bezeichnet werden müssen, je rascher (präciser) sich die Dampfcanäle sowohl für den in den Cylinder eintretenden, als aus demselben entweichenden Dampf öffnen und wieder verengen. Ein Blick auf das Diagramm Fig. 9 überzeugt davon, dass — selbst bei einer im Verhältniss zu  $a$  reichlich angenommenen Excentricität  $OD$  — doch nur während eines verhältnissmässig kleinen Drehwinkels der Kurbel (im Winkelraum  $II O III$ ) der Eintritts- und (im Winkelraum  $VI O VII$ ) der Austrittscanal vollständig geöffnet ist, und dass die Erweiterung und Verengung der Canalmündungen nur in ganz allmäliger (schleichender) Weise vor sich geht. Letzteres wird um so mehr zu bemerken sein, je geringer der Unterschied ist zwischen der Schieberexcentricität  $r$  und der Summe  $e + a$  bzw.  $i + a$ .

Zunächst ist es der in Fig. 22 dargestellte Penn'sche (— Gitter —) Schieber, welcher sowohl für eine präcisere Zu- als Abströmung des Dampfes sorgt, auch eine im Verhältniss zur Canalhöhe  $a$  kleinere Excentricität erforderlich macht; denn schon der Schieberweg  $e + \frac{a}{2}$  bzw.  $i + \frac{a}{2}$  wird ausreichen, um die ganze Canalweite frei zu legen<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Der Schieber wird auch für drei oder mehr Mündungen des Dampfcanales, welche die Gesamtbreite  $a$  erhalten, ausgeführt, namentlich wenn die Kolbenfläche sehr gross ausfällt. Im Allgemeinen giebt man dem Dampfcanal einen Querschnitt, welcher  $\frac{1}{25}$  bis  $\frac{1}{20}$  (zuweilen auch  $\frac{1}{15}$ ) der Kolbenfläche ausmacht.

Der linearen Voreilung  $e + u$  wird die anfängliche Eröffnung  $i_2 u$  entsprechen, sowie dann überhaupt jede weitere Bewegung des Schiebers immer eine doppelt so grosse Erweiterung bzw. Verengung des Dampf-

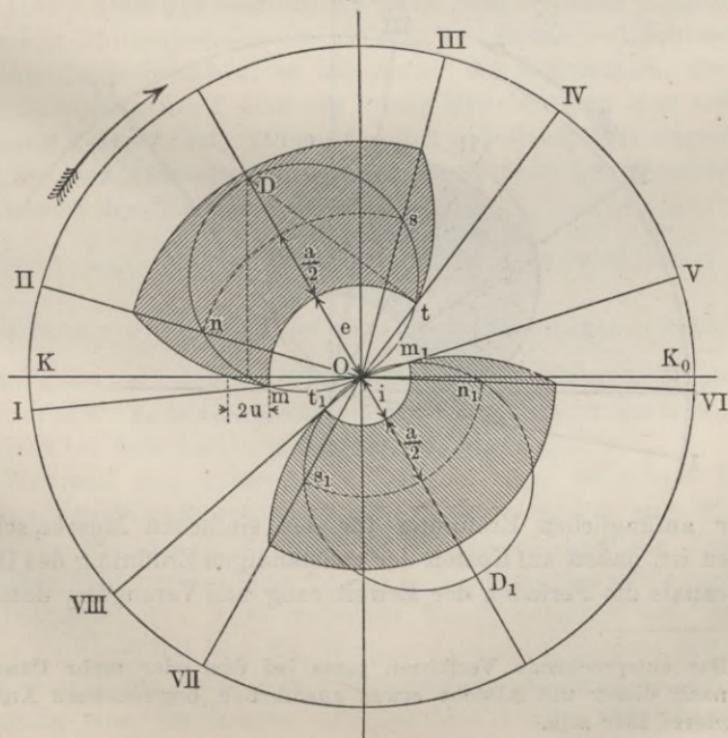
Fig. 22.



canales zur Folge hat. — Gleiches gilt vom Dampfaustritt, wenn wir  $e$  durch  $i$  ersetzen.

Soll für den Schieber beispielsweise das Ein- und Austrittsdiagramm entworfen werden unter der Voraussetzung, dass das Füllungsver-

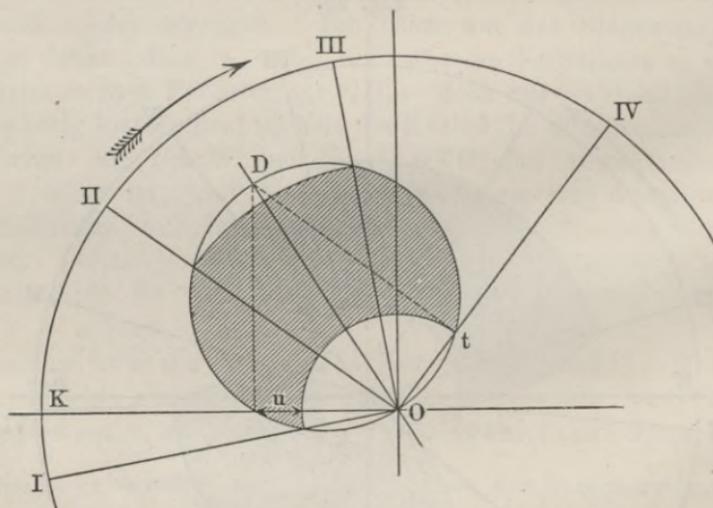
Fig. 23.



hältniss  $\varepsilon$ , die äussere Deckung  $e$  und die anfängliche Eröffnung  $2u$  gegeben sei, so schlagen wir zunächst den äusseren Deckungskreis, s. Fig. 23 (a. v. S.), und bestimmen die dem Dampfabschluss entsprechende Kurbelstellung IV, welche auf jenem Kreise den Punkt  $t$  ergibt. Wir errichten jetzt auf der Kurbelstellung IV in  $t$  eine Senkrechte und eine Senkrechte auf  $OK$  im Abstände  $u$  (halbe anfängliche Eröffnung) vom äusseren Deckungskreise. Diese beiden Senkrechten bestimmen in ihrem gegenseitigen Durchschnitt den Punkt  $D$ , womit der Voreilungswinkel  $\delta$  und die Schieberexcentricität gefunden ist, so dass jetzt die Schieberkreise gezeichnet werden können. Nachdem noch im Abstände  $\frac{a}{2}$  vom äusseren Deckungskreise ein weiterer Kreis um  $O$  geschlagen ist, erhält man als Eintrittsdiagramm für die eine der beiden Canalmündungen die Figur  $mnst$ , welche nur — in der Richtung der Radien — auf die doppelte Breite erhoben zu werden braucht, um das Eintrittsdiagramm für die Steuerung zu erhalten. In ähnlicher Weise ist beim Entwurf des Austrittsdiagramms zu verfahren, nachdem man im Schieberkreise (über  $OD_1$ ) den inneren Deckungskreis geschlagen hat<sup>1)</sup>.

Bei dem in Fig. 24 dargestellten Diagramm, welches unter den gleichen Voraussetzungen bezüglich der Füllung, der äusseren Deckung

Fig. 24.



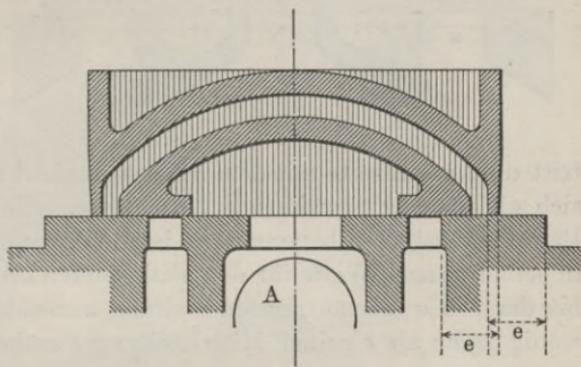
und der anfänglichen Eröffnung für den einfachen Muschelschieber entworfen ist, haben auf Kosten der vollständigen Eröffnung des Dampf-eintrittschanals die Perioden der Erweiterung und Verengung desselben,

<sup>1)</sup> Das entsprechende Verfahren muss bei drei oder mehr Canalmündungen nach dieser mit Absicht etwas ausführlich besprochenen Anleitung ohne Weiteres klar sein.

das sind die Winkelräume zwischen I und II einerseits, andererseits zwischen III und IV, um mehr als das Doppelte zugenommen.

Bemerkung. Beim Entwurf des Penn'schen Schiebers hat man darauf zu achten, dass der die beiden Mündungen  $\frac{a}{2}$  trennende Steg zum mindesten so breit sei, dass bei den äussersten Stellungen des Schiebers dessen Kanten  $u$  und  $v$  über denselben nicht hinaustreten (da sie sonst die Durchlässe verengen würden). Die geringste Breite des Steges würde demnach  $2r + z$  sein müssen, wenn unter  $z$  der Abstand der Kanten  $u$  und  $v$  von einander verstanden wird. Die äusserste Schieberstellung ist auch schon deswegen beim Schieberentwurf zu zeichnen, um die Breiten des inneren und äusseren Steges — nach Maassgabe der früheren Anleitung — festzustellen.

Fig. 25.



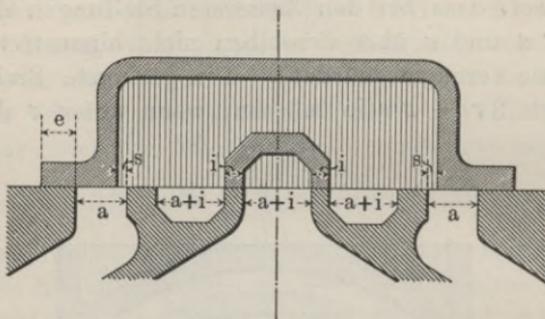
Eine weitere Schieberform, welche geeignet ist, schon bei mässiger Voreilung bei Beginn des Kolbenhubes eine reichliche Dampfzuströmung nach dem Cylinder zuzulassen, ist der in Fig. 25 dargestellte Trick'sche (— Canal- —) Schieber. Wie der Penn'sche Schieber, so hat dieser die Eigenschaft, dass er bei seiner Bewegung um  $e + u$  aus seiner Mittelstellung eine anfängliche Eröffnung  $2u$  gewährt, indem der den Schieberkörper durchziehende Canal die Dampfzuströmung von derjenigen Seite her vermittelt, nach welcher sich der Schieber hinbewegt.

Giebt man diesem Canal die Höhe  $\frac{a}{2}$ , so wird schon bei dem Schieberweg  $e + \frac{a}{2}$  die freie Canalweite  $a$  betragen, wenn nur die Mündung des nach dem Cylinder führenden Dampfweges eine genügende Breite erhält. Letztere lässt sich bestimmen durch Vorzeichnung des Schiebers bei dem vorhin genannten Schieberwege.

Während der vorerwähnte Schieber eine vermehrte Dampfzuströmung herbeizuführen geeignet ist, bezweckt die von Weiss gebaute, in Fig. 26 (a. f. S.) in ihrer Mittelstellung zur Anschauung gebrachte Schieberform eine vermehrte Dampfausströmung. Der Schieberlappen (— beim einfachen Muschelschieber von der Breite  $a + e + i$  —) hat hier die Breite  $e + a - s$ , so dass der Schieber, wenn er noch um  $s$  von seiner Mittelstellung entfernt ist, bei weiterer Bewegung eine Verbindung zwischen den beiden Dampfcanälen her-

stellt, so dass — bevor noch der Auspuff frei wird — ein Ueberströmen des (expandirenden) Dampfes von der wirksamen Seite nach der Auspuffseite erfolgen kann, so lange, bis er sich abermals um  $s$  über die Mittelstellung hinaus bewegt hat. Es wird daher  $s$  die Ueberström-  
spalte genannt. Diese Ueberströmungsperiode hat zunächst eine Entlastung des Kolbens, einen Spannungsausgleich zwischen den beiden durch den Kolben getrennten Cylinderräumen zur Folge, und kurz nach Abschluss der Ueberströmungsperiode tritt die Auspuffseite mit dem Abzugschanale  $A$  in Verbindung durch zwei sich gleichzeitig erweiternde Durchlässe. Hat auf der einen Seite der Dampfeintritt eben begonnen, so ist auf der anderen Seite der Canal schon in seiner ganzen Weite für den abziehenden Dampf frei, beinahe so lange, bis der von seiner äussersten Stellung zurückkehrende Schieber sich um wenig mehr als  $e$  seiner Mittelstellung genähert hat. Sind  $i$ ,  $e$  und  $a$  in einem solchen Zusammenhange, dass  $i + \frac{a}{2} = e$  ist, so würde während der ganzen Periode des Dampfeintrittes (von der Voreinstromung bis zum Beginn der Expansion) auf der einen Seite, der Auspuff auf der anderen Seite vollständig geöffnet sein, d. h. der Ruhwinkel für die Ausströmung wird durch die Kurbellagen I und IV, vergl. Fig. 9, begrenzt.

Fig. 26.



tritt die Auspuffseite mit dem Abzugschanale  $A$  in Verbindung durch zwei sich gleichzeitig erweiternde Durchlässe. Hat auf der einen Seite der Dampfeintritt eben begonnen, so ist auf der anderen Seite der Canal schon in seiner ganzen Weite für den abziehenden Dampf frei, beinahe so lange, bis der von seiner äussersten Stellung zurückkehrende Schieber sich um wenig mehr als  $e$  seiner Mittelstellung genähert hat. Sind  $i$ ,  $e$  und  $a$  in einem solchen Zusammenhange, dass  $i + \frac{a}{2} = e$  ist, so würde während der ganzen Periode des Dampfeintrittes (von der Voreinstromung bis zum Beginn der Expansion) auf der einen Seite, der Auspuff auf der anderen Seite vollständig geöffnet sein, d. h. der Ruhwinkel für die Ausströmung wird durch die Kurbellagen I und IV, vergl. Fig. 9, begrenzt.

Das in Fig. 27 zur Darstellung gebrachte Diagramm für den Weiss'schen Schieber hat — ohne Rücksicht auf eine passende Wahl der Ueberströmungsspalte  $s$ , der Deckungen  $e$  und  $i$  u. s. w. — lediglich den Zweck, die bei einem Hin- und Hergange des Schiebers (also bei einer Kurbeldrehung) sich abspielenden Vorgänge (Perioden) in der Dampfvertheilung zur Anschauung zu bringen<sup>1)</sup>.

Bezüglich des Dampfeintrittsdiagramms  $mnst$  verweise ich auf die frühere Fig. 9. In unserem Diagramm fällt zunächst die Kurbel-

<sup>1)</sup> Es sei hier bemerkt, dass, wenn sich der Schieber um  $s$  aus seiner Mittelstellung verschoben hat, der Auspuff noch nicht frei gelegt ist, dass sich vielmehr der Schieber noch um  $i - s = d$  verschieben muss, bis dieses geschieht. Diesen Unterschied  $d$  nennt Weiss passend „Sicherheitsdeckung“, welche er für die kleinsten Maschinen zu 2 mm, für die grössten zu 6 mm annimmt. Als kleinsten Werth für die Ueberströmungsspalte  $s$  schlägt Weiss 3 mm vor, allgemein:  $\frac{a}{2} - \frac{d}{2}$ . — S. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrg. 1895, S. 762 und Jahrg. 1896, S. 546.



Winkel ist also der Ruhewinkel für die Ausströmung, und es ist leicht zu erkennen, dass derselbe, wie bereits oben bemerkt wurde, gleich ist dem von den Kurbellagen I und IV begrenzten Winkel, sobald  $i + \frac{a}{2} = e$  ist.) Bei der Kurbelstellung X ist der Austritt geschlossen, der von dem Kolben hergeschobene Dampf, dem der Zutritt in die Schieberhöhle während der „Sicherheitsdeckung“ offen steht, wird etwas comprimirt bis zur Kurbellage XI, mit welcher die Ueberströmungsperiode beginnt, die bis zur benachbarten Kurbellage XII andauert. Mit dem übergeströmten Dampfe mischt sich nun der bei Beginn der Voreinströmung, d. i. bei der folgenden Kurbellage I, frisch eintretende Dampf. Dieser letztere Umstand dürfte neben einer fast plötzlich eintretenden, dann lange andauernden vollständigen Eröffnung des Auspuffes und dem präzisen Abschluss desselben ein anerkannter Vorzug des Schiebers vor dem gewöhnlichen Muschelschieber sein. Als ein weiterer Vorzug der Steuerung [dürfte die zwischen den Kurbelstellungen V und IV stattfindende Ueberströmungsperiode gelten, welche — gegen Ende des Kolbenhubes — den hinter dem Kolben wirkenden expandirenden Dampf vor den Kolben treten lässt und so den eingangs erwähnten Spannungsausgleich zwischen den beiden durch den Kolben getrennten Cylinderräumen herbeiführt. Die durch die Ueberströmung erreichten Vortheile treten um so mehr in den Vordergrund, mit je kleinerer Füllung die Maschine arbeitet. (S. Näheres in einem weiter unten folgenden Abschnitte<sup>1)</sup>.

## Steuerungen mittelst zweier Schieber oder Expansionssteuerungen.

Da bei Anwendung nur eines Schiebers eine Aenderung der Füllung zwischen weiten Grenzen nicht vorgenommen und kleine Füllungen nicht erreicht werden können, so wendet man, um dieses beides zu ermöglichen, zwei Schieber an, ausser dem Vertheilungs- oder Grundschieber einen Expansionsschieber. Dieser wird, wie bereits oben angegeben wurde, entweder durch eine besondere Kurbel — das Expansionsexcenter — in Bewegung gesetzt, oder vom Grundschieber, auf dem jener liegt, mitgenommen, und der Abschluss des Dampfeintritts dadurch herbeigeführt, dass der Expansionsschieber festgehalten wird, während sich der Grundschieber weiter bewegt.

<sup>1)</sup> Im Anschluss an die vorige Note sei noch erwähnt, dass nach Weiss' Angabe bei Auspuffmaschinen  $e = 0,7 \cdot a + 0,6 \cdot d$ , bei Condensationsmaschinen  $e = 0,9 \cdot a + 0,6 \cdot d$  gemacht werde.

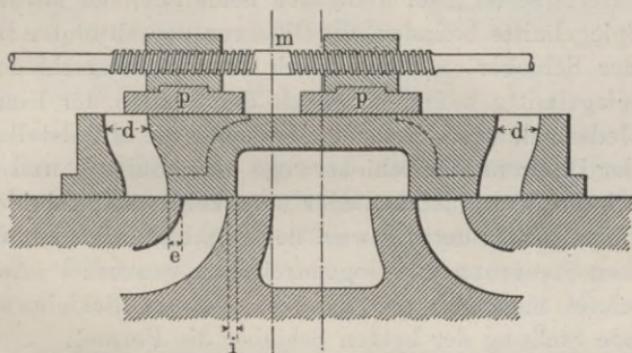
Zu den Expansionssteuerungen, bei denen der Expansionschieber in gleicher Weise, wie der Grundschieber, durch ein besonderes Excenter bewegt wird, gehören vor Allem die Meyer'sche Steuerung, die ihr verwandten Steuerungen und die Steuerung von Eyth.

### III. Meyer'sche Expansionssteuerung.

#### Erklärung der Steuerung.

Der Expansionschieber der Meyer'schen Steuerung besteht aus zwei von einander getrennten Platten, welche mittelst einer Stange, der Expansionschieberstange, die ihrerseits durch einen Gelenkbolzen mit der Stange des Expansionsexcenters in Verbindung gebracht ist, hin und her bewegt werden. Die Platten können durch Drehen

Fig. 28.



der Stange einander genähert oder von einander entfernt werden; durch diese gegenseitige Plattenverschiebung wird die Füllung regulirt. Die eben erwähnte Verschiebung wird dadurch möglich, dass man die Expansionschieberstange mit gegenläufigen Gewinden — von gleicher Steigung — versieht und die Köpfe der Platten in Muttern mit ebenfalls gegenläufigen Gewinden von derselben Steigung umarbeitet. In der Regel werden die Platten von Muttern aus Messing oder Rothguss mitgenommen, und sind erstere in diese einfach eingelassen.

Der in den Figuren 1 und 2 dargestellte Muschelschieber erhält als Grundschieber der Meyer'schen Steuerung eine erweiterte Form. Die mit  $d$  bezeichneten Canäle im Schieber (s. Fig. 28) werden Durchlasscanäle genannt, deren Mündungen am Rücken des Schiebers durch die Expansionsplatten  $p$  abwechselnd geschlossen und geöffnet werden, jeder Durchlasscanal durch die ihm zunächst liegende Platte. Unter der Mitte des Expansionschiebers endlich versteht man den Mittelpunkt  $m$  der zwischen den Expansionsplatten befindlichen Strecke.

### Von der absoluten Bewegung der Schieber, ihrer relativen Verschiebung oder dem relativen Schieberweg.

Damit die beiden Schieber der Meyer'schen Steuerung eine dem Zweck der Steuerung entsprechende, brauchbare Bewegung ausführen, giebt man den sie bewegenden Excentern, deren Excentricitäten  $r$  und  $r_0$  sein mögen, passende Voreilungswinkel  $\delta$  und  $\delta_0$ ; dabei beziehen sich die mit dem Index 0 versehenen Bezeichnungen auf den Expansionschieber. Nach dem Früheren ist also, wenn wir mit  $\xi$  und  $\xi_0$  die dem Drehwinkel  $\omega$  entsprechenden Schieberwege bezeichnen:

$$\text{der Grundschieberweg } \xi = r \sin (\delta + \omega),$$

$$\text{der Expansionschieberweg } \xi_0 = r_0 \sin (\delta_0 + \omega).$$

Unter dem relativen Schieberwege versteht man nun die in jedem Augenblicke stattfindende Entfernung der beiden Schiebermittel von einander. Derselbe ist also, wenn sich beide Schieber auf der gleichen Seite der Spiegelmitte befinden, die Differenz der absoluten Bewegungen  $\xi$  und  $\xi_0$  der Schieber, wenn sie sich aber auf verschiedenen Seiten von der Spiegelmitte befinden, gleich der Summe der Einzelverschiebungen. Jedermal, wenn einer der Schieber die Mittelstellung passirt, wird aus der Differenz der Schieberwege deren Summe, und ist alsdann diese die relative Verschiebung oder umgekehrt. Es sei hier bemerkt, dass diese letzte Notiz den Entwurf der relativen Schiebercurve bei der Meyer'schen Steuerung mit Bogendreiecken wesentlich erleichtert.

Bezeichnet man nun mit  $\xi_x$  den relativen Schieberweg, so hat man für jede Stellung der beiden Schieber die Formel:

$$\xi_x = \xi \pm \xi_0 = r \sin (\delta + \omega) \pm r_0 \sin (\delta_0 + \omega).$$

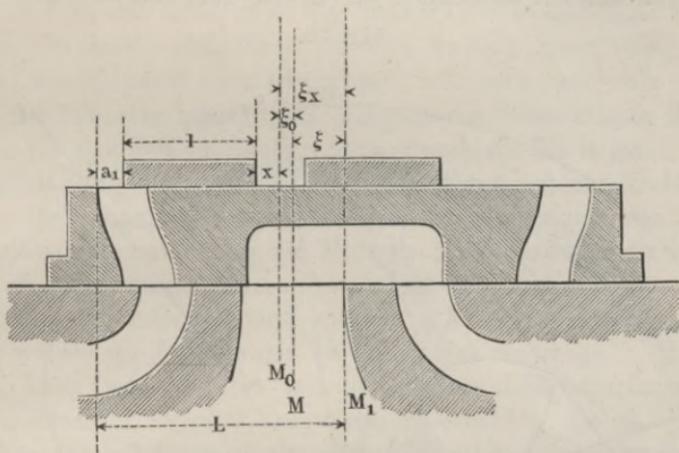
### Diagramm für die Meyer'sche Steuerung.

Das Diagramm für die Meyer'sche Steuerung hat weniger den Zweck, die Bewegungen der einzelnen Schieber zu verfolgen oder über die durch den Grundschieber hervorgebrachte Dampfvertheilung Untersuchungen anzustellen — was beides durch den Entwurf des Diagramms der Schieberbewegung nach Art des Diagramms für Steuerung mit Voreilung und Deckung erreicht wird —, vielmehr soll durch dasselbe die von der relativen Verschiebung der Schieber und von der Stellung der Expansionsplatten abhängige Bedingung festgestellt werden, unter welcher der Durchlasscanal durch die Platte verschlossen wird, und bestimmt werden, wie weit die Platten aus einander gerückt werden müssen, damit bei einer gewissen Kolbenstellung der Abschluss durch den Expansionschieber erfolgt. Diese für bestimmte Füllungsverhältnisse nothwendigen Plattenverschiebungen sind zu ermitteln

und zu einer Scala zusammenzutragen. Die Bestimmung dieser Scala soll also durch das nun folgende Diagramm erreicht werden.

Es sei  $a_1$  die noch übrige Eröffnung des Durchlasscanales bei der Verschiebung  $\xi$  des Grundschiebers und der Verschiebung  $\xi_0$  des Expansionschiebers, ferner sei jede der Platten von der Mitte  $M_0$  des Expansionschiebers um die Strecke  $x$  verschoben, und die Länge der

Fig. 29.



Platten gleich  $l$ ; endlich sei unter  $L$  die Entfernung des äusseren Randes des Durchlasscanales von der Mitte  $M_1$  des Grundschiebers an dessen Rücken verstanden (s. Fig. 29). Alsdann hat man die aus der Figur folgende Gleichung:

$$L = a_1 + l + x + \xi_0 + \xi$$

oder, da  $\xi_0 + \xi$  nach dem Früheren der relative Schieberweg  $\xi_x$  ist:

$$L = a_1 + l + x + \xi_x.$$

Hieraus folgt aber:

$$a_1 = L - l - x - \xi_x,$$

d. h. man erhält bei einer beliebigen Kurbelstellung die noch freie Öffnung des Durchlasscanales, wenn man von der Differenz der Dimensionen  $L$  und  $l$  zunächst die Entfernung  $x$  einer Expansionsplatte von der Mitte des Expansionschiebers und hierauf die der Kurbelstellung entsprechende relative Verschiebung der beiden Schieber in Abzug bringt. Sind die Platten ganz zusammengerückt, also  $x = 0$ , so hat man, um  $a_1$  zu erhalten, von jener Differenz  $L - l$  nur die relative Verschiebung abzuziehen. Es wird sich nun darum handeln, die obige Formel für  $a_1$  geometrisch darzustellen. Vorerst sei noch erwähnt, dass Abschluss durch den Expansionschieber erfolgt bei  $a_1 = 0$ , oder wenn die Bedingung erfüllt ist:

$$0 = L - l - x - \xi_x$$

oder

$$\xi_x = L - l - x,$$

wenn die Platten um  $x$  verschoben sind; und bei ganz zusammengerückten Schieberplatten:

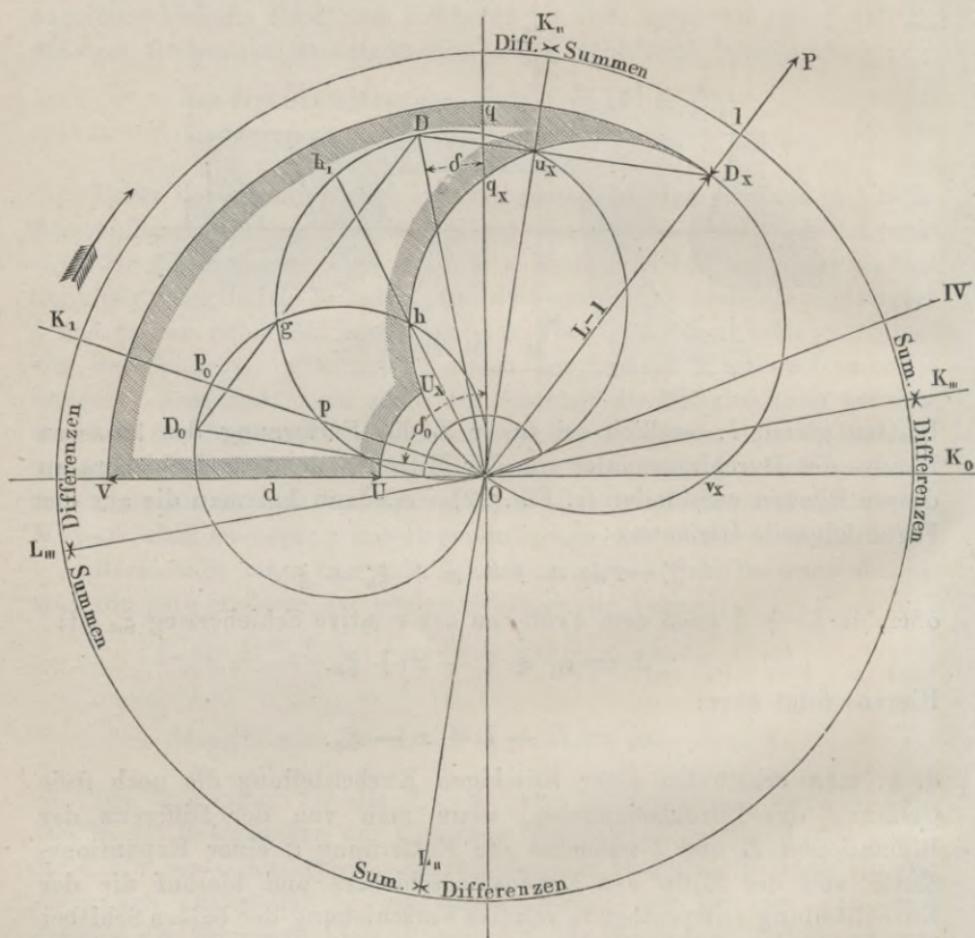
$$0 = L - l - \xi_x$$

oder

$$\xi_x = L - l.$$

Die von dem Grund- und Expansionsschieber ausgeführten Einzelbewegungen können als Sehnen der Kreise über  $OD = r$  und  $OD = r_0$

Fig. 30.



als Durchmesser aus dem Diagramm entnommen werden (s. Fig. 30). Es wird z. B. bei der Kurbelstellung  $OK_1$  die Sehne  $Op$  in dem Kreise über  $OD$  den Grundschieberweg  $\xi$ , und die Sehne  $Op_0$  in dem Kreise über  $OD_0$  den Expansionsschieberweg  $\xi_0$  darstellen. Der erstere der Kreise — über  $OD$  — wird Grundschieberkreis, der zweite — über  $OD_0$  — dagegen Expansionsschieberkreis genannt. Der Grundschieber bewegt sich nach rechts und hat sich von der Mitte aus bereits nach dieser Seite um das Stück  $Op$  verschoben. Der Expansions-

sionsschieber aber hat seine grösste Ausweichung bei der mit der Richtung  $OD_0$  zusammenfallenden Kurbelstellung schon erreicht, kehrt von dieser zurück und bewegt sich nach links. Beide Schieber befinden sich also auf gleicher Seite von der Schieberspiegelmitte und ist daher ihre relative Verschiebung gleich der Differenz  $Op_0 - Op = p_0q$ . Die relative Verschiebung wird als Differenz der Einzelverschiebungen erhalten, bis der eine der Schieber in seine Mittelstellung zurückkehrt und sich von da aus nach links hin bewegt. Dies geschieht aber von Seiten des Expansionsschiebers bei der Kurbelstellung  $OK_{II}$ , welche Tangente am Expansionsschieberkreise ist; von hier ab wird die Summe der Einzelverschiebungen die relative Verschiebung darstellen so lange, bis der Grundschieber auch durch die Mitte geht, was bei der Kurbelstellung  $OK_{III}$  — Tangente am Grundschieberkreise — der Fall ist. Ueberhaupt ist während der Kurbeldrehung von  $L_{III}$  nach  $K_{II}$  die relative Verschiebung die Differenz, während der Drehung von  $K_{II}$  nach  $K_{III}$  die Summe, hierauf während der Drehung von  $K_{III}$  nach  $L_{II}$  wiederum die Differenz, und endlich während der Drehung von  $L_{II}$  nach  $L_{III}$  wieder die Summe der einzelnen Schieberwege.

Man kann nun auf den mit den jedesmaligen Kurbelstellungen zusammenfallenden, von  $O$  ausgehenden Strahlen die entsprechende relative Verschiebung von  $O$  aus abtragen, und so punktweise eine in sich selbst zurücklaufende krumme Linie, die relative Schiebercurve, construiren. Diese Curve würde demnach für die relative Bewegung der Schieber dasselbe sein, was die Schieberkreise sind für die absoluten Bewegungen derselben.

Wie unten bewiesen wird, ist für den Fall, dass die Schieber durch Kurbeln bewegt werden (im Gegensatze zu der Bewegung der Schieber durch Bogendreiecke), die relative Schiebercurve, ein Kreis. Die Lage dieses Kreises, des relativen Schieberkreises, und dessen Durchmesser wird auf folgende Weise gefunden:

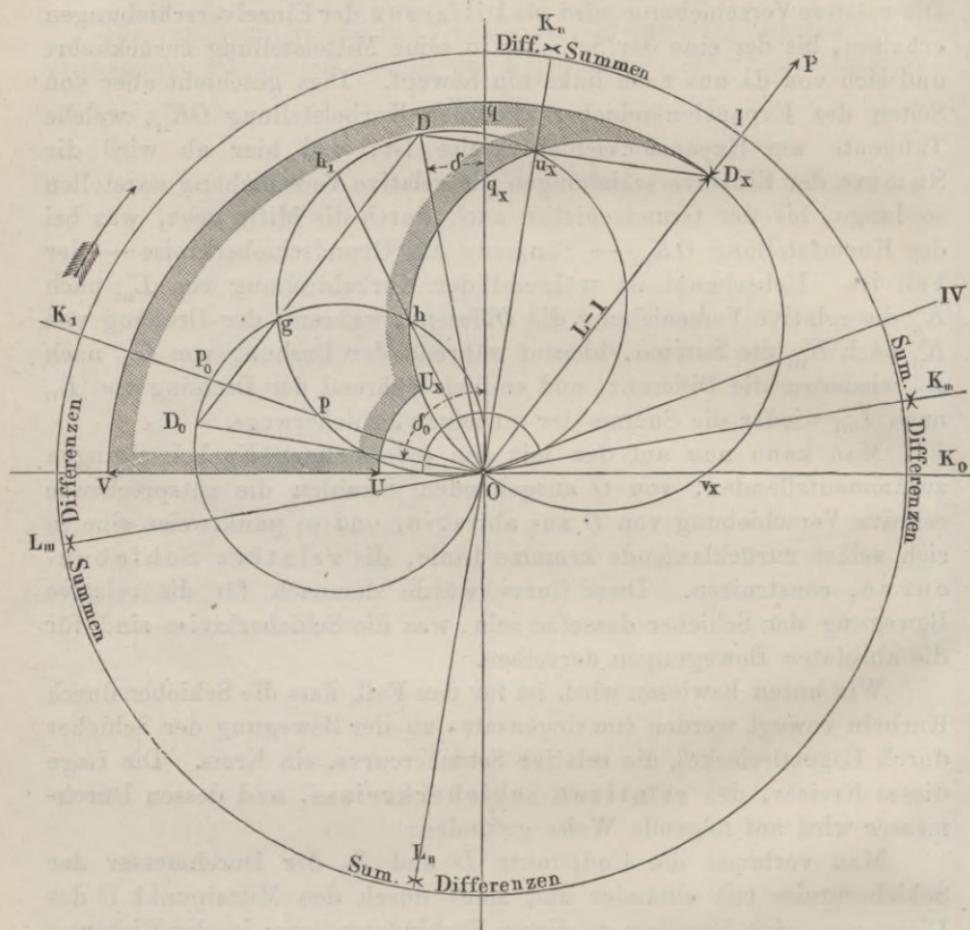
Man verbinde die Endpunkte  $D$  und  $D_0$  der Durchmesser der Schieberkreise mit einander und ziehe durch den Mittelpunkt  $O$  des Diagramms eine Parallele zu dieser Verbindungslinie; in die Richtung dieser Parallelen fällt der Durchmesser des relativen Schieberkreises und ist die Länge desselben gleich  $DD_0$ . Man gelangt also zu dem Endpunkte  $D_x$  des Durchmessers des relativen Schieberkreises durch Bildung des Parallelogramms  $OD_0DD_x$ , oder man erhält denselben als Schnittpunkt zweier Bogen, von denen der eine mit  $D_0D$  um  $O$ , der andere mit  $OD_0$  um  $D$  geschlagen wird.

Nach dieser Auseinandersetzung ist also die Sehne  $Oq_x$  die relative Verschiebung  $\xi_x$  bei der verticalen Kurbelstellung, ferner die Sehne  $Ou_x$  die relative Verschiebung bei der Kurbelstellung  $OK_{II}$ , die Sehne  $Ov_x$  die relative Verschiebung bei horizontaler Stellung der Kurbel u. s. w. Die grösste Entfernung haben also die Schieber von einander bei der Kurbelstellung  $OD_x$ , und ihre gegenseitige Entfernung ist Null, d. h.

die Schiebermitten fallen zusammen, wenn die Kurbelstellung Tangente am relativen Schieberkreise ist <sup>1)</sup>).

Nachdem die relativen Verschiebungen sich aus dem Diagramm so leicht bestimmen lassen, wird sich auch der Durchlass  $a_1$  für die

Fig. 31



einzelnen Kurbelstellungen ohne Weiteres durch Zeichnung ergeben. Wir hatten oben den Ausdruck:

$$a_1 = L - l - x - \xi_x;$$

machen wir nun die Voraussetzung, dass  $L - l$  gleich dem Durch-

<sup>1)</sup> Es empfiehlt sich, an dieser Stelle auf rein geometrischem Wege, dann aber auch mit Rücksicht auf die Bedeutung der Schieberkreise und des relativen Schieberkreises zu beweisen, dass  $Og$  Tangente ist am relativen Schieberkreise, dass ferner durch den Schnittpunkt  $g$  der Schieberkreise die Verbindungslinie  $D_0D$  und durch den Schnittpunkt  $u_x$  des Grundschieber- und relativen Schieberkreises die Verbindungslinie  $DD_x$  geht, dass der Schnittpunkt  $h$  des Expansionsschieberkreises und des relativen Schieberkreises die Strecke  $Oh_1$  halbiert u. s. w.

messer  $OD_x$  des relativen Schieberkreises sei — wie die Praxis in der That verfährt — und denken wir uns die Platten vorerst ganz zusammengedrückt, also  $x = 0$ , so wird die zwischen dem durch  $D_x$  um  $O$  geschlagenen Kreise und dem relativen Schieberkreise liegende Figur  $VD_x u_x q_x h O$  ein Bild der Eröffnung  $a_1$  sein. Denn ziehen wir irgend eine Kurbelstellung, etwa die verticale, so wird  $Oq = L - l$ , und  $Oq_x = \xi_x$  sein, also  $Oq - Oq_x = L - l - \xi_x = a_1$  sein, entsprechend der genannten Stellung der Kurbel. Bei einer Weiterdrehung der Kurbel wird also  $a_1$  immer kleiner, endlich bei der mit  $OD_x$  zusammenfallenden Kurbelstellung Null werden; es wird also hier bei ganz zusammengedrückten Schieberplatten die Expansion beginnen, oder der Dampf durch den Expansionsschieber abgesperrt. Da nun eine Durchlasseröffnung, die grösser als die Weite  $d$  des Durchlasscanales ist, nie stattfinden können, so wird man das Diagramm für den Eintritt des Dampfes in den Durchlasscanal vollständig erhalten, wenn man um  $O$  einen weiteren Kreis schlägt, der von dem Kreise durch  $D_x$  den Abstand  $d$  hat. Man mache daher, um die untere Grenze dieses Diagramms zu erhalten,  $VU = d$ , und schlage den Bogen  $UU_x$  bis zum relativen Schieberkreise. Das Eintrittsdiagramm ist nun die durch Schraffirung hervorgehobene Figur. Nach demselben ist also bis zur Kurbelstellung  $OU_x$  der Durchlass ganz geöffnet, verengt sich in der Folge, bis er bei der Kurbelstellung  $OD_x$ , wie bereits bemerkt wurde, ganz geschlossen ist. Der Abschluss ist ein ganz allmählig erfolgender, ein schleichender, und als solcher wegen der vermehrten Reibung des eintretenden Dampfes ungünstig zu nennen. Je grösser der Durchmesser des relativen Schieberkreises ist, desto enger schliesst er sich an den Bogen  $D_x V$  an, desto weniger günstig, präcis, erfolgt der Abschluss durch den Expansionsschieber. Man wird also sein Augenmerk auf einen möglichst kleinen relativen Schieberkreis zu richten haben <sup>1)</sup>.

Wir kommen nun zur zweiten Frage: bei welcher Kurbelstellung findet durch den Expansionsschieber Abschluss statt, wenn die Platten je um  $x$  aus der Mitte des Expansionsschiebers gerückt werden, und umgekehrt: welche Verrückung  $x$  der Platten ist nothwendig, um ein bestimmtes Füllungsverhältniss zu erzielen?

In diesem Falle haben wir für die Durchlassöffnung  $a_1$  die Formel:

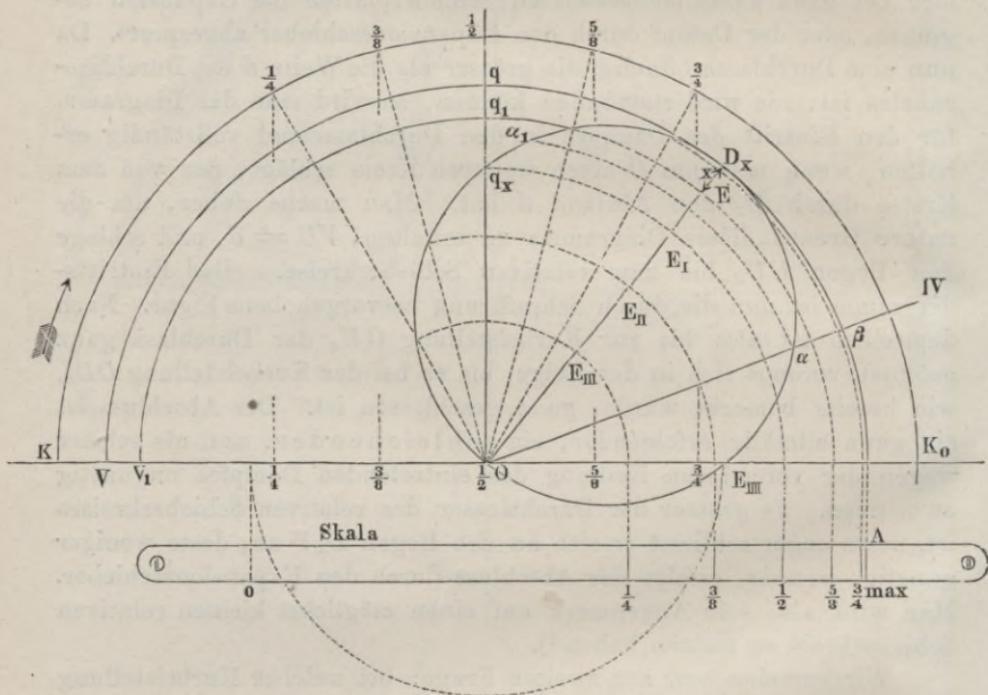
$$a_1 = L - l - x - \xi_x.$$

Tragen wir von  $D_x$  aus nach  $D_x E$  eine Strecke  $x$  (s. Fig. 32 a. f. S.), welche die Plattenverschiebung für eine gewisse Füllung vorstellen möge, ab, schlagen wir ferner durch  $E$  einen Kreis um  $O$ , den Kreis

<sup>1)</sup> Bei der unten besprochenen Meyer'schen Steuerung mit Bogen-dreiecken nimmt die relative Schiebercurve eine (in der Richtung  $OD_x$ ) längliche Gestalt an, wodurch erreicht wird, dass der Dampfabschluss präciser erfolgt, der Verengungswinkel ein kleinerer wird.

$EV_1$ , so ist z. B. bei der verticalen Kurbelstellung:  $Oq - qq_1 = L - l - x$  (da ja  $Oq = OD_x = L - l$  ist)  $= Oq_1$ ; ferner ist  $Oq_x$  die der genannten Kurbelstellung entsprechende relative Verschiebung  $\xi_x$ , demnach  $Oq_1 - Oq_x$  oder  $q_1q_x = L - l - x - \xi_x = a_1$ . Bei einer Weiterdrehung der Kurbel — nach rechts — wird  $a_1$  kleiner und endlich Null bei der Kurbelstellung  $O^{5/8}$ , bei welcher also der Abschluss stattfindet. Damit ist aber auch die umgekehrte Frage gelöst. Soll nämlich bei der Kurbelstellung  $O^{5/8}$  Abschluss stattfinden, so muss jede der Platten um  $x = D_x E$  aus der Mitte ver-

Fig. 32.



schoben werden. Man gelangt aber zum Punkte  $E$ , wenn man nur durch den Schnittpunkt der der beabsichtigten Füllung entsprechenden Kurbelstellung mit dem relativen Schieberkreise um  $O$  einen Kreis schlägt bis zum Durchmesser des relativen Schieberkreises. So ist die Plattenverschiebung für eine halbe Füllung der Strecke  $D_x E_1$  gleich, für  $3/8$ -Füllung gleich der Strecke  $D_x E_{II}$ , für  $1/4$ -Füllung gleich der Strecke  $D_x E_{III}$ , endlich für Nullfüllung gleich der Strecke  $VE_{III}$ . Alle diese Verschiebungen lassen sich aber leicht auf die unterhalb des Diagramms verzeichnete Scala übertragen, auf welcher sie von  $A$  aus abzumessen sind.

Wird daher die Expansionschieberstange ausserhalb des Schieberkastens mit einem Gewinde versehen, das mit den Gewinden, durch welche die Platten bei Drehung der Stange verschoben werden, gleiche

Steigung hat, und wird durch jenes Gewinde eine Mutter geführt, welche einen Zeiger trägt, an einer Drehung aber verhindert wird, so ist die Bewegung des Zeigers über der Scala, wenn derselbe bei ganz zusammengerückten Platten über  $A$  gestellt wird, der jedesmaligen Bewegung der Platten gleich<sup>1)</sup>. Bewegt jener sich also bei Drehung der Expansionsschieberstange von  $A$  aus nach der Marke  $\frac{1}{2}$ , so haben sich die Platten je um die Strecke  $A$ ,  $\frac{1}{2}$  oder  $D_x E_1$  aus der Mitte verschoben; es wird durch den Zeiger eine halbe Füllung angezeigt. Befindet sich der Zeiger auf der Marke 0, so ist Nullfüllung, d. h. die Maschine wird zum Stillstande gebracht. Am spätesten schliesst der Expansionsschieber ab, wenn der Zeiger sich über  $A$  befindet. Ob aber diese Maximalfüllung, die durch den Expansionsschieber gestattet ist, sowie die unmittelbar vorhergehenden Füllungen brauchbar sind, bleibt noch zu untersuchen übrig.

Aus der Betrachtung des Grundschieberdiagramms in Fig. 31 geht hervor, dass der Grundschieber erst bei der Kurbelstellung IV abschliesst (vergl. auch Fig. 9). Bei ganz zusammengerückten Schieberplatten wird der Expansionsschieber allerdings bei der der Kurbelstellung IV vorangehenden Kurbelstellung  $OD_x$  momentan abschliessen, dann aber wieder öffnen, weil in der Folge  $\xi_x$  wieder kleiner ist als  $OD_x$  oder  $L - l$ , und da nun der Grundschieber erst bei der Kurbelstellung IV abschliesst, so wird der Dampf bis dahin mit Ausnahme jener momentanen Unterbrechung in den Cylinder einströmen können. Es geht nun ohne Weiteres aus der Figur hervor, dass jede Plattenverschiebung, die kleiner ist als  $\alpha\beta$ , zur Folge hat, dass der Expansionsschieber zwar abschliesst, jedoch, bevor noch der Grundschieber abgeschlossen hat, wieder öffnet, so dass eine Stosswirkung auf den Kolben nicht ausbleiben kann. Die Füllung, welche der durch  $\alpha_1$  gehenden Kurbelstellung entspricht, wird also die grösste sein, die man erzielen kann, ohne befürchten zu müssen, dass der eben genannte Uebelstand eintrete. Es öffnet nämlich der Expansionsschieber alsdann erst wieder bei der Kurbelstellung IV — bei welcher, wie schon mehrfach erwähnt, der Grundschieber abschliesst. — Soll bei ganz zusammengerückten Schieberplatten der Expansionsschieber mit dem Grundschieber zugleich abschliessen, so muss  $OD_x$  in die

<sup>1)</sup> Nach der obigen Beschreibung des die Plattenstellung und die Füllung angehenden Zeigers würde dieser — auf der Expansionsschieberstange sitzend — die hin- und hergehende Bewegung der Stange mitmachen, sich also an der — festliegenden — Scala ebenfalls hin und her bewegen. Führt man indessen die Schieberstange, oder besser deren Verlängerung (auf der anderen Seite des Schieberkastens) als Vierkant durch eine dazu passende Büchse, welche gegen eine Längsverschiebung gesichert ist, und versieht man diese Büchse mit dem Führungsgewinde für den Zeiger, so wird für diesen die hin- und hergehende Bewegung ausgeschlossen sein.

Richtung von IV fallen; alsdann ist jede Füllung bis zum Abschluss durch den Grundschieber zu erreichen <sup>1)</sup>.

Es bleibt nun noch zu beweisen übrig, dass der über  $OD_x$  geschlagene Kreis bei dieser eben besprochenen Steuerung die Curve der relativen Verschiebungen ist, d. h. dass dieser Kreis bezüglich der relativen Verschiebungen der Schieber von derselben Bedeutung ist, wie die Schieberkreise über  $OD$  und  $OD_0$  bezüglich der Einzelverschiebungen.

Setzen wir die Schieber als auf derselben Seite von der Spiegelmitte befindlich voraus, so wird die relative Verschiebung:

$$\xi_x = \xi - \xi_0$$

oder mit Einsetzung der Schieberwege:

$$\xi_x = r \sin(\delta + \omega) - r_0 \sin(\delta_0 + \omega)$$

sein. Statt dessen kann man setzen:

$$\xi_x = r(\sin \delta \cos \omega + \cos \delta \sin \omega) - r_0(\sin \delta_0 \cos \omega + \cos \delta_0 \sin \omega)$$

und wenn geordnet wird nach  $\sin \omega$  und  $\cos \omega$ :

$$\xi_x = (r \cos \delta - r_0 \cos \delta_0) \sin \omega - (r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta) \cos \omega.$$

Nun ist

$$r \cos \delta - r_0 \cos \delta_0 = Dq - D_0 q_0 = Dm = a$$

(s. Fig. 33) und

$$r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta = Oq_0 - Oq = D_0 m = b,$$

daher:

$$\xi_x = a \sin \omega - b \cos \omega$$

oder, wenn wir jedes Glied durch  $\sqrt{a^2 + b^2}$  dividiren und hierauf den ganzen Ausdruck mit  $\sqrt{a^2 + b^2}$  multipliciren:

$$\xi_x = \sqrt{a^2 + b^2} \left( \frac{a}{\sqrt{a^2 + b^2}} \sin \omega - \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} \cos \omega \right).$$

Nun ist aber

$$\sqrt{a^2 + b^2} = D_0 D = c,$$

also

$$\xi_x = c \left( \frac{a}{c} \sin \omega - \frac{b}{c} \cos \omega \right),$$

<sup>1)</sup> Nach Hrabák gebe man bei dem üblichen Voreilungswinkel des Vertheilungsschiebers  $\delta = 20^\circ$  dem Expansionsexcenter ein Voreilen  $\delta_0 = 90^\circ$ , wenn beiläufig  $\frac{1}{3}$ -Füllung als Maximum genügt, oder  $\delta_0 = 70^\circ$ , wenn beiläufig  $\frac{1}{2}$ -Füllung als Maximum gefordert wird; je kleiner  $\delta_0$  angenommen wird, desto grösser wird die mögliche Maximalfüllung, desto mehr wird aber auch gleichzeitig an Präcision der Dampfvertheilung eingebüsst. — Giebt man dem Expansionsexcenter die Voreilung  $\delta_0 = 90^\circ$ , so kann die Steuerung auch für den Rückwärtsgang der Maschine gebraucht werden; es ist nur nothwendig, das Grundschieberexcenter um  $180^\circ - 2\delta$  im Sinne der Kurbeldrehung zu verstellen.

oder endlich, da  $\frac{a}{c} = \cos \gamma$  und  $\frac{b}{c} = \sin \gamma$  ist,

$$\xi_x = c (\cos \gamma \sin \omega - \sin \gamma \cos \omega)$$

oder

$$\xi_x = c \sin (\omega - \gamma).$$

Die Zusammensetzung dieses Ausdruckes für den relativen Schieberweg ist aber dieselbe, wie die der Ausdrücke für die Schieberwege selbst; an Stelle der

Excentricitäten  $r$  und  $r_0$ , an Stelle der Winkel  $\delta$  und  $\delta_0$  treten die Strecke  $c$  und der Winkel  $-\gamma$ . Man wird daher  $c$  als Durchmesser des Kreises anzusehen haben, und diesen unter dem Winkel  $-\gamma$ , d. h. in entgegengesetzter — negativer — Richtung von  $\delta$  und  $\delta_0$  an der Verticalen in  $O$  an-

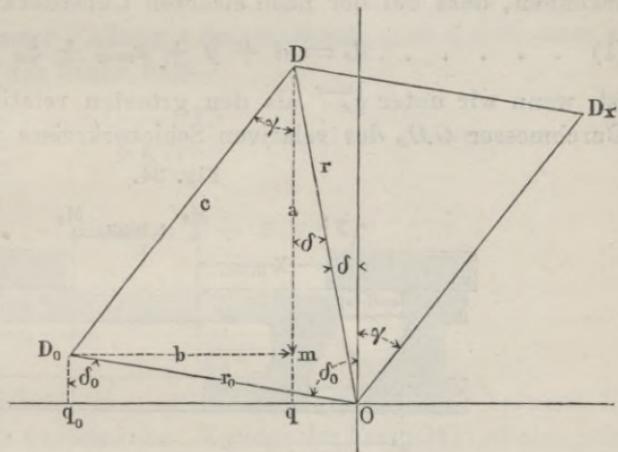
tragen müssen, was der früher angegebenen Construction des relativen Schieberkreises entspricht.

Bemerkung. Beim Verzeichnen der Schieber kann man über die Annahme der Dimension  $L$  noch im Zweifel sein. So viel ist aus dem Vorigen klar, dass, je grösser man  $L$  wählt, oder je mehr man die Durchlasscanäle im Grundschieber nach dessen Rücken hin aus einander laufen lässt, um so grösser die Plattenlänge  $l$  wird. Die Platten müssen aber eine gewisse Länge erhalten, damit sie nicht, nachdem sie mit dem vorderen Rande den Durchlass abgeschlossen haben, dem Dampf von ihrer hinteren Seite her den Eintritt in den Grundschieber gestatten. Es könnte dieses aber möglich sein bei der grössten relativen Verschiebung der Schieber — bei der Kurbelstellung  $OD_x$ , wenn die Platten am weitesten aus einander gerückt sind, entsprechend der kleinsten, noch gewünschten Füllung.

Ueber die kleinste zulässige Dimension  $L$  am Vertheilungsschieber und Berechnung der Scalentheilung.

Wenn bei der grössten relativen Verschiebung der Schieber und der der kleinsten noch zu erreichenden Füllung entsprechenden — grössten — Plattenauseinanderverschiebung die Gefahr ausgeschlossen ist,

Fig. 33.



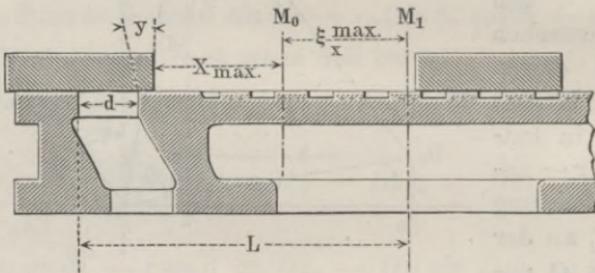
dass der Dampf von der hinteren Seite der Expansionsplatte in den Durchlass eintrete, so wird solches überhaupt bei jeder anderen Stellung der Schieber und bei jeder anderen Füllung nicht geschehen. Man könnte deshalb wohl die grösste relative Verschiebung bei der kleinsten Füllung die „kritische Schieberstellung“ nennen. Diese kritische Stellung wird, wie wir in diesem Abschnitte sehen, über die Wahl von  $L$  bzw. den kleinsten zulässigen Werth von  $L$  Aufschluss geben.

Die hierunter folgende Figur stellt die kritische Stellung der beiden Schieber — mit der Plattenverschiebung  $x_{max}$  — dar und lässt erkennen, dass bei der noch sicheren Ueberdeckung der Platte um  $y$ :

$$(1) \dots L = d + y + x_{max} + \xi_x^{max}$$

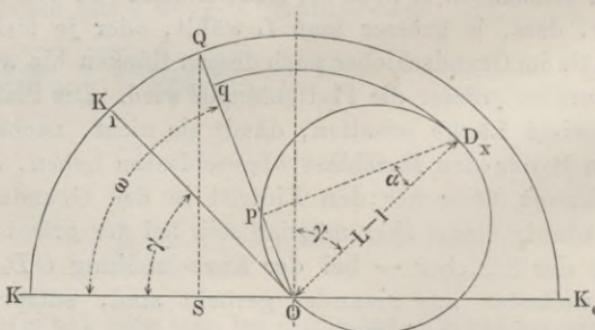
ist, wenn wir unter  $\xi_x^{max}$  als den grössten relativen Schieberweg den Durchmesser  $OD_x$  des relativen Schieberkreises verstehen. So würde

Fig. 34.



man also durch Entnahme von  $x_{max}$  und  $\xi_x^{max}$  aus dem Diagramm ohne Weiteres  $L$  bestimmen können.

Fig. 35.



Es lässt sich aber  $L$  nach folgender Ausführung auch leicht nach Fig. 33 und 35 durch Rechnung feststellen.

Zunächst ist  $\xi_x^{max} = D_0 D$  oder:

$$(2) \dots \xi_x^{max} = \sqrt{r_0^2 + r^2 - 2 r_0 r \cos(\delta_0 - \delta)}$$

Es sei jetzt die Füllung  $\varepsilon = \frac{KS}{KK_0}$  als kleinste Füllung gewünscht

(s. Fig. 35), welcher die Plattenverschiebung  $pq = Oq - Op$  als  $x_{max}$  entspricht; dann ist:

$$x_{max} = \xi_x^{max} - \xi_x^{max} \sin \alpha = \xi_x^{max} (1 - \sin \alpha).$$

Entspricht nun dem Dampfabschluss der Drehwinkel  $\omega$  der Kurbel, und bildet  $OD_x$  mit der Verticalen den Winkel  $\gamma$ , so ist:

$$\alpha = \omega - \gamma,$$

mithin:

$$(3) \quad \dots \quad x_{max} = \xi_x^{max} [1 - \sin (\omega - \gamma)],$$

wobei der Winkel  $\omega$ , der Füllung  $\varepsilon$  entsprechend, noch durch diese zu bestimmen ist. Aus der Figur folgt:

$$\varepsilon = \frac{KS}{KK_0} = \frac{KO - OS}{2 KO} = 1/2 (1 - \cos \omega),$$

also:

$$(4) \quad \dots \quad \cos \omega = 1 - 2 \cdot \varepsilon$$

und

$$(5) \quad \dots \quad \sin \gamma = \frac{r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta}{\xi_x^{max}},$$

so dass also der Winkel:  $(\omega - \gamma)$  — in Formel (3) — bekannt ist, worauf  $x_{max}$  berechnet werden kann. Zuzufolge der Formel (1) ist also jetzt:

$$(6) \quad \dots \quad L = d + y + \xi_x^{max} [2 - \sin (\omega - \gamma)],$$

und die diesem Werthe von  $L$  entsprechende Plattenlänge  $l = L - OD_x = L - \xi_x^{max}$  oder:

$$(7) \quad \dots \quad l = d + y + \xi_x^{max} [1 - \sin (\omega - \gamma)].$$

Bemerkung. Der Winkel  $\alpha$  oder  $\omega - \gamma$  wird Null, wenn  $p$  mit  $O$  zusammen-, oder die Kurbelstellung  $Oq$  nach  $OK_1$  (Tangente am relativen Schieberkreise) fällt. Sobald bei weiterer Rückdrehung der Kurbel  $\omega < \gamma$  wird, ergibt sich für  $\alpha$  ein negativer Winkel (die über  $O$  hinaus verlängerte Kurbelstellung durchschneidet den relativen Schieberkreis) und es repräsentirt dann  $\sin \alpha$  einen negativen Werth, was bei der berechnenden Bestimmung von  $L$  wohl zu beachten ist.

### 1. Beispiel.

Es soll  $L$  und  $l$  für eine Meyer'sche Expansionssteuerung so bestimmt werden, dass bei den Excentricitäten  $r = 70$  mm und  $r_0 = 60$  mm, und bei den Voreilungswinkeln  $\delta = 12^\circ$  und  $\delta_0 = 80^\circ$  eine Cylinderfüllung bis zu  $1/4$  — als Minimalfüllung — erreicht wird, dabei bei der kritischen Stellung die zum Abschluss gekommene Expansionsplatte mindestens noch 4 mm Ueberdeckung behalte.

## Berechnung der Scala.

Ist es nach den voraufgehenden Ausführungen möglich, für den kleinsten Füllungsgrad  $\varepsilon$  die erforderliche Plattenverschiebung  $x_{max}$  durch Rechnung zu bestimmen, so wird auch die Möglichkeit dazu für jedes beliebige Füllungsverhältniss vorhanden sein; es würde sich nur darum handeln, in der Formel (3) für ein beliebiges

$$x = \xi_x^{max} [1 - \sin(\omega - \gamma)]$$

den jenem Füllungsverhältniss entsprechenden Drehwinkel  $\omega$  zu bestimmen, und zwar nach Formel (4). Für die von 10 zu 10 Proc. fortschreitenden Werthe von  $\varepsilon$  würde man erhalten:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= 10 \text{ Proc.}; \cos \omega_1 = 0,8; \omega_1 = 37^\circ \\ \varepsilon_2 &= 20 \text{ "}; \cos \omega_2 = 0,6; \omega_2 = 53^\circ \\ \varepsilon_3 &= 30 \text{ "}; \cos \omega_3 = 0,4; \omega_3 = 66^\circ 33' \\ \varepsilon_4 &= 40 \text{ "}; \cos \omega_4 = 0,2; \omega_4 = 78^\circ 30' \\ \varepsilon_5 &= 50 \text{ "}; \cos \omega_5 = 0; \omega_5 = 90^\circ \\ \varepsilon_6 &= 60 \text{ "}; \cos \omega_6 = -2; \omega_6 = 180^\circ - \omega_4 = 101^\circ 30' \end{aligned}$$

u. s. w.

Nachdem die Berechnung des Winkels  $\gamma$  aus den Excentricitäten und den Voreilungswinkeln nach Formel (5) vollzogen und die verschiedenen Werthe von  $\sin(\omega - \gamma)$  bestimmt — am besten tabellarisch zusammengestellt — sind, lassen sich jetzt nach Formel (3) die verschiedenen Plattenverschiebungen:  $x_1$  (für  $\varepsilon_1 = 10$  Proc.),  $x_2$  (für  $\varepsilon_2 = 20$  Proc.) u. s. w. ermitteln.

## 2. Beispiel.

Die Excentricitäten  $r$  und  $r_0$  einer Meyer'schen Steuerung seien 70 und 60 mm, die Voreilungswinkel  $\delta = 15^\circ$  und  $\delta_0 = 80^\circ$ ; welches sind die Plattenverschiebungen für 10, 20, 30 bis 60 Proc. Füllung, oder in welcher gegenseitigen Entfernung sind die, die genannten Füllungen angegebenden Marken auf der Scala anzubringen <sup>1)</sup>?

## Aufgaben.

1. Das Grundschieberexcenter habe eine Voreilung  $\delta = 18^\circ$ , eine Excentricität  $r = 60$  mm. Die Voreilung des Expansionsexcenters von gleicher Excentricität sei  $\delta_0 = 80^\circ$ . Ferner sei die äussere Deckung des Grundschiebers 8 mm; welches ist die grösste zulässige Füllung und wie weit müssen die Platten verschoben werden, wenn 25 Proc. Füllung gegeben werden soll?

<sup>1)</sup> Es empfiehlt sich, dieses und das vorige Beispiel zu bearbeiten und die Ergebnisse mit den Resultaten aus dem Diagrammentwurf zu vergleichen.

2. Die Länge der Grundschieberkurbel  $r$  sei 70 mm und deren Voreilung  $\delta = 20^\circ$ : es soll die Voreilung des Expansionsexcenters von der Excentricität  $r_0 = 60$  mm so bestimmt werden, dass, wenn die äussere Deckung 12 mm beträgt, bei ganz zusammengerückten Schieberplatten Expansions- und Grundschieber zu gleicher Zeit abschliessen.
3. Die Voreilung des Expansionsexcenters sei  $\delta_0 = 85^\circ$ , die des Grundschieberexcenters  $\delta = 15^\circ$ , und die Excentricität  $r$  des letzteren 65 mm; wie gross ist  $r_0$  zu machen, damit bei einer äusseren Deckung von 14 mm die grösste durch den Vertheilungsschieber gestattete Füllung erzielt werden kann, und welches ist die anfängliche Eröffnung?
4. Zwei Excentriks von gleicher Excentricität 72 mm sollen zur Einrichtung einer Meyer'schen Steuerung benutzt werden, und soll bei einer äusseren Deckung von 10 mm eine anfängliche Eröffnung von 4 mm verlangt sein; wie gross sind die bezüglichen Voreilungswinkel  $\delta$  und  $\delta_0$ , wenn die durch den Vertheilungsschieber gestattete Füllung als Maximalfüllung erreicht werden soll, und wie weit sind die Expansionsplatten aus einander zu schieben, wenn die Maschine zum Stillstand gebracht werden soll?

Soll bei ganz zusammengerückten Schieberplatten der Expansionsschieber mit dem Grundschieber zugleich abschliessen, so muss, wie früher ausgeführt wurde, der Strahl  $OD_x$  in die Richtung IV fallen. Es wird also nach getroffener Wahl von  $r$ ,  $\delta$  und  $\delta_0$  die Excentricität  $r_0$  des Expansionsschiebers, oder nach getroffener Wahl von  $r$ ,  $\delta$  und  $r_0$  der Voreilungswinkel  $\delta_0$  des Expansionsschiebers so zu bestimmen sein, dass jener Anforderung Genüge geschieht.

Diese Bestimmung von  $r_0$  bzw.  $\delta_0$  kann nun durch den Entwurf des Diagramms zur Steuerung, oder auch, wie hier gezeigt werden soll, durch Rechnung in folgender Weise geschehen.

Es sei  $\omega$  der Drehwinkel der Kurbel bis zur Stellung IV, so ist:

$$\cos \omega = 1 - 2 \varepsilon_{max},$$

wobei  $\varepsilon_{max}$  die durch den Grundschieber gestattete (Maximal-) Füllung bedeutet. Soll nun  $OD_x$  mit IV zusammenfallen, so muss der Winkel  $\gamma$  mit dem Nebenwinkel von  $\omega$  sich zu  $90^\circ$  ergänzen, d. h. es muss:

$$\sin \gamma (= - \cos \omega) = 2 \varepsilon_{max} - 1$$

sein. Hierdurch ist aber  $\gamma$  bestimmt. Da nun der Winkel  $DD_0O = 180^\circ - (\delta_0 + \gamma)$ , und der Winkel  $D_0DO = \delta + \gamma$  ist, so gilt die Gleichung:

$$\frac{r}{r_0} = \frac{\sin (\delta_0 + \gamma)}{\sin (\delta + \gamma)},$$

womit der Zusammenhang der Stücke:  $r, r_0, \delta$  und  $\delta_0$  bestimmt und folglich — bei gewähltem Voreilungswinkel  $\delta_0$  — die Excentricität:

$$(1) \quad \dots \dots r_0 = r \cdot \frac{\sin(\delta + \gamma)}{\sin(\delta_0 + \gamma)} \text{ ist,}$$

oder — bei gewählter Excentricität  $r_0$  — der Voreilungswinkel sich ergibt aus:

$$(2) \quad \cos \delta_0 = \operatorname{tg} \gamma - \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 2 \left(1 - \frac{r \sin(\gamma + \delta)}{r_0 \cos \gamma}\right)},$$

wenn wir bei Auflösung der vorigen Gleichung in Bezug auf  $\cos \delta_0$  annähernd setzen:

$$\sqrt{1 - \cos^2 \delta_0} = 1 - \frac{1}{2} \cos^2 \delta_0.$$

Werden — um für die beiden Excenter dasselbe Modell zu verwenden — die Excentricitäten als gleich angenommen, so ist:

$$\sin(\delta + \gamma) = \sin(\delta_0 + \gamma),$$

oder — da  $D_0 O D$  ein gleichschenkliges Dreieck —

$$(3) \quad \dots \dots \delta_0 = 180^\circ - (2\gamma + \delta).$$

Beispiel. Bei einer Meyer'schen Expansionssteuerung arbeitet der Vertheilungsschieber mit einer Excentricität von 70 mm bei einem Voreilungswinkel von  $15^\circ$ , der Expansionsschieber mit einer Excentricität von 95 mm. Welche Voreilung ist dem letzteren zu geben, wenn er — bei ganz zusammengerückten Schieberplatten — zugleich mit dem Grundschieber abschliessen soll, bei welchem letzteren dieses bei 95 Proc. des Kolbenhubes geschieht?

#### Schlussbemerkung zur Meyer'schen Expansions-schiebersteuerung.

Handelt es sich darum, eine Steuerung zu entwerfen, bei welcher die Durchlässe im Grundschieber durch einen plattenförmigen Expansionsschieber (Plattenschieber) immer nur bei einer ganz bestimmten Stellung des Dampfkolbens abgeschlossen werden, so dass also der Expansionsschieber nur eine ganz bestimmte — etwa die vortheilhafteste — Füllung gestattet, so ist für das Schieber-system nach der oben gegebenen Anleitung das Diagramm zu entwerfen. Aus letzterem sodann die der beabsichtigten — unveränderlichen — Füllung entsprechende Plattenverschiebung  $x$  zu ermitteln.

Da nun eine weitere Plattenverschiebung weder in dem einen, noch in dem anderen Sinne verlangt wird, so ist nicht nur nach Fig. 36 eine feste Verbindung der Platten unter sich, sondern auch eine Verbindung des Expansionsschiebers auf der Stange — nach Art der Verbindung des Grundschiebers mit der Grundschieberstange — zulässig. Die Gesamtlänge des Plattenschiebers

ist  $2(l + x)$ , wobei  $l$  wie früher gleich ist der Differenz  $L - \xi_x^{max}$ <sup>1)</sup>. Für unseren Expansionsschieber kommt auch bei der ausreichenden Länge die kritische Schieberstellung in Wegfall, d. h. es wird nicht zu besorgen sein, dass bei der grössten relativen Verschiebung der beiden Schieber der Dampf auf der unrichtigen, der hinteren Seite einströmen können; vielmehr werden wir noch mehr als eine den Dampfabschluss sichernde Ueberdeckung behalten.

Dieser Umstand gestattet aber die

Durchlassmündungen am Rücken des Grundschiebers seiner Mitte näher zu bringen, d. h.  $L$  zu verkleinern, wenn nur dafür Sorge getragen wird, dass die Plattenlänge  $l$  eine dieser Annäherung gleich grosse Verkürzung erfährt. (Denn soll das Zusammenwirken beider

Schieber dem Diagrammentwurf entsprechen, so muss der relative Schieberkreis denselben Durchmesser  $OD_x$  behalten.)

Die vorerwähnte Annäherung der Durchlassmündungen ist in Fig. 37 mit  $\lambda$  bezeichnet, wonach jetzt die ursprüngliche Länge des Plattenschiebers —  $2(l + x)$  — zu verkürzen ist auf:  $2(l + x - \lambda)$ .

<sup>1)</sup> In Fig. 38 ist eine gebräuchliche, bei beiden Schiebern gleichartige Verbindung der Schieberkörper mit den Stangen dargestellt. Jeder der beiden Schieber ist von einem Rahmen umgeben, der bei kleineren Formen an die Stange angeschmiedet ist, oder in welchen — bei grösseren Schiebern — die Stangen verschraubt und durch Muttern gesichert sind. Auf diese Weise ist den Schiebern bei eingetretenem Verschleiss ein Nachsinken auf ihre Gleitflächen möglich gemacht.

Fig. 36.

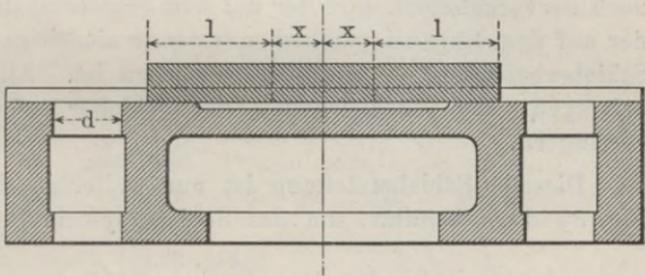


Fig. 37.

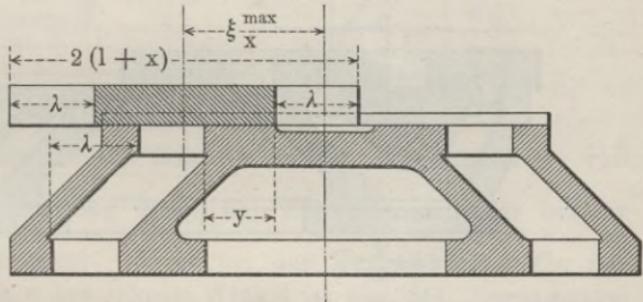
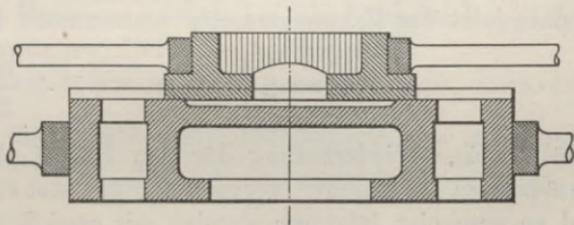


Fig. 38.

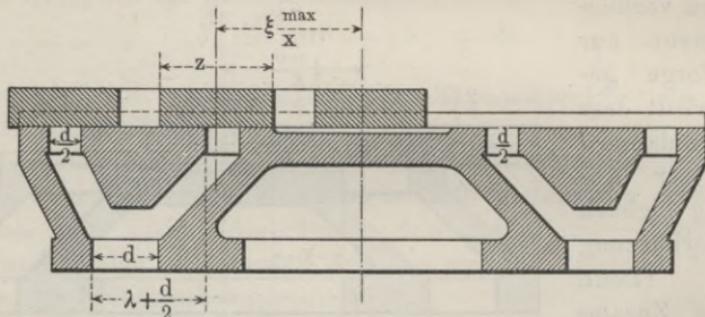


Man wird bei der Schieberverzeichnung (für die grösste relative Verschiebung) bald erfahren, wie weit man mit  $\lambda$  gehen darf, um eine noch ausreichende und sichere Ueberlappung  $y$  zu erhalten.

**Bemerkung.** Hat man durch diese Umformung erreicht, dass Grundschieber sowohl, wie Expansionsschieber leichter ausfallen, dass die auf dem Rücken des ersteren zu bearbeitende Fläche geringere Dimensionen annimmt, so ist als zweiter dadurch gewonnener Vortheil noch hervorzuheben, dass der auf dem Schieberssystem, namentlich aber der auf dem Expansionsschieber lastende einseitige Dampfdruck — die Schieberbelastung — geringer geworden ist. Alles dieses wird dazu beitragen, die zur Bewegung der Schieber erforderliche Arbeit zu verringern.

Dieselbe Schieberstellung ist nun weiter in der darauf folgenden Fig. 39 dazu benutzt, um das Schieberssystem für einen gespaltenen

Fig. 39.



Durchlass im Grundschieber zu entwerfen. — Aehnlich, wie beim Penn'schen Schieber wird bei der gleichzeitigen Verengung der beiden ein und demselben Durchlass angehörenden Mündungen von je  $\frac{d}{2}$  Höhe durch den Expansionsschieber ein präciserer Dampfabschluss erzielt.

Bei dieser Umformung tritt zu der früheren Annäherung  $\lambda$  des äusseren Durchlassrandes gegen die Grundschiebermitte noch  $\frac{d}{2}$  hinzu, so dass jetzt der Expansionsschieber nur noch die Länge:

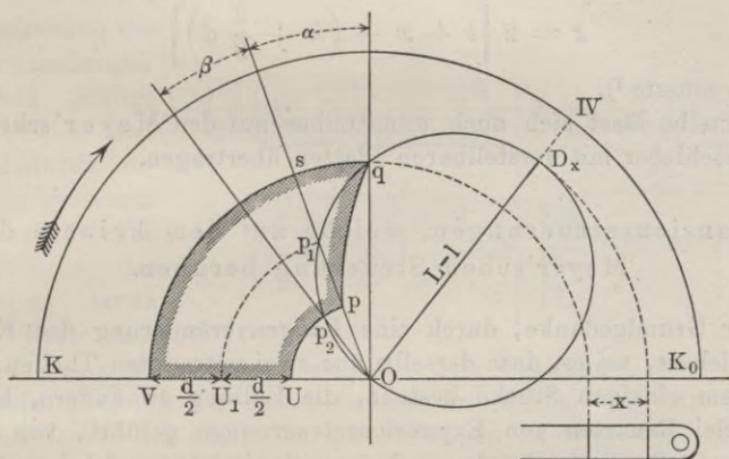
$$z = 2 \left[ l + x - \left( \lambda + \frac{d}{2} \right) \right]$$

behält. Eine Wiederholung der den Dampf absperrenden Platte für die äusseren Mündungen vervollständigt jetzt den Expansionsschieber, und so erscheint letzterer als eine mit zwei Schlitz (von mindestens  $\frac{d}{2}$  Breite) versehene Platte. Die Breite des Steges, welcher die beiden

Mündungen ein und desselben Durchlasses von einander trennt, ist so zu bemessen, dass beide Mündungen, bevor deren Verengung beginnt, gleichzeitig vollständig frei sind.

In Fig. 40 ist die Anleitung zum Entwurf des Diagramms für die vorliegende Expansionschiebersteuerung bei gespaltenem Durchlass gegeben und zwar für halbe Cylinderfüllung. Es ist die Figur  $qVU_1p_1$

Fig. 40.



das Durchlassdiagramm für die eine der beiden Mündungen — von  $\frac{d}{2}$  Höhe —, dessen Verengung durch den Expansionschieber bei der Kurbelstellung  $Op_1$  beginnt, bis er bei der Kurbelstellung  $Oq$  geschlossen ist. Der mit  $\alpha$  bezeichnete Winkel ist also der „Verengungswinkel“. Da sich nun die Vereinigung der zweiten Mündung in derselben Weise vollzieht, wie an der ersteren, so wird der Theil  $p_1qs$  des Diagramms (ähnlich wie es bei dem Diagramm für den Penn'schen Schieber geschehen ist) nur in der Richtung der Radien zu verdoppeln sein. Auf diese Weise erhält man die innere Grenze  $qp$  des Diagramms, an die sich — rückwärts — als Fortsetzung der Kreis  $pU$  anschliesst, so dass jetzt für beide Mündungen, oder die totale Durchlasshöhe  $d$ , das Diagramm  $qVUp$  gilt.

Für den ungetheilten Durchlass würde das Diagramm  $qVUp_2$  gelten, nach welchem die Verengung schon bei der Kurbelstellung  $Op_2$  eintritt, was einem Verengungswinkel  $\beta + \alpha$  entspricht.

Nach dieser Anleitung dürfte es nicht schwierig sein, auch das Diagramm für einen in drei (oder mehr) Mündungen von je  $\frac{d}{3}$  Höhe auslaufenden Durchlass zu entwerfen und den Verengungswinkel zu bestimmen. Bei drei Mündungen wäre  $VU_1 = \frac{d}{3}$  zu machen, das Diagramm der Verengung in der Richtung der Radien — statt zu

verdoppeln — zu verdreifachen, so dass dann wieder der auf  $OK$  in  $U$  ansetzende Kreis die innere Begrenzung des Durchlassdiagramms darstellte. Dabei ist indessen wohl zu berücksichtigen, dass zu der — auf beiden Seiten — vorzunehmenden Verkürzung  $\lambda$  des Expansionsschiebers noch  $\frac{2}{3}d$  anstatt  $\frac{d}{2}$  — hinzutritt, und der Schieber also in diesem Falle eine Länge:

$$z = 2 \left[ l + x - \left( \lambda + \frac{2}{3}d \right) \right]$$

erhalten müsste <sup>1)</sup>.

Dasselbe lässt sich auch unmittelbar auf den Meyer'schen Expansionsschieber mit verstellbaren Platten übertragen.

### Expansionssteuerungen, welche auf dem Princip der Meyer'schen Steuerung beruhen.

Der Grundgedanke, durch eine Längenveränderung des Expansionsschiebers, sei es, dass derselbe aus zwei getrennten Theilen, oder aus einem einzigen Stücke besteht, die Füllung zu ändern, hat zu mancherlei Bauarten von Expansionssteuerungen geführt, von denen an dieser Stelle die in der Anwendung verbreitetsten und bekanntesten, nämlich die Steuerung von Guhrauer und die Rider-Steuerung, besonders erwähnt sein mögen.

#### Steuerung von Guhrauer.

Während bei der Meyer'schen Steuerung der Zusammenhang zwischen Stange und dem Expansionsschieber durch die die Stange umschliessenden Muttern vermittelt wird, steht bei der Steuerung von Guhrauer die Stange in unmittelbarem Zusammenhange mit den den Expansionsschieber darstellenden beiden Platten, so dass diese selbst als Muttern — wenn auch nur mit ganz beschränktem Umschluss — in das auf der Stange befindliche Gewinde eingreifen. Die dadurch bedingte Vergrößerung des Gewindedurchmessers gestattet nun auch eine Vergrößerung des Steigungswinkels des Gewindeganges in dem Maasse, dass noch nicht ein voller Umlauf desselben erforderlich erscheint, um die Platten in den Grenzen zu bewegen, welche durch die grösste und die kleinste der zu erreichenden Füllungen bestimmt werden.

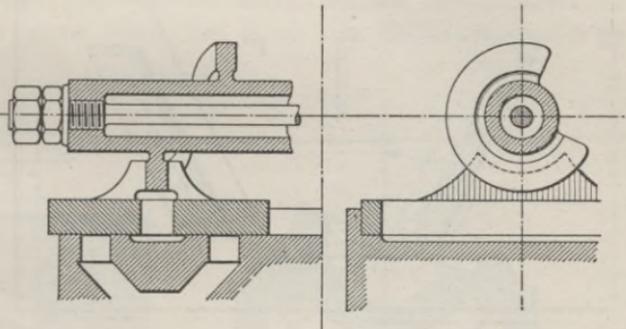
<sup>1)</sup> Bezeichnet allgemein  $n$  die Anzahl der Mündungen des Durchlasses, so ist immer die noch zu  $\lambda$  hinzutretende weitere Verkürzung:  $\frac{n-1}{n} \cdot d$  und

im Diagramm:  $VU_1 = \frac{d}{n}$ .

In Fig. 41 ist die Steuerung für die über dem linken und gespaltenen Durchlass liegende Expansionsschieberplatte und deren Eingriff mit der Stange dargestellt, und dabei zugleich der gebräuchlichen Construction, den Gewindegang auf einer mit der Stange durch gesicherte Schrauben fest verbundenen Muffe anzuordnen, Rechnung getragen. Der Vorzug der Guhrauer-Steuerung der Meyer'schen gegenüber liegt

Fig. 41.

nicht bloss in der Vereinfachung des Zusammenhanges zwischen Stange und Schieber und der dadurch erreichten grösseren Sicherheit gegen Beschädigung des Getriebes (etwa durch Festrosten,



Klemmen u. s. w.), sondern auch in dem Umstande, dass nur eine theilweise Drehung der Schieberstange erforderlich ist statt mehrerer Umdrehungen, um die Reihe der Füllungen zu erreichen. (Letzteres erscheint namentlich wichtig, wenn die Füllung durch den Regulator beeinflusst wird.)

Die Grundsätze für den Diagrammentwurf zur Guhrauer-Steuerung sind im Uebrigen dieselben, wie für die Meyer'sche Expansionssteuerung.

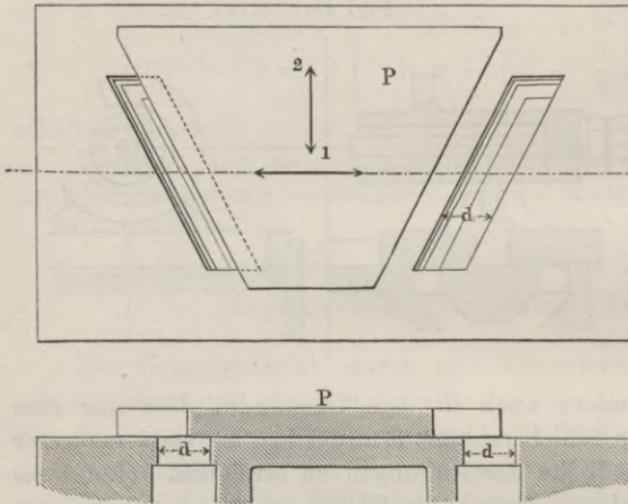
### Rider-Steuerung.

An die Stelle der beiden Platten des Meyer'schen Expansionschiebers tritt bei der Rider-Steuerung eine (ebenfalls durch ein besonderes Expansionsexcenter auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers hin und her bewegte) zu beiden Seiten (Flanken) abgeschrägte Platte *P* (s. Fig. 42, a. f. S.). Die Mündungen der Durchlässe *d* am Rücken des Vertheilungsschiebers haben eine zu jenen Flanken parallele Lage, und wenn man nun die Expansionsplatte (senkrecht zur Schubrichtung) im Sinne des Pfeiles 1 bewegt, so wird dieses gleichbedeutend sein mit einer Verbreiterung derselben, proportional der vorgenommenen Bewegung. Entgegengesetztes findet statt bei einer Verschiebung der Platte im Sinne des Pfeiles 2. Der Verschiebung *v* der Platte wird nach Fig. 43 ein Vorrücken jeder der beiden Flanken um  $x = v \cdot ctg \varphi$  entsprechen, wenn man unter  $\varphi$  die Neigung der Flanke gegen die Schubrichtung versteht, und es ist damit dasselbe erreicht, als wenn um dieselbe Strecke *x* eine jede der Meyer'schen Expansionsplatten von der Mitte des Expansionschiebers weiter abgeschoben worden

wäre, was einen entsprechend früheren Abschluss des Durchlasses  $d$  zur Folge haben würde. Eine Verschiebung der Platte im Sinne 1 hat eine kleinere, im Sinne 2 eine grössere Füllung zur Folge.

Denken wir uns nun die Platte in der Richtung 2 soweit zulässig verschoben, so wird diese Position den ganz zusammengerückten

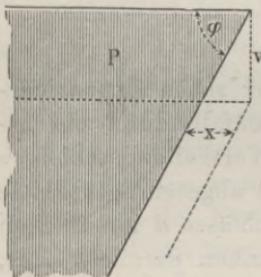
Fig. 42.



Meyer'schen Platten entsprechen (grösste Füllung). Die Verschiebung  $v$ , welche jetzt erforderlich ist, um eine kleinere Füllung zu erhalten, ergibt sich nun sofort, wenn man die — der Scala für die Meyer'sche Steuerung zu entnehmende — der beabsichtigten Füllungsänderung entsprechende

Plattenverschiebung mit  $tg \varphi$  multiplicirt. Entnehmen wir also z. B. aus der Scala der Fig. 32, um aus der Maximal- (nahezu  $\frac{3}{4}$ -) Füllung eine Füllung von 25 Proc. oder  $\frac{1}{4}$ -Füllung zu erhalten, eine erforderliche Plattenverschiebung von 27 mm, so würde beim Flankenwinkel  $\varphi = 60^\circ$  eine Verschiebung der Rider-Platte um

Fig. 43.



$$v = \frac{27}{ctg 60^\circ} = 27 \cdot tg 60^\circ \approx 47 \text{ mm}$$

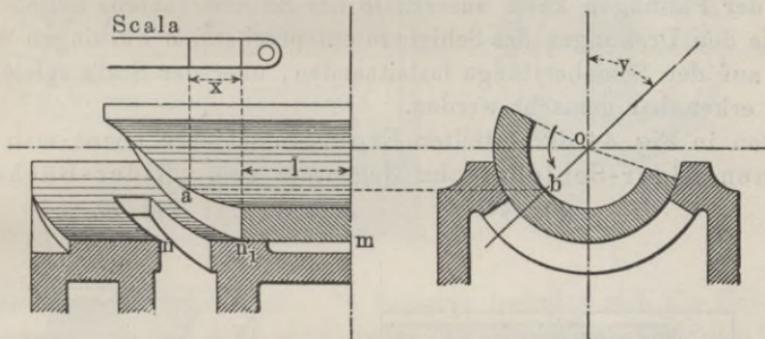
nothwendig werden u. s. w.

Was den Zusammenhang der Stange mit diesem Plattenschieber betrifft, so gilt dafür dasselbe, was in Bezug auf die in der früheren Fig. 17 dargestellte Construction (Rädchen im Eingriff mit einem quer über den Schieber gelegten Zahnkamm) gesagt ist; und wie die in Fig. 18 zur Darstellung gebrachte Schieberform aus jener ebenen Muschelform hervorgegangen ist, so ergibt sich auch durch Aufwicklung der Platte  $P$  um einen cylindrischen Kern der gewölbte Rider-Schieber, eine im Dampfmaschinenbetriebe sehr beliebte und daher auch sehr verbreitete Expansionssteuerung. Für diesen bildet der Rücken des Grundschiebers die Hohlform und die an die Stelle der Verschiebung tretende Drehung des Schieberkörpers um die Achse wird einfach durch Drehung der Schieberstange vollzogen.

Entspricht der Verschiebung  $x$  der Meyer'schen Expansionsplatte zur Erreichung einer bestimmten Füllung eine Verschiebung:  $v = x \cdot \operatorname{tg} \varphi$ , so würde dieser Verschiebung wiederum ein gewisser Drehwinkel  $y$  entsprechen müssen, der durch Rechnung, am bequemsten aber durch die — ohnedies erforderliche — Verzeichnung der Schieber nach der hierunter folgenden, sich an Fig. 44 anschliessenden Anleitung gefunden wird.

Grundschieber und Expansionschieber werden mit zusammenfallenden Mittellinien etwa über der Mitte des Schieberspiegels ge-

Fig. 44.



zeichnet <sup>1)</sup>, wobei  $l = mn - nn_1 = L - OD_x$  zu machen ist. Nun construire man nach Maassgabe des Flankenwinkels  $\varphi$  — in der Praxis zu  $50$  bis  $60^\circ$  angenommen — (oder nach dem Steigungswinkel:  $90^\circ - \varphi$ ) die den Expansionschieber abschneidende Schraubenfläche, über welcher die aus dem zugehörigen Diagramm zu entnehmende Scala so zu verzeichnen ist, dass die Marke  $A$  (vergl. Fig. 32), die den ganz zusammengerückten Meyer'schen Expansionsplatten entspricht, senkrecht über den Punkt  $n_1$  zu liegen kommt. Soll jetzt der der Plattenverschiebung  $x$  gleichwerthige Drehwinkel  $y$  bestimmt werden, so leiten wir von  $x$  den Punkt  $a$ , dann von  $a$  den Punkt  $b$  ab und ziehen  $bo$ ; die Richtung von  $bo$  schliesst jetzt mit der Verticalen den zu bestimmenden Drehwinkel  $y$  ein <sup>2)</sup>. Drehen wir also den Expansionschieber (welcher augenblicklich die grösste Füllung gestattet), im Sinne des der Figur beigefügten Pfeiles um den Winkel  $y$ , so

<sup>1)</sup> Da die Stellung der Schieber niemals derart sein kann, dass ihre Mitten gleichzeitig über der Schieberspiegelmitte sich befinden, so nennt man diese Stellung „die ideale Mittelstellung“.

<sup>2)</sup> Die der Strecke  $x$  entsprechende Verschiebung  $v = x \cdot \operatorname{tg} \varphi$  erscheint, wenn wir sie auf die obere Kante des Plattenschiebers beziehen, als Theil eines Kreises vom Halbmesser  $Ob = \rho$ , mithin ist

$$\rho \cdot \operatorname{arc} y = x \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

so dass  $y$  durch Rechnung zu bestimmen wäre aus:

$$\operatorname{arc} y = \frac{x}{\rho} \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

arbeitet der Schieber mit der der Verschiebung  $x$  entsprechenden Füllung.

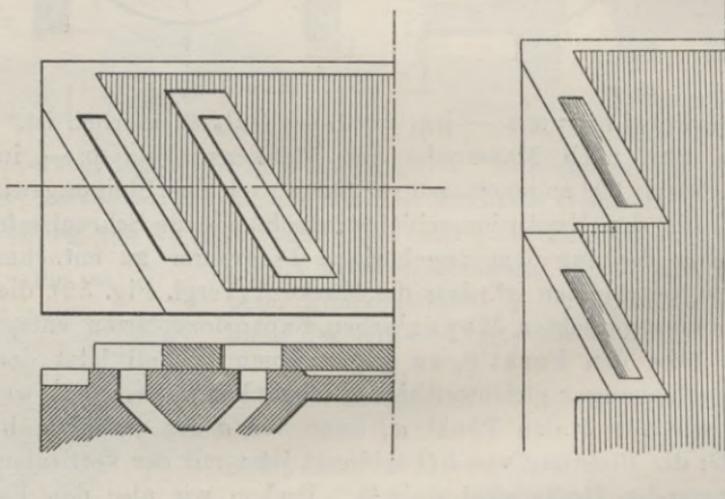
Der Centriwinkel, den der Schieber umspannen muss, ist abhängig von der noch zu erreichenden kleinsten Füllung. Auf demselben Wege, wie für  $x$ , wird sich auch für  $x_{max}$  der Winkel  $y_{max}$  feststellen lassen, und es bleibt nur noch übrig, zu beiden Seiten dieses Winkels je einen gleichen Bogentheil abzutragen, so dass bei der Einstellung des Schiebers auf die Minimal- und Maximalfüllung noch eine ausreichende Ueberdeckung bleibt.

Die durch die Bestimmung der verschiedenen Winkel  $y$  gewonnene Scala der Füllungen kann ausserhalb des Schieberkastens angebracht, und die den Drehungen des Schiebers entsprechenden Füllungen durch einen auf der Schieberstange festsitzenden, über der Scala spielenden Zeiger erkennbar gemacht werden.

Den in Fig. 44 dargestellten Expansionsschieber nennt man den „offenen Rider-Schieber“ im Gegensatz zum „Rider-Büchsen-

Fig. 45.

Fig. 46.

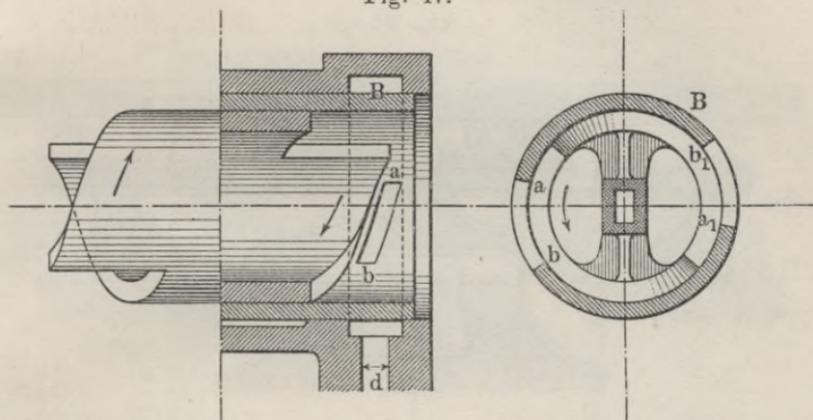


schieber“. Letzterer entsteht, wenn der aufgewinkelte Schieber eine geschlossene cylindrische Fläche ausmacht, in welchem Falle er sich in der Regel in einer ihn umschliessenden Büchse bewegt, deren Auswechslung bei eingetretenem Verschleiss den ursprünglichen dampfdichten Anschluss zwischen der mit dem Grundschieber fest verbundenen Büchse und dem — sich in zweifacher Bewegung befindlichen — Expansionsschieber wiederherstellt.

Um nun auch bei dem Rider-Schieber einen präziseren Dampfabschluss zu erreichen, kann man nach Fig. 45 wieder den Durchlassspalten, oder — was mit Rücksicht auf die Längenausdehnung des Systems praktischer erscheint — die in Fig. 42 dargestellte Construction ein- oder zweimal wiederholen, d. h. die Durchlassmündungen

neben oder nach Fig. 46 hinter einander anordnen. Die Aufwickelung eines durch einmalige Wiederholung des Trapezschiebers — also für zwei Durchlässe bestimmten — Expansionsschiebers ergibt die in Fig. 47 zur Anschauung gebrachte Form eines Büchsen-schiebers (links von der Mitte in Ansicht, rechts im Schnitt mit der den Schieber

Fig. 47.



umschliessenden Büchse *B*. In letzterer befinden sich die Durchlassmündungen *ab* und *a<sub>1</sub>b<sub>1</sub>*, von denen die Mündung *ab* in dem durchschnittenen Theil des Systems sichtbar ist <sup>1)</sup>.

#### IV. Eyth'sche Steuerung.

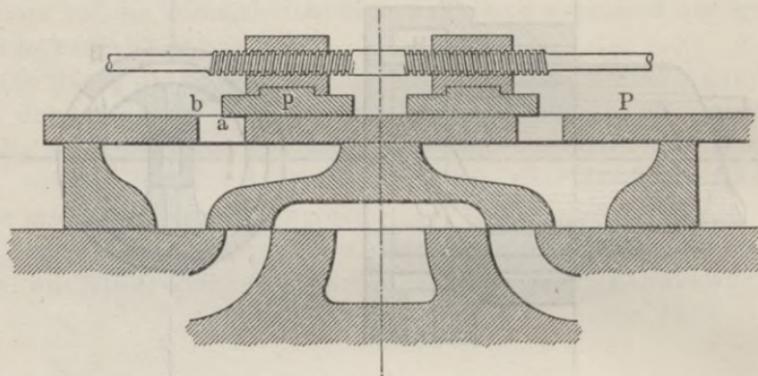
##### Erklärung der Steuerung.

Die Eyth'sche Expansionssteuerung hat mit der Meyer'schen grosse Aehnlichkeit. Die Form des Vertheilungsschiebers ist nur wenig verschieden, und besteht der Unterschied nur darin, dass die Durchlasscanäle in demselben nach dem Rücken des Schiebers hin erweitert sind (s. Fig. 48 a. f. S.). Unmittelbar über dem Grundschieber bewegt sich der Expansionsschieber, bestehend aus einer mit zwei Schlitzten versehenen Platte *P*, hin und her, jedoch so, dass die Schlitzte stets innerhalb der Ausweitungen der Durchlasscanäle sich befinden. Es wird demnach die Platte *P* dem frischen Dampfe bei jeder Stellung der Schieber den Zutritt in den Grundschieber gestatten. Ueber dem Expansionsschieber nun befinden sich die beiden Platten *p*. Diese sind in derselben Weise wie die Meyer'schen Expansions-schieberplatten verstellbar, haben im Uebrigen sonst keine andere, als

<sup>1)</sup> Häufig wird der Grundschieber aus zwei Theilen hergestellt, welche die Hohlform zu dem cylindrischen Schieber enthalten. Der obere Theil (Haube) wird dann durch Schrauben (oder auch Federn) leicht gegen den unteren gepresst.

eine zur Spiegelmitte symmetrische Stellung. Zieht sich nun bei der Bewegung der Rand  $b$  des Schlitzes in der Platte  $P$  unter den Rand  $a$  der in einer bestimmten Stellung zur Spiegelmitte befindlichen Platte  $p$ , so wird die Expansion beginnen. Es geht schon aus der Anschauung hervor, dass, je weiter die Platten von der Mitte entfernt sind, der Dampfabschluss um so eher eintreten wird, wie bei der

Fig. 48.



Meyer'schen Steuerung, dass ferner von Seite der Platten  $p$  die grösste Füllung zugelassen wird, wenn sie ganz an einander gerückt sind. Da die Expansionsplatte  $P$  dem Dampfe stets den Zutritt in den Vertheilungsschieber offen lässt, so wird auch jene Absperrung nicht vom Grundschieberweg  $\xi$ , sondern nur von der Verschiebung der Expansionsplatte abhängen, es fällt somit auch die Bedeutung der relativen Verschiebung für den Dampfabschluss fort.

#### Diagramm für die Eyth'sche Steuerung.

Es sei  $a_1$  die noch freie Oeffnung des Schlitzes in der Expansionsplatte  $P$  bei der Verschiebung  $\xi_0$  der letzteren — und der Verschiebung  $\xi$  des Vertheilungsschiebers —, ferner sei jede der Platten  $p$  von der Spiegelmitte  $M$  um die Strecke  $x$  verschoben, und die Länge dieser Platten gleich  $l$ ; endlich sei unter  $L$  die Entfernung des äusseren Randes des Schlitzes von der Mitte  $M_0$  des Expansionschiebers  $P$  verstanden. Aus der Fig. 49 folgt daher:

$$L = a_1 + l + x + \xi_0,$$

also für die Durchlassöffnung  $a_1$  der Werth:

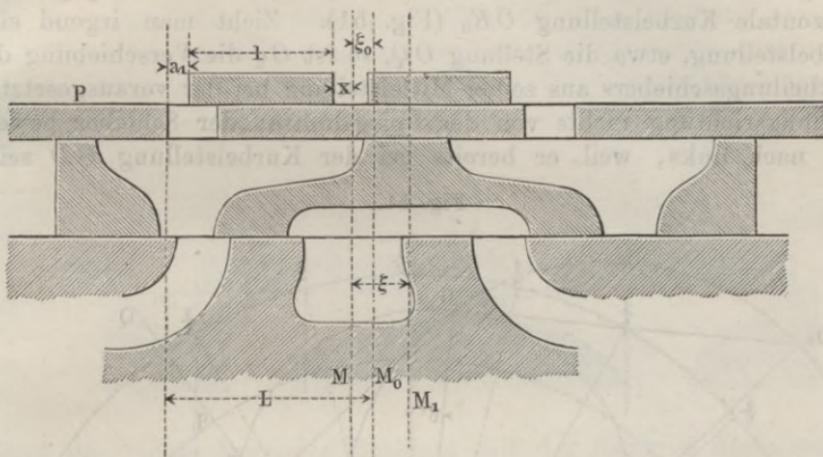
$$a_1 = L - l - x - \xi_0.$$

Ein Vergleich dieses Ausdruckes mit dem entsprechenden Ausdruck für  $a_1$  bei der Meyer'schen Expansionssteuerung zeigt, dass bezüglich des Dampfabschlusses der Expansionschieberkreis hier von derselben Bedeutung ist, wie dort der relative Schieberkreis, dass ferner

die Bewegung des Vertheilungsschiebers, wie bereits oben erwähnt wurde, hier nicht zur Sprache kommt.

Aus der Bedeutung des Expansionschieberkreises für diese Steuerung folgt aber auch zugleich, dass seine Lage im Diagramm auch der

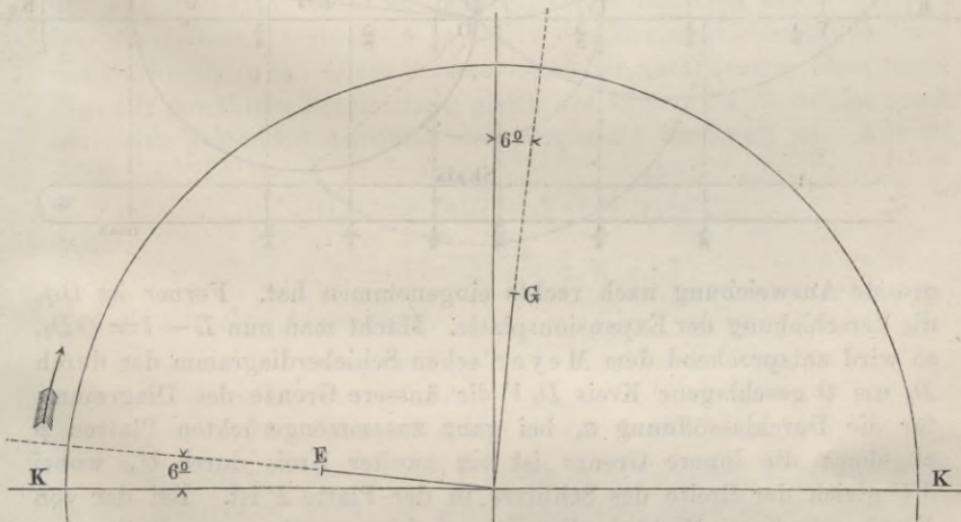
Fig. 49.



Lage des relativen Schieberkreises bei der Meyer'schen Steuerung entsprechen muss, d. h. das Expansionsexcenter wird für die vorliegende Steuerung eine negative Voreilung haben.

Nach Eyth wird die Voreilung  $\delta$  des Grundschieberexcenters zu  $6^\circ$  angenommen, und daher der Schieber nur mit einer kleinen äusseren

Fig. 50.

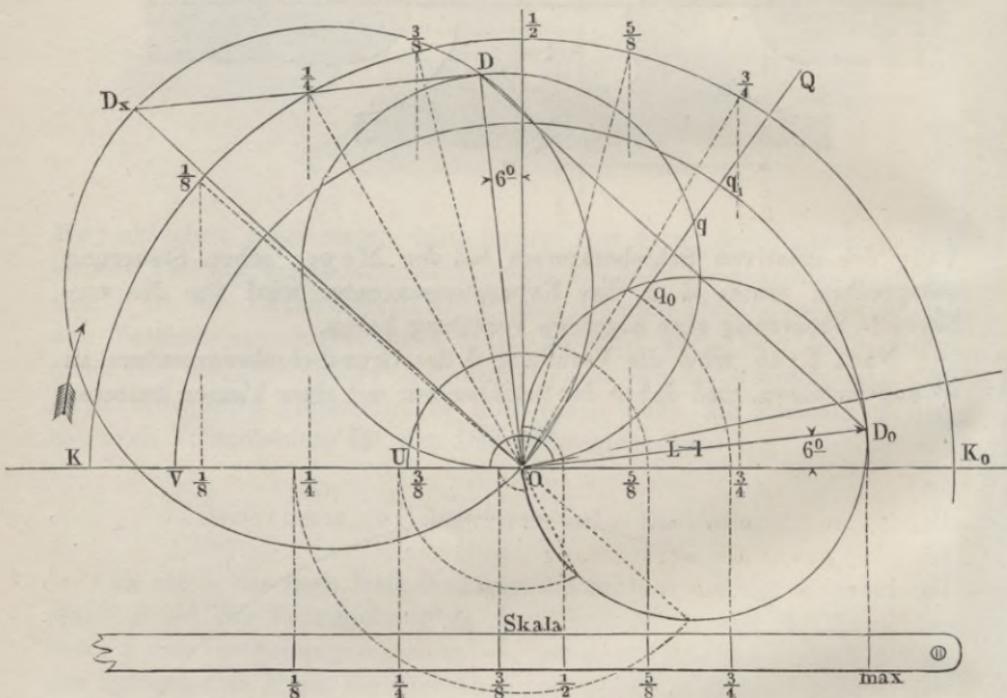


Deckung  $e$  versehen, während das Expansionsexcenter der Kolbenkurbel nur um etwa  $6^\circ$  vorgeht, die Schieberkurbeln also rechtwinklig zu einander stehen. Der negative Voreilungswinkel des Expansionsexcenters ist also etwa  $84^\circ$  und die Kurbeln haben auf der

Welle die in Fig. 50 (a. v. S.) angedeutete Stellung. ( $K$  = Kolbenkurbel,  $E$  = Expansions- und  $G$  = Grundschieberexcenter.)

Es ist  $OD = r$  (Excentricität des Grundschiebers) und  $OD_0 = r_0$  (Excentricität des Expansionsschiebers) abzutragen unter dem Voreilungswinkel  $-84^\circ$  an der Verticalen, oder unter  $6^\circ$  gegen die horizontale Kurbelstellung  $OK_0$  (Fig. 51). Zieht man irgend eine Kurbelstellung, etwa die Stellung  $OQ$ , so ist  $Oq$  die Verschiebung des Vertheilungsschiebers aus seiner Mittelstellung bei der vorausgesetzten Drehungsrichtung rechts von der Spiegelmitte; der Schieber bewegt sich nach links, weil er bereits bei der Kurbelstellung  $OD$  seine

Fig. 51.



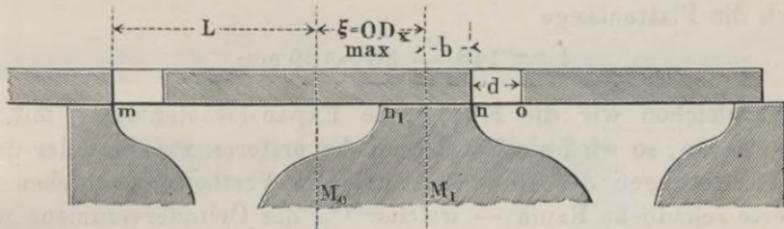
grösste Ausweichung nach rechts eingenommen hat. Ferner ist  $Oq_0$  die Verschiebung der Expansionsplatte. Macht man nun  $L - l = OD_0$ , so wird entsprechend dem Meyer'schen Schieberdiagramm der durch  $D_0$  um  $O$  geschlagene Kreis  $D_0V$  die äussere Grenze des Diagramms für die Durchlassöffnung  $a_1$  bei ganz zusammengerückten Platten  $p$  abgeben; die innere Grenze ist ein zweiter Kreis durch  $U$ , wobei  $VU$  gleich der Breite des Schlitzes in der Platte  $P$  ist. Bei der von Eyth getroffenen Wahl der Voreilung  $\delta_0$  können sehr grosse Füllungen, und die Füllung, welche der Grundschieber zulässt, als Maximalfüllung erreicht werden.

Der Entwurf der Scala geschieht in derselben Weise, wie bei der Meyer'schen Steuerung.

Noch handelt es sich um die Ermittlung der Ausweitung der Durchlasscanäle am Rücken des Grundschiebers. Derselbe ergibt sich aus der grössten relativen Verschiebung der beiden Schieber, wobei die absolute Entfernung des Grundschiebers von der Spiegelmitte gleichgültig bleibt.

Es nehme der Expansionsschieber diejenige Stellung ein, die nach links hin am weitesten von der Grundschiebermitte entfernt ist (s. Fig. 52), alsdann trifft der äussere Rand des links liegenden Schlitzes mit der Kante  $m$  des Vertheilungsschiebers, und der innere

Fig. 52.



Rand des rechts liegenden Schlitzes mit der Kante  $n$  desselben zusammen, da sich ja der Schlitz bei jeder Stellung der beiden Schieber im Bereiche der Erweiterungen befinden soll, die Kanten  $m$  und  $n$  von den Schlitzkanten also nicht überschritten werden dürfen. Demnach wäre also der Abstand der Mittellinie  $M_0$  des Expansionsschiebers von der mit  $O$  bezeichneten Kante gleich der Summe aus der grössten relativen Verschiebung:  $\xi_x \max$  (welche gleich dem Durchmesser  $OD_x$  des auf bekannte Weise zu konstruierenden relativen Schieberkreises ist) der halben Stegbreite  $b$  in Mitte des Grundschieberrückens und der Schlitzbreite  $d$ . Diese Summe ist daher nach unserer oben (siehe Fig. 49) gewählten Bezeichnung gleich der Dimension  $L$ , welche somit bei einer passenden Annahme des Steges  $2b$  bestimmt ist. Nun ist nach Fig. 51

$$OD_x = D_0 D = \sqrt{r^2 + r_0^2},$$

daher:

$$L = \sqrt{r^2 + r_0^2} + b + d$$

und die gesuchte Ausweitung:

$$mn_1 = L + \sqrt{r^2 + r_0^2} - b$$

oder

$$mn_1 = 2\sqrt{r^2 + r_0^2} + d.$$

Die Längen  $l$  der Platten  $p$  lassen sich, nachdem  $L$  gefunden ist, leicht bestimmen nach der oben gemachten Bemerkung, dass man  $L - l = OD_0 = r_0$  mache; man hat demnach von der Dimension  $L$  nur die Excentricität des Expansionsschiebers in Abzug zu bringen, um die Plattenlänge  $l$  zu erhalten. Es ist also:

$$l = L - r_0 = \sqrt{r^2 + r_0^2} + b + d - r_0.$$

Beispiel. Die Grundschieberexcentricität bei einer Eyth'schen Steuerung sei  $r = 70$  mm, die Excentricität des Expansionschiebers  $r_0 = 50$  mm, ferner sei die Schlitzbreite  $d = 36$  mm, und der Steg  $2b = 54$  mm; alsdann ist die grösste relative Verschiebung:

$$\xi_x \max = \sqrt{4900 + 2500} = \sqrt{7400} \approx 86 \text{ mm,}$$

folglich

$$L = 86 + 27 + 36 \approx 149 \text{ mm}$$

und die Ausweitung

$$mn = 2,86 + 36 \approx 208 \text{ mm,}$$

endlich die Plattenlänge

$$l = 149 - 50 \approx 99 \text{ mm.}$$

Vergleichen wir die Eyth'sche Expansionssteuerung mit der Meyer'schen, so wird als Uebelstand der ersteren zunächst der durch die Erweiterungen der Durchlasscanäle im Vertheilungsschieber vergrösserte schädliche Raum — welcher  $\frac{1}{20}$  des Cyindervolumens nicht überschreiten soll —, sowie die in Folge dieser Erweiterung nothwendige Länge des Vertheilungsschiebers hervorzuheben sein. Dagegen ist der Apparat, der dazu bestimmt ist, die jeweiligen Füllungen anzuzeigen, bei der Meyer'schen Steuerung ein complicirterer, weil bei dieser die Stange, durch deren Drehung die Plattenentfernung regulirt wird, eine hin- und hergehende Bewegung ausführt, während sie sich bei der Eyth'schen Steuerung in Ruhe befindet. Es werden durch jene Bewegung auch die die Platten führenden Gewinde mit der Zeit angegriffen, weshalb man auch versucht hat, den Verstellmechanismus der Platten ausserhalb des Schieberkastens anzuordnen (Expansionsvorrichtung von Theis und von Gessner<sup>1)</sup>).

Hierdurch wird auch der zweite Uebelstand umgangen, der darin besteht, dass die Gewinde im Dampfraume, wenn die Maschine längere Zeit mit derselben Füllung gearbeitet hat, in den sie umgebenden — die Platten führenden — Muttern festfrosten, bei einer Plattenverstellung versetzt werden, was mit der Zeit einen klappernden und schlotternden Gang der Platten zur Folge hat.

## V. Steuerung von Farcot oder Schlepsschiebersteuerung.

### Erklärung der Steuerung.

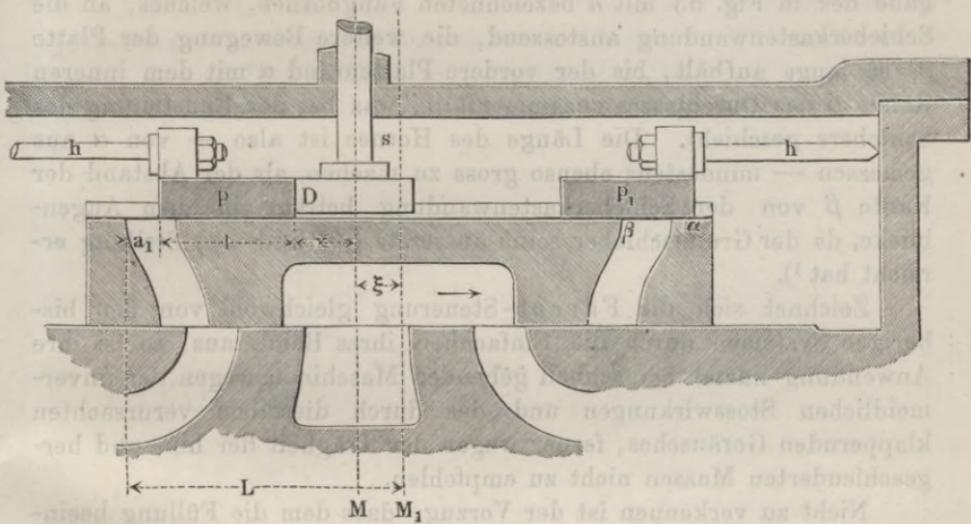
Wesentlich verschieden von den bisher behandelten Doppelschiebersteuerungen ist die Schlepsschiebersteuerung von Farcot.

<sup>1)</sup> Das Nähere über die Theis'sche Expansionsvorrichtung findet sich in der „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1872, Heft 12.

Bei dieser Steuerung besteht der Expansionsschieber aus zwei vollständig von einander getrennten, auf dem Rücken des Grundschiebers aufliegenden Platten  $p$  und  $p_1$ , s. Fig. 53, so dass diese von dem Grundschieber mitgenommen, geschleppt werden. Es ist also ein zweites (— Expansions- —) Excenter nicht vorhanden.

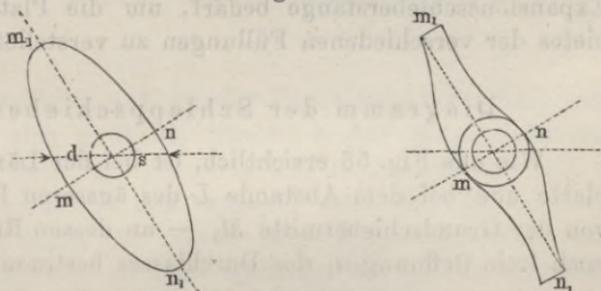
Die Verengung, bezw. den Abschluss des Durchlasses im Grundschieber veranlasst die über der Mitte des Schieberspiegels schwebende „Stossscheibe“  $D$ , durch welche die Platten in ihrer Bewegung auf-

Fig. 53.



gehalten werden — in Fig. 53 die Platte  $p$  bei der Bewegung des Grundschiebers nach rechts —, und zwar um so früher, je grösser der in die Schubrichtung fallende Halbmesser  $x$  der Stossscheibe ist. Giebt man daher der letzteren eine elliptische oder  $S$ -förmige Gestalt nach Fig. 54, so bedarf es nur einer Drehung der Scheibe, um die verschiedenen Halbmesser zur Wirkung kommen zu lassen,

Fig. 54.



um einen früheren oder späteren Dampfabschluss herbeizuführen. — Dem kleinsten Werthe von  $x$ , oder dem Scheibendurchmesser  $mn$  wird der späteste Dampfabschluss, die grösste Füllung, dem Durchmesser  $m_1n_1$  andererseits die kleinste Füllung entsprechen.

Ist der Dampfabschluss noch nicht erreicht, wenn der Grundschieber seine äusserste Stellung (— nach rechts —) eingenommen hat, so wird durch den Expansionsschieber überhaupt kein Abschluss

herbeigeführt, so dass also als grösste durch den Expansionschieber erreichbare Füllung diejenige zu bezeichnen ist, welche der Endstellung des Grundschiebers entspricht. Bei normaler Steuerung ist also halbe Cylinderfüllung die erreichbar grösste Füllung, bei Steuerung mit Voreilung ist sie nach Maassgabe des gewählten Voreilungswinkels kleiner.

Wenn auf der einen Seite die Platte  $p$  den Dampfabschluss herbeigeführt hat, so muss auf der anderen Seite dafür Sorge getragen werden, dass die Platte  $p_1$  den von ihr noch verschlossenen Durchlass für die umgekehrte Schieberbewegung wieder frei macht. Dieses ist die Aufgabe des in Fig. 53 mit  $h$  bezeichneten Fanghornes, welches, an die Schieberkastenwandung anstossend, die weitere Bewegung der Platte  $p_1$  so lange aufhält, bis der vordere Plattenrand  $\alpha$  mit dem inneren Rande  $\beta$  des Durchlasses zusammenfällt, was bei der Endstellung des Schiebers geschieht. Die Länge des Hornes ist also — von  $\alpha$  aus gemessen — mindestens ebenso gross zu machen, als der Abstand der Kante  $\beta$  von der Schieberkastenwandung beträgt in dem Augenblicke, da der Grundschieber seine äusserste (— End- —) Stellung erreicht hat<sup>1)</sup>.

Zeichnet sich die Farcot-Steuerung gleichwohl von den bisherigen Systemen durch die Einfachheit ihres Baues aus, so ist ihre Anwendung zumal bei schnell gehenden Maschinen wegen der unvermeidlichen Stosswirkungen und des durch dieselben verursachten klappernden Geräusches, ferner wegen der Trägheit der hin- und hergeschleuderten Massen nicht zu empfehlen.

Nicht zu verkennen ist der Vorzug, dass dem die Füllung beeinflussenden Regulator nur die Aufgabe zufällt, die mit den Expansionsplatten in keinem gesicherten (— kinematischen —) Zusammenhange befindliche Stossscheibe in drehende Bewegung zu versetzen. Deshalb wird auch seine Empfindlichkeit weniger beeinträchtigt, als bei den früheren Doppelschiebersteuerungen, zumal bei der Meyer'schen und Eyth'schen Steuerung, bei welchen es mehrerer Umdrehungen der Expansionschieberstange bedarf, um die Platten innerhalb des Gebietes der verschiedenen Füllungen zu verstellen.

### Diagramm der Schleppschiebersteuerung.

Wie aus Fig. 53 ersichtlich, ist bei der Länge  $l$  einer Expansionsplatte und bei dem Abstände  $L$  des äusseren Randes des Durchlasses von der Grundschiebermitte  $M_1$  — an dessen Rücken gemessen — die noch freie Oeffnung  $a_1$  des Durchlasses bestimmt durch die Gleichung:

$$L = a_1 + l + x + \xi,$$

<sup>1)</sup> Die Stossfläche für das Horn  $h$  bildet häufig eine an die Kastenwandung angegossene, in den Schieberkastenraum hineinragende Warze, oder eine Stellschraube, welche eine nachträgliche Regulirung des oben bezeichneten Abstandes ermöglicht.

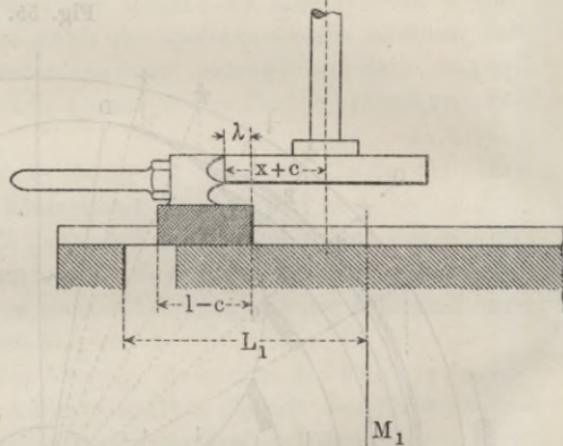
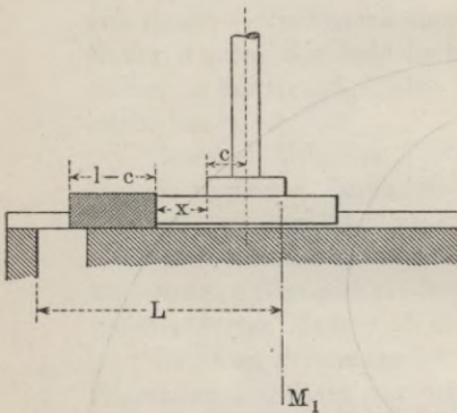


dass die Werthe von  $x$  (als Halbmesser der Stossscheibe) von der Spindelaxe aus gemessen seien. Eine Aenderung des Verhältnisses wird nicht eintreten, wenn wir  $x$  vom Nabenkreise der Stossscheibe aus abtragen, dafür aber die Platte um den Halbmesser des Nabenkreises, den wir mit  $c$  bezeichnen wollen, verkürzen, so dass deren Länge  $L - r - c$  ist. Dieses geht ohne Weiteres aus der Vergleichung der beiden Figuren 53 und 56 hervor.

Die an dem System angestellten Beobachtungen setzen voraus, dass sich am hinteren Rande der Platte — und zwar in der Mitte derselben — eine genügend hervortretende Schärfe (Zuschärfung) befinde, die in einer zur Spindel  $s$  parallelen Geraden beim Stoss an die Scheibe zur Berührung kommt mit letzterer. Bei praktischer

Fig. 56.

Fig. 57.



Ausführung versieht man indessen die Platte nach Fig. 57 mit einem die Zuschärfung tragenden Ansatz, der dem hinteren Plattenrande um die Abmessung  $\lambda$  zurückstehen kann. Um nun das bisherige Verhältniss der Plattenstellung der Durchlassmündung gegenüber festzuhalten, ist letztere um dasselbe Stück  $\lambda$  der Mitte  $M_1$  des Grundschiebers näher zu rücken, d. h. es ist  $L_1 = L - \lambda$ .

Zur Untersuchung, ob nicht bei der kleinsten noch gewünschten Füllung, d. i. bei Anwendung des grössten Scheibenhalbmessers  $x_{max}$ , die Platte von der hinteren Seite her dem Dampf den Zutritt nach dem Durchlass gestattet, verzeichnen wir wieder — wie es bei der Meyer'schen Steuerung geschehen ist —, die kritische Schieberstellung. Dieselbe tritt ein, sobald der Schieber seine Endstellung erreicht hat, sich also von Mitte des Schieberspiegels, oder von der Axe der Stossscheibenspindel im Abstände  $r$  befindet, wie in Fig. 58 dargestellt ist. Soll jetzt die Platte noch die Sicherheitsüberdeckung  $y$  behalten, so muss

$$L = d + y + r + c + x_{max} - \lambda$$

sein, was aus der Figur ohne Weiteres abzulesen ist.

Bemerkung. Sollte sich bei der Verzeichnung der kritischen Schieberstellung ergeben, dass sich bei der bisherigen Plattenlänge  $l - c$  eine genügende Ueberdeckung  $y$  nicht herausstellt, so kann man unbeschadet der Richtigkeit der Construction die Platte auf der der Stossscheibe zugekehrten Seite um das zur Erreichung der Ueberdeckung erforderliche Stück verlängern.

Die sich bei der

Schleppschiebersteuerung nur sehr langsam vollziehende Verengung des Durchlasses lässt es mehr als bei den früheren Steuerungen angebracht erscheinen, den Durchlass am Rücken des Grundschiebers in mehreren Mündungen

auslaufen zu lassen. Es dürfte genügen, hier auf das entsprechende Capitel bei der Meyer'schen Steuerung hinzuweisen und auf das in Fig. 59 dargestellte Durchlassdiagramm. Dasselbe ist für die grösste zulässige Füllung einer Farcot-Steuerung entworfen unter

Fig. 58.

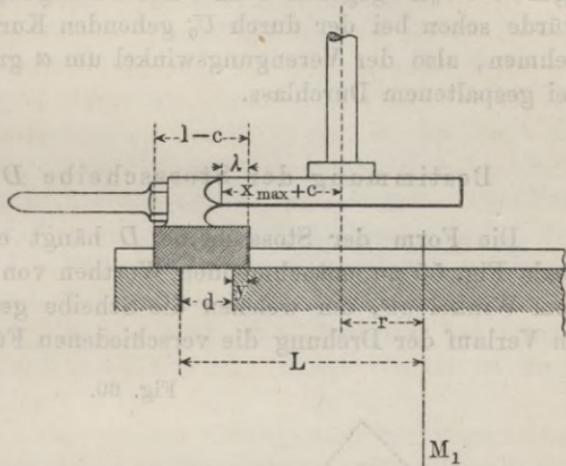
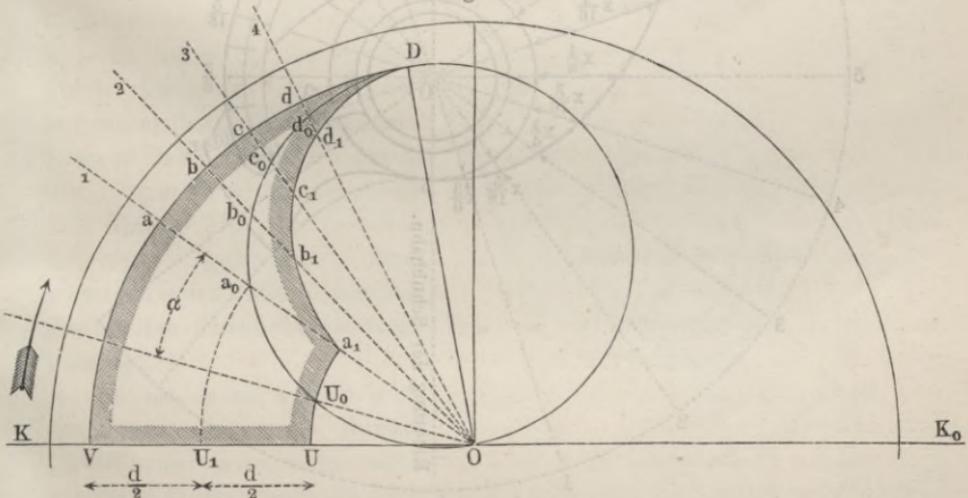


Fig. 59.



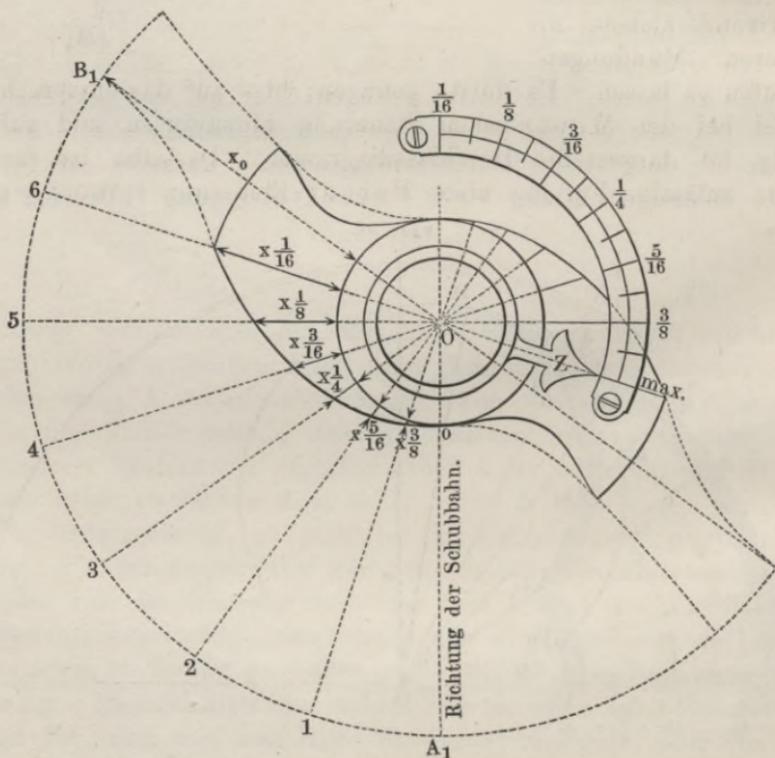
der Voraussetzung, dass der Durchlass — von der Höhe  $d$  — in zwei Mündungen — von je  $\frac{d}{2}$  Höhe — ausläuft. Das Durchlassdiagramm für eine der beiden Mündungen ist die Figur  $VU_1a_0D$ , wonach die Verengung bei der Kurbelstellung  $0,1$  beginnt. Das Dia-

gramm für beide Mündungen entsteht, wenn  $a_0 a_1$  auf der Kurbelstellung 0,1 gleich  $aa_0$ , dann  $b_0 b_1$  auf der nächsten Kurbelstellung 0,2 gleich  $bb_0$ , im Weiteren  $c_0 c_1$  gleich  $cc_0$  u. s. f. gemacht wird. Das entstehende Diagramm ist die Flächenfigur  $VUa_1 D$ . Bei nicht gespaltenem Durchlass würde das Durchlassdiagramm durch die Flächenfigur  $VUU_0 D$  gegeben sein. Die Verengung der Durchlassmündung würde schon bei der durch  $U_0$  gehenden Kurbelstellung ihren Anfang nehmen, also der Verengungswinkel um  $\alpha$  grösser sein, als derjenige bei gespaltenem Durchlass.

### Bestimmung der Stossscheibe $D$ aus der Scala.

Die Form der Stossscheibe  $D$  hängt einmal von den aus der Scala Fig. 55 zu entnehmenden Werthen von  $x$  und zum zweiten von dem Winkel ab, um welchen die Scheibe gedreht werden soll, damit im Verlauf der Drehung die verschiedenen Füllungen erreicht werden.

Fig. 60.



In der Fig. 60 ist als Drehwinkel der Winkel  $A_1 O B_1$  angenommen und dieser — der Anzahl der Theilstriche auf der Scala entsprechend — in sieben gleiche Winkelräume getheilt. Vom Nabekreise aus sind die verschiedenen Werthe von  $x$  für die von  $1/16$  zu  $1/16$

fortschreitenden Füllungen auf den Halbmessern abgetragen und der Construction noch eine Scala beigefügt, über welcher der mit der Spindel  $s$  verbundene Zeiger  $z$  die durch eine (— Links- —) Drehung der Scheibe nach einander erreichbaren Füllungen bemerklich macht.

Da die Richtung der Schubbahn mit  $A_1 O$  zusammenfallen soll, und in derselben Richtung sich die Stossscheibenflanke an den Nabekreis anschliesst (entsprechend  $x = 0$ ), so wird auf der Scala als Füllung die Maximalfüllung angezeigt werden müssen u. s. w. — Der in der Richtung  $OB_1$  aufgetragene Werth  $x_0$  (— in der Scala die Strecke  $AO$  —) gestattet, durch Drehung um den Winkel  $A_1 O B_1$  in die Schubrichtung gebracht, überhaupt keinen Dampfzutritt (Null-Füllung) und ist bei der Verzeichnung der Stossscheibenflanke, desgleichen beim Entwurf der Füllungsscala in Fig. 60 ausgeschlossen. Als kleinste zu erreichende Füllung ist  $1/16$  oder etwa 6 Proc. des Kolbenhubes angenommen, welche nach einer Drehung der Scheibe um den Winkelraum  $A_1 O 6$  erreicht wird. Dieser Winkel ist durch Anschlagstifte zu begrenzen.

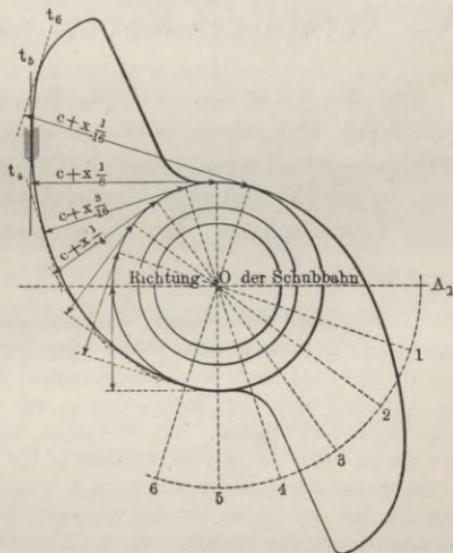
Wenn auch die aus der vorigen Construction hervorgegangene Stossscheibenform sich dem bisherigen Entwicklungsgange unmittelbar anschliesst, so ist dieselbe doch deshalb weniger zu empfehlen, weil bei einer Drehung der Scheibe der Anschlag (die Zuschärfung) einen

— von der Neigung der Scheibenflanke gegen die Schubrichtung abhängigen — seitlichen Druck erfährt, der bei schwereren Constructionen leicht zu einem Sperren oder Klemmen der Platte zwischen ihren Führungen Anlass geben könnte. Diesem Uebelstande ist durch die nachstehend beschriebene und durch Fig. 61 zur Anschauung gebrachte Entstehungsweise einer zweiten Form der Stossscheibe vorgebeugt.

Es ist dabei wieder ausgegangen von dem Winkel  $A_1 O 6$ , der wieder in sechs gleiche Theile getheilt ist, entsprechend den von  $1/16$

zu  $1/16$  fortschreitenden Füllungen von der Maximalfüllung herab bis zu  $1/16$ -Füllung. In den Schnittpunkten der Theilradien mit dem Nabekreise sind die den einzelnen Füllungen zugehörigen Strecken:  $c + x_{1/16}$ ,  $c + x_{1/8}$ ,  $c + x_{3/16}$  u. s. f. als Tangenten am Kreise abge-

Fig. 61.



tragen und auf diesen in den Endpunkten der Strecken die Senkrechten:  $t_6, t_5, t_4$  u. s. f. errichtet, an welche sich die Umrisslinie des einen — links liegenden — Flügels der Stossscheibe anschmiegt. Die Uebertragung der Linie in diametraler Richtung liefert den anderen Flügel der Scheibe.

Die Scheibe ist bei der angenommenen Stossrichtung  $A_1 O$  für  $\frac{1}{8}$ -Füllung eingestellt, da die Tangente  $c + x_{\frac{1}{8}}$  parallel ist zur Stossrichtung. Daher ist  $t_5$ , und der Construction der Umrisslinie zufolge auch der sich an  $t_5$  anschmiegende Theil derselben mit der zum Stoss kommenden Kante der Platte  $p$  parallel (zur Schubrichtung senkrecht). Erfolgt also der Stoss gleichwohl nicht in der durch die Spindel gelegten Mittelebene, sondern seitlich von derselben, so wird doch der in der Richtung der Plattenkante eben abgeschnittene Stossansatz bei einer Drehung der Scheibe — nach links — keinen seitlichen Druck erfahren<sup>1)</sup>. (In der Figur sind die beim Stoss zur Berührung kommenden Stellen durch Schraffirung hervorgehoben.) Bei einer Drehung der Scheibe nach rechts wird sich diese von dem Stossansatz trennen, und wird die Drehung so weit ausgedehnt, dass der Halbmesser  $O_5$  in die Schubrichtung fällt, so wird die Scheibe für die grösste noch mögliche Füllung eingestellt sein. Die Füllungsscala aus der vorigen Fig. 60 lässt sich ohne Weiteres auf unsere neue Schieberform übertragen mit dem Unterschiede, dass der Zeiger  $Z$  auf die Marke:  $\frac{1}{8}$  zu verlegen ist.

## VI. Vereinigte Meyer- und Farcot-Steuerung.

Um die Vortheile, welche die nach dem Meyer'schen Princip arbeitenden Doppelschiebersteuerungen einerseits, und die Schleppliebersteuerung andererseits aufweisen, zu vereinigen, um also neben einem möglichst präcisen Dampfabschluss die der Farcot-Steuerung eigene Vereinfachung der Einwirkung des Regulators auf den Ex-

<sup>1)</sup> Den bei der ersten Stossscheibenform stattfindenden Stossvorgang nennt man „centralen“ Stoss; die Berührstelle der zusammenstossenden Körper liegt auf der Verbindegeraden ihrer Schwerpunkte. Im Gegensatz dazu befindet sich der Stossvorgang bei der zweiten Form der Scheibe, der „excentrische“ Stoss. Im Weiteren spricht man von einem „schiefen“ und „geraden“ Stoss, je nachdem die den Stoss aufnehmende Fläche an der Berührstelle zur Stossrichtung geneigt, oder normal zu derselben ist. Hiernach ist der Stoss bei der ersteren der Scheibenformen ein „centraler schiefer“, bei der anderen ein „excentrischer gerader“. Die bei der zuletzt genannten Stossweise störenden (— auf eine Drehung des stossenden Theiles hinarbeitenden —) Wirkungen sind um so bedeutungsloser, je näher die Stossstelle der Mittelebene durch die Spindel liegt. Bei den praktischen Ausführungen dürfte dieser Abstand um Weniges grösser sein, als der Halbmesser des Nabenkreises für die Scheibe.

pansionsmechanismus zu erzielen, haben sich Steuerungen herausgebildet, deren kurze Erwähnung hier am Platze sein dürfte.

Die Stellung der Excenter bei der Meyer'schen Steuerung und den ihr verwandten Steuerungen (Guhrauer und Rider) der Kolbenkurbel gegenüber ist der Art, dass die durch sie betriebenen Schieber sich in entgegengesetzter Richtung bewegen, während sich die Kolbenkurbel im Winkelraum  $D_0 OD$  (vergl. das Diagramm zur Meyer'schen Steuerung) dreht, und zwar der Grundschieber nach rechts — bis zur Kurbelstellung  $OD$  —, und der Expansionsschieber nach links — von der Kurbelstellung  $OD_0$  an.

Die innerhalb der gedachten Kurbeldrehung sich vollziehende Verengung des Durchlasses und dessen Abschluss wird also als Ergebniss des Zusammenwirkens beider Schieber erscheinen, indem sich die Durchlassmündung einerseits nach rechts verschiebt, während die den Dampf nach und nach abschneidende Expansionsplatte sich in ihrer Bewegung nach links befindet.

Dieser Umstand hat zu dem Gedanken geführt, demjenigen Organe, durch welches bei der Schlepsschiebersteuerung die auf dem Grundschieber liegende Platte  $p$  aufgehalten wird, eine Bewegung zu ertheilen, wie sie dem Meyer'schen Expansionsschieber eigen ist. Auf solche Weise ist erreicht, dass nach erfolgtem Anstoss der Platte am gedachten Organ dieses die Platte mitnimmt, dass also von da ab das Princip des Schlepsschiebers aufhört und das System nach Art der Meyer'schen Steuerung weiter arbeitet.

Wir finden diesen Gedanken zuerst in der von Krause gebauten Steuerung verwirklicht<sup>1)</sup>. Das neue, an die Stelle der Stossscheibe  $D$  tretende Organ ist eine ebene, mit schrägen Flanken versehene Platte  $P$  (s. Fig. 62 a. f. S.), deren Mittellinie der Mitte  $M_0$  des Meyer'schen Expansionsschiebers entspricht.

Der Schlepsschieber  $p$ , in gleicher Neigung abgescrägt, hat — bei der Bewegung des Grundschiebers nach rechts — die Platte  $P$  erreicht, welche sich ihrerseits, betrieben durch das Expansions-excenter, in der Bewegung nach links befindet und, den Schlepsschieber  $p$  vor sich her schiebend, im Zusammenwirken mit dem Grundschieber die demnächst erfolgende Verengung des Durchlasses herbeiführt.

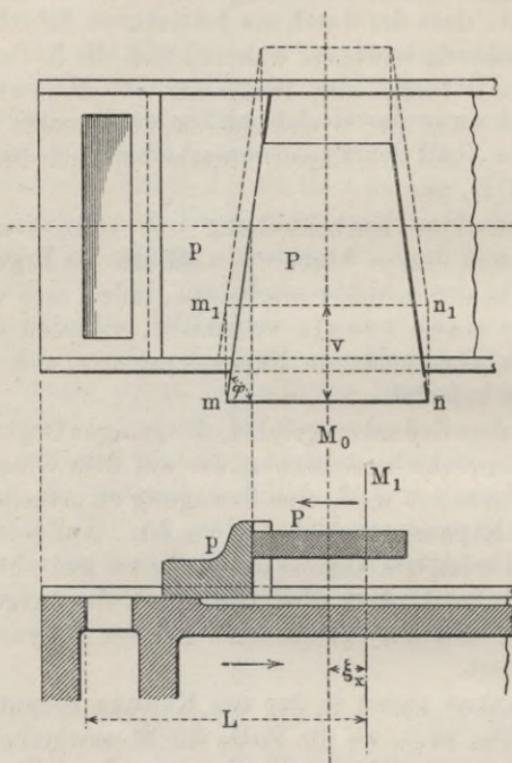
Wird während des Betriebes  $P$  in die punktirte Lage gebracht, also um  $v$  verschoben (— was bei der ausgeführten Steuerung durch

---

<sup>1)</sup> Die sehr sinnreiche, an dieser Stelle nur ihrem Wesen nach betrachtete Steuerung von Krause findet sich nebst dem zugehörigen Diagramm im „Civilingenieur“, Jahrg. 1869, Heft IV ausführlich beschrieben. Sie bildet zu den neueren Ausführungen der hierher zu rechnenden Steuerungen einen ähnlichen Uebergang, wie der Rider-Plattenschieber zu den späteren Constructionen dieses Systemes.

den Regulator besorgt wird —), so rückt, bei derselben relativen Verschiebung  $\xi_x$  des Systemes, der Schleppschieber  $p$  um  $v \cdot \cotg \varphi$  dem

Fig. 62.

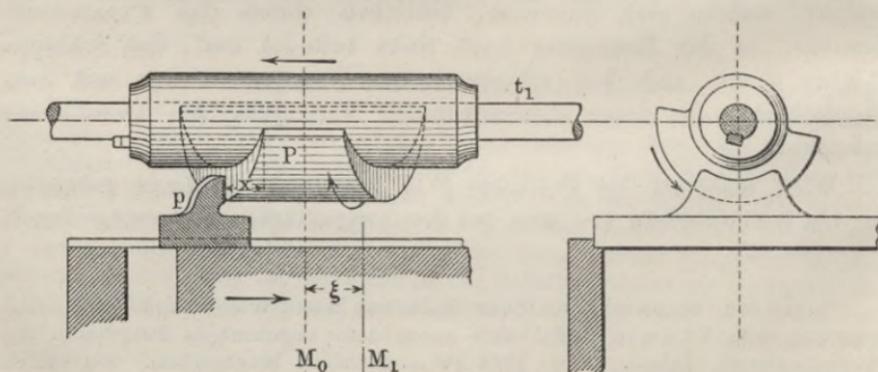


Durchlass näher und verengt, beziehungsweise verschliesst den Durchlass dem entsprechend früher.

Die Doppelbewegung der Platte  $P$  — einerseits durch das Excenter, andererseits durch das Spiel des Regulators veranlasst — dürfte am einfachsten dadurch ermöglicht sein, dass man dieselbe, wie in Fig. 63 dargestellt ist, zu einem Cylinder aufwickelt, der mit der Expansionschieberstange  $t_1$  in feste Verbindung gebracht wird. Die Drehung der Stange im Sinne des Pfeiles wird eine Verlängerung der Strecke  $x$ , und also eine Ver-

kleinerung der Füllung zur Folge haben. Nach der zu Fig. 44 gegebenen Anleitung wird man mit Leichtigkeit den zur Erreichung einer bestimmten Füllung führenden Drehwinkel  $\gamma$  feststellen können.

Fig. 63.



Der Vollständigkeit halber lasse ich in den beiden folgenden Fig. 64 und 65 die neueren Ausführungen hierher gehöriger Steuer-

rungen folgen, wobei ich noch auf die Anschläge  $f$  und  $f_1$  aufmerksam mache, welche die Bestimmung haben, die Schleppschieber  $p$  dem Grundschieber gegenüber in diejenige Stellung zurückzuführen, bei welcher sie dem Dampfe wieder den Zutritt in den Durchlass gestatten. Dieselben ersetzen demnach die früher mit  $h$  bezeichneten Fanghörner und begrenzen die freie Bewegung der Schleppschieber.

Fig. 64.

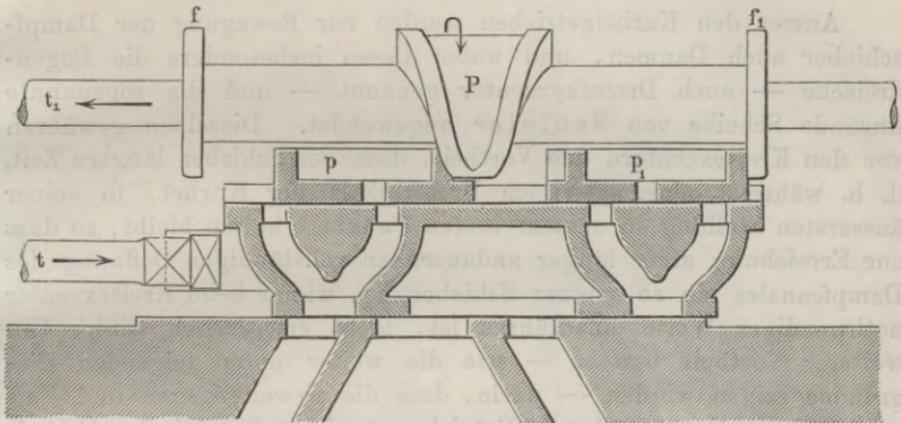
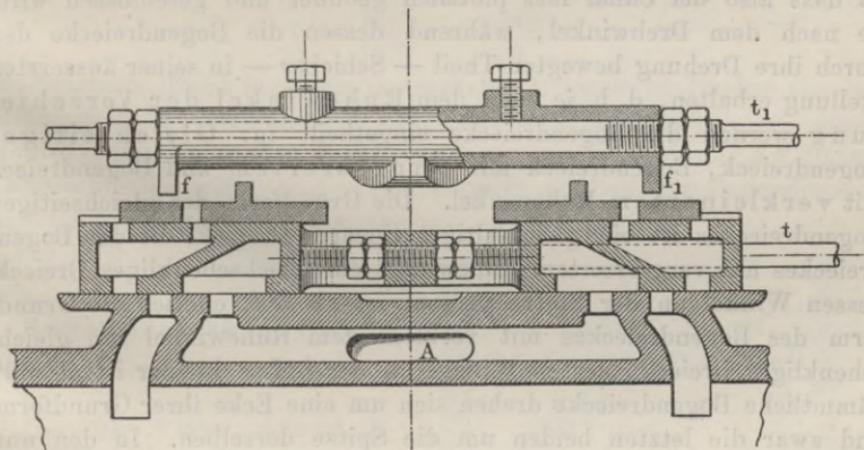


Fig. 65.



Bemerkenswerth ist die in der letzteren der beiden Figuren dargestellte Verbindung unserer Expansionssteuerung mit dem sogenannten „getheilten“ Schieber, der zur Vermeidung übermässig grosser schädlicher Räume gern bei Maschinen mit langem Kolbenhube zur Anwendung gebracht wird. Die Schieberstange  $t$  ist durch die eine — hier rechts liegende — Schieberhälfte hindurchgeführt und erfasst den Schieber an einem zwischen den beiden Hälften angeordneten Querstege.

## VII. Die Bogendreiecke.

### a) Construction der Bogendreiecke.

Ausser den Kurbelgetrieben werden zur Bewegung der Dampfschieber auch Daumen, und unter diesen insbesondere die Bogendreiecke — auch Dreiecksexcenter genannt — und die sogenannte unrunde Scheibe von Saulnier angewendet. Dieselben gewähren vor den Kreisexcentern den Vortheil, dass der Schieber längere Zeit, d. h. während eines gewissen Drehwinkels der Kurbel, in seiner äussersten Stellung in seinem todten Punkte erhalten bleibt, so dass zur Erreichung einer länger andauernden vollständigen Oeffnung des Dampfcanales ein so grosser Schieberweg, wie er beim Kreisexcenter nothwendiger Weise einzuführen ist, nicht erforderlich wird. Ein weiterer Vortheil besteht — wie die weiter unten folgenden Diagramme zeigen werden — darin, dass die Erweiterungen und Verengungen der Canäle mit mehr Präcision vor sich gehen, die Saulnier'sche Scheibe sogar sprungweise Bewegungen des Schiebers erzeugt, so dass also der Canal fast plötzlich geöffnet und geschlossen wird. Je nach dem Drehwinkel, während dessen die Bogendreiecke den durch ihre Drehung bewegten Theil — Schieber — in seiner äussersten Stellung erhalten, d. h. je nach dem Ruhewinkel der Verschiebung werden die Bogendreiecke eingetheilt in: Gleichseitiges Bogendreieck, Bogendreieck mit vergrössertem und Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel. Die Grundform des gleichseitigen Bogendreieckes ist ein gleichseitiges lineares Dreieck, die des Bogendreieckes mit vergrössertem Ruhewinkel ein gleichschenkliges Dreieck, dessen Winkel an der Spitze grösser ist als  $60^\circ$ , endlich die Grundform des Bogendreieckes mit verkleinertem Ruhewinkel ein gleichschenkliges Dreieck, dessen Winkel an der Spitze kleiner ist als  $60^\circ$ . Sämmtliche Bogendreiecke drehen sich um eine Ecke ihrer Grundform, und zwar die letzten beiden um die Spitze derselben. In den nun folgenden Constructionen ist der Drehpunkt stets mit  $O$ , die beiden anderen Ecken der Grundfigur mit  $A$  und  $B$  bezeichnet.

#### 1. Gleichseitiges Bogendreieck.

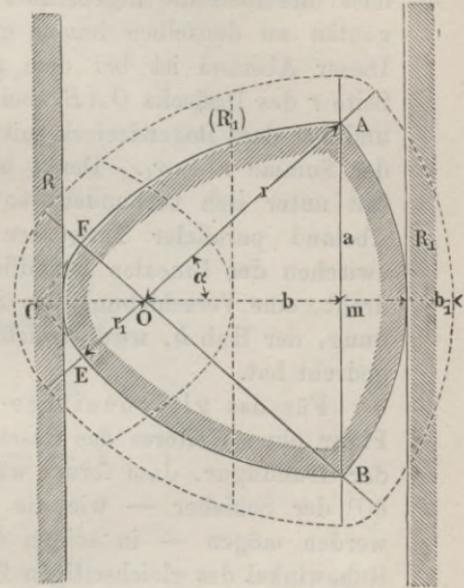
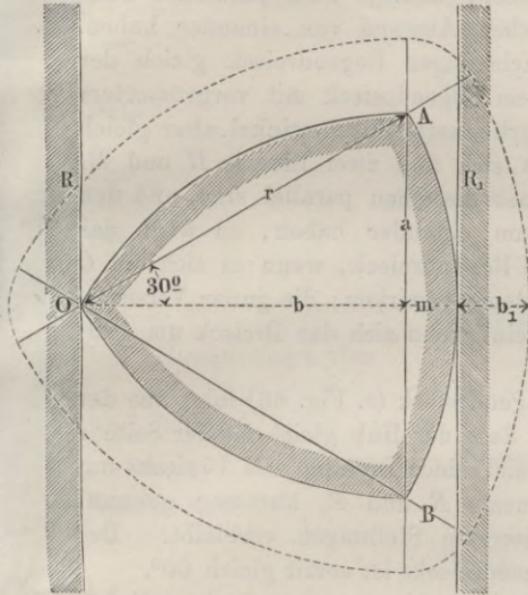
Es sei  $OAB$  die Grundfigur desselben. Man schlage nun um jede der Ecken des Dreiecks Bogen durch die beiden anderen Ecken, diese begrenzen alsdann das Bogendreieck (s. Fig. 66).

2. Bogendreieck mit vergrössertem Ruhewinkel.

Die um die Ecken  $A$  und  $B$  der Grundfigur geschlagenen Kreisbogen durch  $B$  beziehungsweise  $A$  treffen die Horizontale durch  $O$

Fig. 66.

Fig. 67.

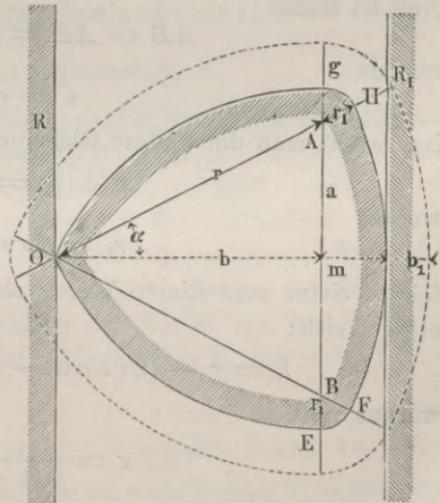


(die Symmetrielinie) in einem ausserhalb  $O$  liegenden Punkte  $C$ , die verlängerten  $AO$  und  $BO$  in den Punkten  $E$  und  $F$ . Durch diese Punkte schlage man den Ergänzungskreis um  $O$  (wodurch die Spitze  $C$  abgeschnitten wird) und vervollständige endlich das Bogendreieck durch den Bogen  $AB$  um  $O$  (s. Fig. 67).

Fig. 68.

3. Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel.

Um die Ecken  $A$  und  $B$  schlage man durch die Spitze  $O$  des Dreiecks Kreisbogen, welche die beiderseits verlängerte Grundlinie des Dreiecks  $AB$  in  $E$  und  $G$  schneiden. Durch diese Punkte schlage man ferner um  $B$  den Bogen  $EF$ , um  $A$  den Bogen  $GH$  und vervollständige endlich das Dreieck durch den Bogen  $HF$  um  $O$  (s. Fig. 68).



Bestimmung der Dreiecksdimensionen aus dem zu erzeugenden Hube  $h$  und dem Ruhewinkel  $2\alpha$ .

Aus den vorhergehenden Constructionen der Bogendreiecke folgt, dass dieselben die Eigenschaft haben, dass je zwei paralleler Tangenten an denselben immer gleichen Abstand von einander haben. Dieser Abstand ist bei dem gleichseitigen Bogendreieck gleich der Seite  $r$  des Dreiecks  $OAB$ , bei dem Bogendreieck mit vergrössertem und bei dem Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel aber gleich der Summe  $r + r_1$ . Denkt man sich nun zwei Lineale  $R$  und  $R_1$  fest unter sich verbunden, so dass dieselben parallel sind und den Abstand paralleler Tangenten von einander haben, so wird das zwischen den Linealen befindliche Bogendreieck, wenn es sich um  $O$  dreht, eine Verschiebung des Systems bewirken; die ganze Verschiebung, der Hub  $h$ , wird erreicht sein, wenn sich das Dreieck um  $180^\circ$  gedreht hat.

Für das gleichseitige Bogendreieck (s. Fig. 66) folgt aus der Figur ohne Weiteres das Gesetz, dass der Hub gleich ist der Seite  $r$  der Grundfigur, dass ferner während einer Drehung des Dreiecks um  $60^\circ$  der Schieber — wie die Lineale  $R$  und  $R_1$  kurzweg genannt werden mögen — in seinen äussersten Stellungen verbleibt. Der Ruhewinkel des gleichseitigen Bogendreiecks ist somit gleich  $60^\circ$ .

Denkt man sich das Bogendreieck mit vergrössertem Ruhewinkel (s. Fig. 67) um  $180^\circ$  gedreht, also in die durch Punktirung angedeutete Stellung gebracht, so wird sich das Lineal  $R_1$  in der Stellung ( $R_1$ ) befinden, also einen Weg zurückgelegt haben, der gleich  $r - r_1$  ist; daher ist:

$$h = r - r_1.$$

Nun ist ferner

$$AB = AE = r + r_1 = 2a,$$

und da

$$a = r \sin \alpha$$

ist, so hat man die weitere Gleichung

$$r + r_1 = 2r \sin \alpha,$$

woraus

$$r_1 = 2r \sin \alpha - r$$

folgt. Setzt man diesen Werth oben in die Gleichung für  $h$  ein, so ergibt sich:

$$h = r - (2r \sin \alpha - r) = 2r(1 - \sin \alpha),$$

woraus endlich

$$r = \frac{h}{2(1 - \sin \alpha)}$$

folgt.

Nachdem die Dimension  $r$  so bestimmt, und der halbe Ruhewinkel  $\alpha$  (der grösser ist als  $30^\circ$ ) als gegeben vorausgesetzt ist, so kann die Grundfigur  $OAB$  sofort verzeichnet werden, wodurch auch  $r_1$  gefunden ist. Man erhält  $r_1$  durch Rechnung, wenn man von der Dimension  $r$  den Hub  $h$  subtrahirt.

Für das Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel (siehe Fig. 68) hat man die Gleichung:

$$h = r + r_1;$$

ferner

$$AO = AE = r,$$

also

$$AB = r - r_1 = 2a$$

oder

$$r - r_1 = 2r \sin \alpha,$$

weil

$$a = r \sin \alpha$$

ist. Hieraus folgt aber

$$r_1 = r - 2r \sin \alpha,$$

und daher

$$h = r + r - 2r \sin \alpha = 2r(1 - \sin \alpha),$$

woraus endlich

$$r = \frac{h}{2(1 - \sin \alpha)}$$

folgt<sup>1)</sup>.

Die Resultate für die Dimension  $r$  der beiden letzteren Bogendreiecke sind also vollkommen gleich. Der halbe Ruhewinkel  $\alpha$  ist hier kleiner als  $30^\circ$ , so dass für das letzte Dreieck  $r$  kleiner wird als der Hub  $h$ . Die Differenz  $h - r$  giebt den Werth  $r_1$ .

## b) Diagramme der Bogendreiecke.

### Gleichseitiges Bogendreieck.

Beginnen wir zunächst mit der normalen Steuerung und ertheilen wir dem Dampfschieber seine Bewegung durch ein auf der Kurbelwelle befestigtes gleichseitiges Bogendreieck, so wird, wenn wir zunächst normale Steuerung voraussetzen, mit der horizontalen Stellung der Kurbel  $OK$  die Mittelstellung des Schiebers zusammenfallen, daher die Symmetrielinie  $Om$  des Dreiecks vertical stehen müssen (siehe Fig. 69, a. f. S.). Bei einer Drehung der Kurbel um den Winkel  $\omega$  wird das Dreieck  $OAB$  sich in der Stellung  $OA_1B_1$  befinden, d. h. es

<sup>1)</sup> Setzt man in der Formel  $r = \frac{h}{2(1 - \sin \alpha)}$  den Winkel  $\alpha = 30^\circ$ , so hat man das gleichseitige Bogendreieck; es ist alsdann  $\sin \alpha = \frac{1}{2}$  und somit  $r = h$ .

wird  $OB_1$  mit  $OB$  den Drehwinkel  $\omega$  einschliessen und das Lineal — der Schieber — sich von  $R_1$  nach  $(R_1)$  aus seiner Mittelstellung nach rechts hin verschoben haben. Es ist also der Abstand  $(R_1)$  von  $R_1$  der dem Drehwinkel  $\omega$  entsprechende Schieberweg  $\xi$ .

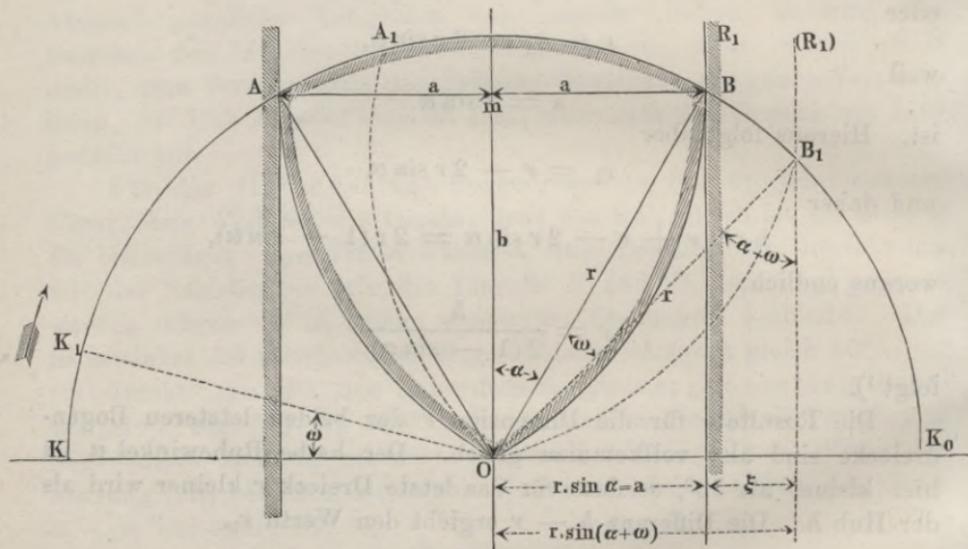
Es ist aber der Abstand  $(R_1)$  von dem Mittelpunkte  $O$  der Drehung gleich  $r \sin(\alpha + \omega)$ , von dem, um die Verschiebung  $\xi$  zu erhalten, die Strecke  $a$  abzuziehen ist; man hat also für den Schieberweg die Formel:

$$\xi = r \sin(\alpha + \omega) - a$$

oder

$$\xi = r \sin \alpha \cos \omega + r \cos \alpha \sin \omega - a.$$

Fig. 69.



Nun ist aber  $r \sin \alpha = a$  und  $r \cos \alpha = b$ , so dass vorstehende Formel übergeht in:

$$\xi = a \cos \omega + b \sin \omega - a.$$

Wenn bei der Drehung der Punkt  $B$  nach  $B_0$  kommt, so hat der Schieber seine grösste Ausweichung erreicht, also bei  $\omega = 60^\circ$ , da  $\alpha = 30^\circ$  ist. In dieser Stellung wird der Schieber verbleiben, bis auch  $A$  nach  $B_0$  gekommen ist, worauf eine Rückbewegung jenes erfolgen wird nach demselben Gesetze wie die Vorwärtsbewegung. Es ist also:

$$\xi_{\max} = a \cos 60^\circ + b \sin 60^\circ - a$$

oder

$$\xi_{\max} = r \sin 30^\circ \cos 60^\circ + r \cos 30^\circ \sin 60^\circ - a;$$

nun ist  $\cos 60^\circ = \sin 30^\circ$  und  $\sin 60^\circ = \cos 30^\circ$ , daher:

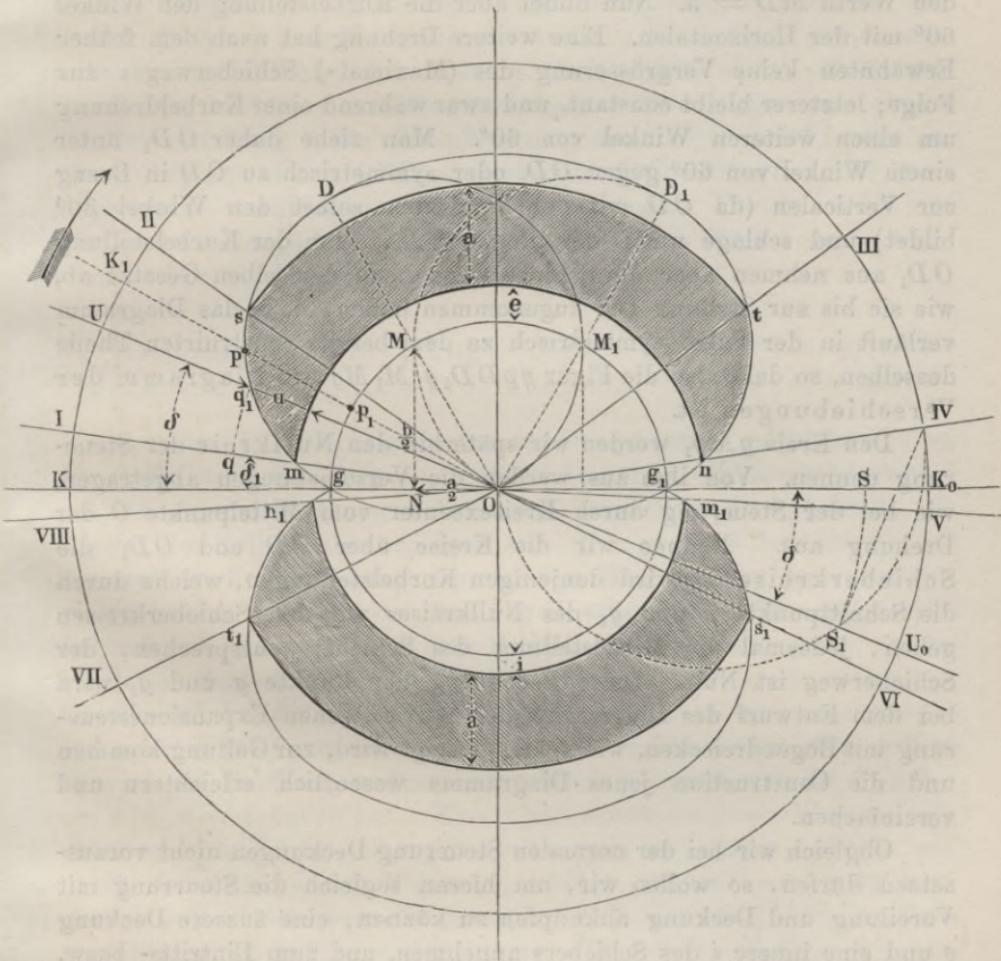
$$\xi_{\max} = r(\sin^2 30^\circ + \cos^2 30^\circ) - a = r - a$$

oder, da  $a = \frac{r}{2}$  ist,  $\xi_{\max} = \frac{r}{2}$ , der Hub also gleich  $r$ .

Der für das gleichseitige Bogendreieck erhaltene Ausdruck des Schieberweges  $\xi$  wird aber auf folgende Weise geometrisch construiert.

Ist der über  $KK_0$  (s. Fig. 70) geschlagene Kreis der Kurbelkreis, so mache man  $ON = \frac{a}{2}$ , die in  $N$  senkrechte Linie  $NM = \frac{b}{2}$ ; hierauf schlage man um  $M$  einen Kreis durch  $O$ . Letzterer geht in  $g$  durch

Fig. 70.



die Horizontale, wobei  $Og = a$  wird, und schneidet die Verbindegerade  $OM$  in dem Punkte  $D$ . Zieht man nun die Kurbelstellung  $OK_1$  unter dem Winkel  $\omega$  gegen die Horizontale  $OK$ , so ist die Sehne

$$Op = a \cos \omega + b \sin \omega \text{ } ^1).$$

<sup>1)</sup> Es bleibe dem Schüler überlassen, den Beweis für die Richtigkeit selbst zu suchen; er ziehe zu dem Ende die Verbindungslinie  $Dg$  und falle von  $g$  aus ein Loth auf die Kurbelstellung  $OK_1$ .

Von diesem Ausdrucke ist, um den Schieberweg  $\xi$  zu erhalten, für alle Winkel  $\omega$  die Grösse  $a$  in Abzug zu bringen, was durch einen um  $O$  mit dem Radius  $a$  geschlagenen Kreis, oder durch den durch  $g$  gehenden Kreis geschieht, d. h. es ist  $gp_1$  der der Kurbelstellung  $OK'$  und dem Drehwinkel  $\omega$  entsprechende Schieberweg. Derselbe nimmt bei weiterer Drehung zu und erreicht seinen Maximalwerth bei der mit dem Durchmesser  $OD$  zusammenfallenden Kurbelstellung, nämlich den Werth  $MD = a$ . Nun bildet aber die Kurbelstellung den Winkel  $60^\circ$  mit der Horizontalen. Eine weitere Drehung hat nach dem früher Erwähnten keine Vergrößerung des (Maximal-) Schieberweges zur Folge; letzterer bleibt constant, und zwar während einer Kurbeldrehung um einen weiteren Winkel von  $60^\circ$ . Man ziehe daher  $OD_1$  unter einem Winkel von  $60^\circ$  gegen  $OD$ , oder symmetrisch zu  $OD$  in Bezug zur Verticalen (da  $OD$  mit der Verticalen selbst den Winkel  $30^\circ$  bildet) und schlage um  $O$  den Bogen  $DD_1$ . Von der Kurbelstellung  $OD_1$  aus nehmen aber die Schieberwege nach demselben Gesetze ab, wie sie bis zur Stellung  $OD$  zugenommen haben, d. h. das Diagramm verläuft in der Folge symmetrisch zu dem bereits construirten Theile desselben, so dass also die Figur  $gpDD_1g_1M_1Mg$  das Diagramm der Verschiebungen ist.

Den Kreis  $gMg_1$  werden wir späterhin den Nullkreis der Steuerung nennen. Von ihm aus werden die Verschiebungen abgetragen, wie bei der Steuerung durch Kreisexcenter vom Mittelpunkte  $O$  der Drehung aus. Nennen wir die Kreise über  $OD$  und  $OD_1$  die Schieberkreise, so wird denjenigen Kurbelstellungen, welche durch die Schnittpunkte  $g$  und  $g_1$  des Nullkreises mit den Schieberkreisen gehen, jedesmal die Mittelstellung des Schiebers entsprechen, der Schieberweg ist Null. Diese Bedeutung der Punkte  $g$  und  $g_1$  wird bei dem Entwurf des Diagramms der Meyer'schen Expansionssteuerung mit Bogendreiecken, wie später gezeigt wird, zur Geltung kommen und die Construction jenes Diagramms wesentlich erleichtern und vereinfachen.

Obgleich wir bei der normalen Steuerung Deckungen nicht voraussetzen dürfen, so wollen wir, um hieran sogleich die Steuerung mit Voreilung und Deckung anknüpfen zu können, eine äussere Deckung  $e$  und eine innere  $i$  des Schiebers annehmen, und zum Eintritts- bezw. Austrittsdiagramme übergehen.

Man erhält die innere Grenze des Eintrittsdiagramms, wenn man nur im Abstände  $e$  vom Nullkreise  $gg_1$  um  $O$  einen weiteren Kreis schlägt, weil der Schieber sich immer erst um  $e$  aus seiner Mittelstellung bewegt haben muss, bevor die Einströmung des Dampfes beginnen kann; es ist dies der Kreis  $mn$ . Bei der Kurbelstellung I beginnt daher der Dampftritt, bei der Kurbelstellung IV wird der Eintrittschanal durch den Schieber abgeschlossen, die Expansion beginnt. Der Kreis  $st$  im Abstände der Canalhöhe  $a$  vom Kreise  $mn$

bildet die äussere Grenze des Diagramms, so dass bei der durch  $s$  gehenden Kurbelstellung II der Eintritt ganz geöffnet ist, während sich derselbe zu verengen beginnt bei der durch den Punkt  $t$  gehenden Stellung III. Der Ruhewinkel für die Dampfeinströmung ist demnach der von den Kurbelstellungen II und III eingeschlossene Winkel, und das Eintrittsdiagramm die Figur  $mstn$ .

Das im unteren Halbkreise verzeichnete Austrittsdiagramm wird in derselben Weise, wie das Diagramm für den Dampfeintritt construirt, doch mit dem Unterschiede, dass die innere Grenze  $m_1 n_1$  desselben vom Nullkreise den Abstand  $i$  hat; von  $m_1 n_1$  ist die äussere Grenze  $s_1 t_1$  um die Canalhöhe  $a$  entfernt. Es beginnt demnach bei der Kurbelstellung V der Dampfaustritt, derselbe ist bei VI ganz geöffnet, beginnt sich bei VII zu verengen, ist endlich bei VIII ganz geschlossen — Anfang der Compressionsperiode. Ferner ist der von den Kurbelstellungen VI und VII eingeschlossene Winkel der Ruhewinkel für die Dampfausströmung.

Bestimmung des Voreilungswinkels  $\delta$ , wenn eine gewisse gegebene anfängliche Eröffnung  $u$  erreicht werden soll.

Aus dem Diagramm  $mstn$  für den Dampfeintritt geht hervor, dass der Punkt  $m$  in die Horizontale  $OK$  fallen, oder die Kurbelstellung I mit  $OK$  einerlei Richtung haben muss, wenn der Dampfeintritt mit Beginn des Kolbenhubes erfolgen soll, d. h. es muss der Schieber bei horizontaler Kurbelstellung bereits den Weg — hier  $e$  — zurückgelegt haben, welcher der Stellung I entspricht. Dies wird aber dadurch erreicht, dass man dem Dreieck eine Voreilung giebt, welche gleich ist dem von der Kurbelstellung I und der Horizontalen gebildeten Winkel  $\delta_1$ . Ist die Voreilung grösser, so wird eine gewisse anfängliche Eröffnung die Folge sein. Bezeichnen wir diese mit  $u$ , so wird die Eröffnung  $u$  überhaupt eintreten, wenn sich der Schieber um  $e + u$  verschoben hat. Man erhält sofort die dieser Verschiebung entsprechende Kurbelstellung  $U$ , wenn man  $mq$  gleich  $u$  macht und durch den Punkt  $q$  den Bogen  $qq_1$  schlägt, alsdann ist die durch  $q_1$  gezogene Kurbelstellung die gesuchte, und der von  $U$  und der Horizontalen gebildete Winkel ist der der anfänglichen Eröffnung  $u$  entsprechende Voreilungswinkel  $\delta$ .

Die Füllung, welche bei Anwendung dieses Voreilungswinkels  $\delta$  erzielt wird, erhält man durch den Fusspunkt  $S_1$  des von IV auf den Durchmesser  $UU_0$  gefällten Lothes; dieser Fusspunkt fällt aber in den Schnittpunkt des über  $O$  IV geschlagenen Halbkreises mit dem Durchmesser  $UU_0$ . Es ist  $\frac{US_1}{UU_0}$  das erlangte Füllungsverhältniss.

Hiernach lässt sich auch der Voreilungswinkel  $\delta$  bestimmen, wenn ein gewisses gegebenes Füllungsverhältniss erreicht werden soll. Man

markire nämlich auf  $KK_0$  die dem gewünschten Füllungsverhältnisse entsprechende Kolbenstellung  $S$ , und schneide durch einen Bogen  $SS_1$  um  $O$  in den über  $OIV$  geschlagenen Halbkreis ein. Verbindet man nun  $S_1$  mit  $O$ , so bildet diese Verbindungslinie mit der Horizontalen  $OK_0$  den gesuchten Voreilungswinkel  $\delta$ .

Die Diagramme der Bogendreiecke mit vergrössertem und verkleinertem Ruhewinkel werden in ganz ähnlicher Weise, wie das Vorstehende, entworfen.

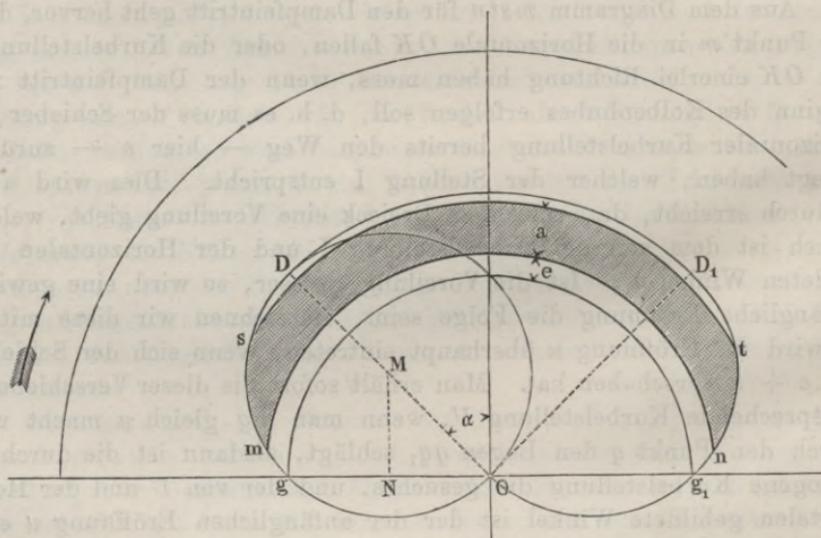
Die Dimensionen  $a$  und  $b$  der Dreiecke sind aus dem oben berechneten  $r$  und dem halben Ruhewinkel  $\alpha$  zu bestimmen; es ist also:

$$a = r \sin \alpha = \frac{h}{2(1 - \sin \alpha)} \sin \alpha$$

und

$$b = r \cos \alpha = \frac{h}{2(1 - \sin \alpha)} \cos \alpha^1).$$

Fig. 71.

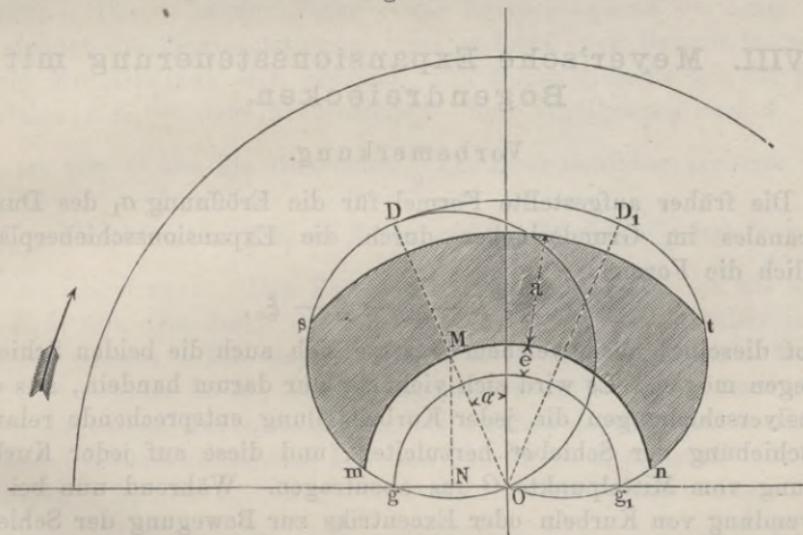


<sup>1)</sup> Die Formel für die durch das Bogendreieck mit vergrössertem und verkleinertem Ruhewinkel erzeugte Verschiebung  $\xi$  ist bei einer Drehung des Dreiecks um den Winkel  $\omega$ , wie bei dem gleichseitigen Bogendreiecke ebenfalls  $a \cos \omega + b \sin \omega - a$ , wovon man sich ohne Weiteres überzeugt, wenn man, wie in Fig. 69 geschehen ist, ausser der verticalen Stellung der Dreiecke noch eine zweite, dieser benachbarte Stellung verzeichnet. Namentlich ist diese Verzeichnung des Bogendreiecks mit verkleinertem Ruhewinkel zu empfehlen. Die Formel für die Verschiebung ist in beiden Fällen leicht aufzustellen.

Hierauf mache man wieder  $ON = \frac{a}{2}$ ,  $NM = \frac{b}{2}$  u. s. w. Während

nun der durch  $g$  gehende Nullkreis bei dem Diagramm für das gleichseitige Bogendreieck den Mittelpunkt  $M$  des Schieberkreises trifft, geht derselbe bei dem Diagramm für das Bogendreieck mit vergrössertem Ruhewinkel (s. Fig. 71) zwischen den Punkten  $M$  und  $D$  durch den Durchmesser des Schieberkreises, bei dem Diagramm für das Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel aber zwischen den Punkten  $M$  und  $O$  durch jenen (s. Fig. 72). — Es ist nämlich in Fig. 70 der Winkel  $gOM$  gleich  $60^\circ$ , in Fig. 71 der gleich bezeichnete Winkel

Fig. 72.



kleiner als  $60^\circ$ , endlich in Fig. 72 grösser als  $60^\circ$ . — Die untere und obere Grenze des Diagramms für den Dampfeintritt  $mn$  und  $st$ , sowie des — in den Figuren 71 und 72 weggelassenen — Austrittsdiagramms  $m_1n_1$  und  $s_1t_1$  haben dieselben Eigenschaften, wie bei dem Diagramm für das gleichseitige Bogendreieck, indem  $mn$  (beziehungsweise  $m_1n_1$ ) um  $e$  (beziehungsweise  $i$ ) vom Nullkreise, und der Kreis  $st$  von  $mn$  (der Kreis  $s_1t_1$  von  $m_1n_1$ ) um die Canalhöhe  $a$  entfernt ist.

**Bemerkung.** Das gleichseitige Bogendreieck, sowie das Bogendreieck mit verkleinertem Ruhewinkel kann in der bis jetzt betrachteten Form nur an der Stirnfläche der sich drehenden Welle befestigt werden, da der Drehpunkt  $O$  zugleich auf dem Umriss des Dreiecks liegt; in diesem Punkte berührt bei der gezeichneten Stellung des Dreiecks das Lineal  $R$ , nach einer Drehung von  $180^\circ$  das Lineal  $R_1$ , die Figur. Dasselbe gilt vom Bogendreieck mit vergrössertem Ruhewinkel, wenn die Entfernung des Bogens  $EF$  von  $O$  (s. Fig. 67) die Befestigung des Dreiecks an einer anderen Stelle der Welle nicht zulässt. In allen drei Fällen kann es aber möglich gemacht werden,

dem Dreieck eine erweiterte Form zu geben durch Construction der zugehörigen Aequidistanten, d. h. der in allen ihren Punkten von der ursprünglichen Form gleich weit abstehenden Begrenzungscurve. In den Figuren 66, 67 und 68 sind solche Aequidistanten angedeutet; dieselben bestehen aus einzelnen Kreisbogen, deren Mittelpunkte stets die Eckpunkte  $OAB$  der Grundfigur sind. Die Aequidistante hat bezüglich der durch sie erzeugten Verschiebungen dieselbe Bedeutung, wie die ursprüngliche Form des Dreiecks unter Beibehaltung des Ruhewinkels; es wird nur der Abstand der Lineale um  $2b_1$  vergrößert, wobei  $b_1$  die Entfernung der Aequidistanten vom ursprünglichen Dreieck ist.

## VIII. Meyer'sche Expansionssteuerung mit Bogendreiecken.

### Vorbemerkung.

Die früher aufgestellte Formel für die Eröffnung  $a_1$  des Durchlasscanales im Grundschieber durch die Expansionsschieberplatte, nämlich die Formel:

$$a_1 = L - l - x - \xi_x,$$

bleibt dieselbe, nach welchem Gesetze sich auch die beiden Schieber bewegen mögen. Es wird sich vielmehr nur darum handeln, aus den Einzelverschiebungen die jeder Kurbelstellung entsprechende relative Verschiebung der Schieber herzuleiten, und diese auf jeder Kurbelstellung vom Mittelpunkte  $O$  aus abzutragen. Während nun bei der Anwendung von Kurbeln oder Excentriks zur Bewegung der Schieber die Endpunkte dieser in bezeichneter Weise aufgetragenen Strecken  $\xi_x$  auf einem Kreise sich befinden, dessen Lage im Diagramm, und dessen Grösse durch die Ermittlung seines Durchmessers  $OD_x$  aus den Excentricitäten  $r$  und  $r_0$  und aus den bezüglichlichen Voreilungen  $\delta$  und  $\delta_0$  bestimmt ist, liegen jene, wenn die Schieberbewegungen durch eine andere als den Kurbelmechanismus erzeugt werden, auf einer gewissen Curve, der relativen Schiebercurve. Durch das wirkliche Abtragen der relativen Verschiebung in dem oben angegebenen Sinne wird eine punktweise Construction dieser Curve möglich sein.

Im Anschluss an die Fig. 70 sei noch bemerkt, dass wir bei Benutzung des Diagramms bei einer Voreilung  $\delta$  den Durchmesser  $UU_0$  als Kolbenweg ansehen müssen. Schlagen wir  $UU_0$  in die Horizontalstellung herab, so wird der Durchmesser  $KK_0$  um denselben Winkel  $\delta$  sich drehen. Setzen wir demnach bei Construction des Diagramms einen Voreilungswinkel voraus, so können wir, mit diesem beginnend, denselben zunächst in  $O$  an der Horizontalen — dem Kolbenwege — im entgegengesetzten Sinne der Drehungsrichtung der Kurbel an-

tragen und hierauf den Mittelpunkt  $M$  des Schieberkreises durch Auftragen von  $ON = \frac{a}{2}$  und  $NM = \frac{b}{2}$  ermitteln, wodurch das Diagramm vollständig bestimmt ist. Dieses ist bei dem nun folgenden Diagramm geschehen, bei welchem zwei gleichseitige Bogendreiecke und die Voreilungen  $\delta$  und  $\delta_0$  zu Grunde gelegt wurden <sup>1)</sup>.

### Diagramm.

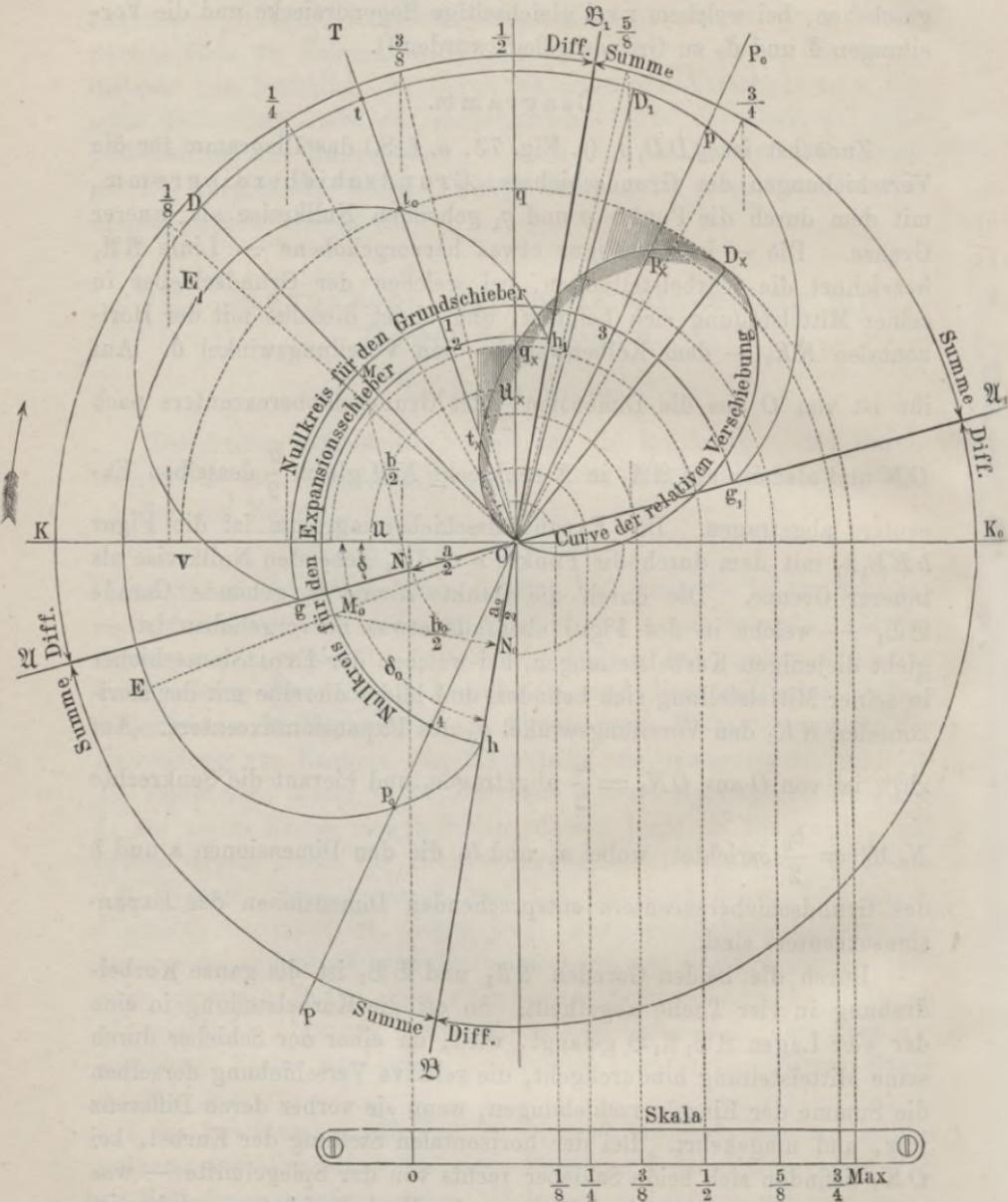
Zunächst ist  $gDD_1g_1$  (s. Fig. 73, a. f. S.) das Diagramm für die Verschiebungen des Grundschiebers, Grundschieberdiagramm, mit dem durch die Punkte  $g$  und  $g_1$  gehenden Nullkreise als innerer Grenze. Die — in der Figur etwas hervorgehobene — Linie  $\mathfrak{A}\mathfrak{A}_1$  bezeichnet die Kurbelstellungen, bei welchen der Grundschieber in seiner Mittelstellung sich befindet, und bildet dieselbe mit der Horizontalen  $KK_0$  — dem Kolbenwege — den Voreilungswinkel  $\delta$ . Auf ihr ist von  $O$  aus die Dimension  $\frac{a}{2}$  des Grundschieberexcenters nach  $ON$  und alsdann auf  $\mathfrak{A}\mathfrak{A}_1$  in  $N$  senkrecht  $NM$  gleich  $\frac{b}{2}$  desselben Excenters abgetragen. Das Expansionsschieberdiagramm ist die Figur  $hEE_1h_1$  mit dem durch die Punkte  $h$  und  $h_1$  gehenden Nullkreise als innerer Grenze. Die durch die Punkte  $h$  und  $h_1$  gehende Gerade  $\mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$  — welche in der Figur ebenfalls etwas hervorgehoben ist — giebt diejenigen Kurbelstellungen, bei welchen der Expansionsschieber in seiner Mittelstellung sich befindet, und bildet dieselbe mit der Horizontalen  $KK_0$  den Voreilungswinkel  $\delta_0$  des Expansionsexcenters. Auf  $\mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$  ist von  $O$  aus  $ON_0 = \frac{a_0}{2}$  abgetragen, und hierauf die Senkrechte  $N_0M_0 = \frac{b_0}{2}$  errichtet, wobei  $a_0$  und  $b_0$  die den Dimensionen  $a$  und  $b$  des Grundschieberexcenters entsprechenden Dimensionen des Expansionsexcenters sind.

Durch die beiden Geraden  $\mathfrak{A}\mathfrak{A}_1$  und  $\mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$  ist die ganze Kurbeldrehung in vier Theile abgetheilt. So oft die Kurbelstellung in eine der vier Lagen  $\mathfrak{A}\mathfrak{B}_1\mathfrak{A}\mathfrak{B}$  gelangt, wird, da einer der Schieber durch seine Mittelstellung hindurchgeht, die relative Verschiebung derselben die Summe der Einzelverschiebungen, wenn sie vorher deren Differenz war, und umgekehrt. Bei der horizontalen Stellung der Kurbel, bei  $OK$ , befinden sich beide Schieber rechts von der Spiegelmitte — was schon aus der gegenseitigen Stellung der Kurbeln folgt —, daher ist die relative Verschiebung gleich der Differenz der Einzelverschiebungen;

<sup>1)</sup> Die Voreilungen  $\delta$  und  $\delta_0$  sind im Allgemeinen so zu wählen, wie die der Meyer'schen Steuerung mit Kreisexcentern. Je nach der zu erreichenden Maximalfüllung wird man die Voreilung  $\delta_0$  annehmen.

sie bleibt die Differenz, bis der Expansionsschieber bei der Kurbelstellung  $\mathfrak{B}_1$  durch die Mitte geht, und wird hierauf die Summe bis zur Kurbelstellung  $\mathfrak{A}_1$  u. s. w.<sup>1)</sup> Nun ist aber die Construction der

Fig. 73.



<sup>1)</sup> Man kann die Stellungen der Schieber zur Spiegelmitte auch nach folgendem Grundsatz bestimmen. Schneidet die Kurbelstellung selbst in die beiden Diagramme der Verschiebungen ein, so befinden sich die Schieber auf ein und derselben Seite von der Spiegelmitte, und die relative Verschiebung ist die Differenz der Schieberwege (vergl. die Kurbelstellung  $OT$ ), wird aber

relativen Schiebercurve sehr einfach. Um z. B. auf der Kurbelstellung  $OT$  den der Curve zugehörigen Punkt  $t_x$  zu bestimmen, bringe man die Strecke  $t_0 2$  — den Expansionsschieberweg — von der Strecke  $t 1$  — dem Grundschieberweg — in Abzug und mache  $O t_x$  gleich der erhaltenen Differenz (weil die betrachtete Kurbelstellung zwischen den Stellungen  $\mathfrak{A}$  und  $\mathfrak{B}_1$  sich befindet); um ferner den Punkt  $p_x$  der relativen Schiebercurve auf der Kurbelstellung  $OP_0$  zu ermitteln, bilde man die Summe aus  $p 3$  — dem Grundschieberweg — und  $p_0 4$  — dem Expansionsschieberweg — und trage dieselbe von  $O$  aus auf  $OP_0$  nach  $Op_x$  hin ab. (Die betrachtete Kurbelstellung befindet sich zwischen den Stellungen  $\mathfrak{B}_1$  und  $\mathfrak{A}_1$ .) So von Kurbelstellung zu Kurbelstellung fortfahrend, gelangt man zu der ellipsenförmigen, durch  $O$  gehenden und in sich selbst zurücklaufenden krummen Linie  $Oq_x p_x D_x$ , der relativen Schiebercurve oder der Curve der relativen Verschiebungen. Ein Punkt  $D_x$  derselben hat die grösste Entfernung vom Mittelpunkte  $O$ , daher entspricht die Verbindungslinie  $OD_x$  dem Durchmesser des relativen Schieberkreises, und wir können diese Gerade (wenngleich die Curve in Bezug auf dieselbe nicht symmetrisch gestaltet ist) wegen dieser Eigenschaft den Durchmesser der relativen Schiebercurve nennen.

Macht man nun die Differenz  $L - l$  gleich  $OD_x$ , so wird bei ganz zusammengerückten Schieberplatten Abschluss durch den Expansionsschieber stattfinden, wenn die Kurbelstellung in die Richtung  $OD_x$  fällt. Ob diese grösste durch den Expansionsschieber zulässige Füllung und die ihr benachbarten Füllungen noch brauchbar sind, hängt von der Kurbelstellung ab, bei welcher der Grundschieber den Dampfcanal abschliesst. (Vergl. Fig. 32, bei welcher durch den Bogen  $\alpha \alpha_1$  die kleinste noch brauchbare Plattenverschiebung und somit die grösste zulässige Füllung ermittelt ist.)

Die Bestimmung der Scala für die den Füllungen entsprechenden Plattenverschiebungen erfolgt wie bei der Meyer'schen Steuerung mit Kreisexcentern oder bei der Eyth'schen Steuerung; so ist z. B. die Strecke  $qq_x$  die nothwendige Verschiebung der Platten, wenn halbe Füllung erzielt werden soll.

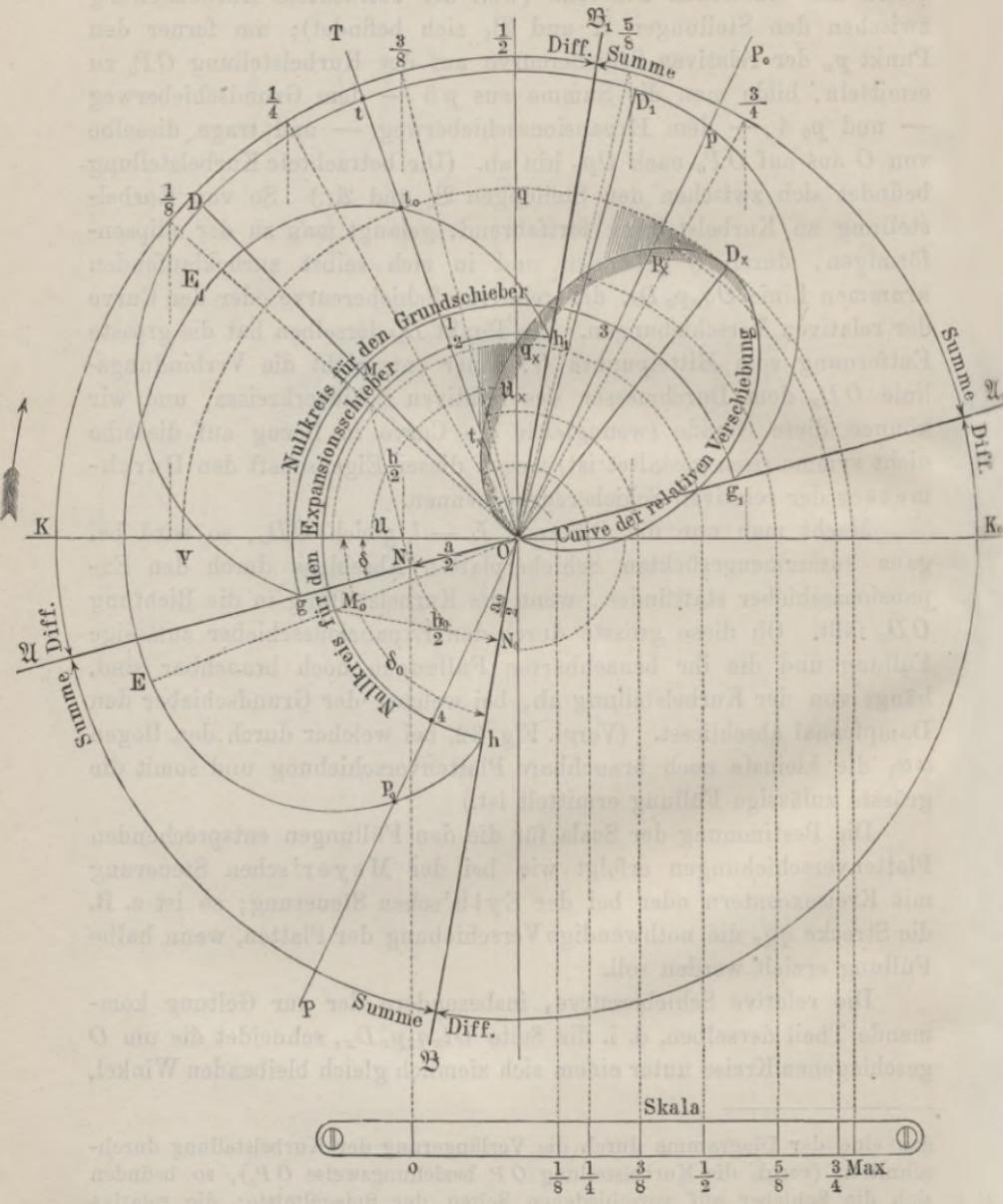
Die relative Schiebercurve, insbesondere der zur Geltung kommende Theil derselben, d. i. die Seite  $O t_x q_x p_x D_x$ , schneidet die um  $O$  geschlagenen Kreise unter einem sich ziemlich gleich bleibenden Winkel,

---

das eine der Diagramme durch die Verlängerung der Kurbelstellung durchschnitten (vergl. die Kurbelstellung  $OP$  beziehungsweise  $OP_0$ ), so befinden sich die Schieber auf verschiedenen Seiten der Spiegelmitte; die relative Verschiebung ist die Summe der Einzelverschiebungen. Der Schieber, dessen Diagramm von der Kurbelstellung selbst durchschnitten wird, befindet sich bei der angenommenen Drehungsrichtung rechts von der Spiegelmitte, links von derselben, wenn die Verlängerung der Kurbelstellung dessen Diagramm durchschneidet.

und entfernt sich auch vom Punkte  $D_x$  aus viel früher, als dieses bei einem relativen Schieberkreise der Fall ist. Der Dampfabschluss bei den brauchbaren Füllungen ist daher ein bei Weitem präciserer als

Fig. 74.



der, wenn die Schieber durch Kreisexcenter bewegt werden. Ausserdem empfiehlt schon das Grundschieberdiagramm die Anwendung von Bogendreiecken, weil die Eröffnung sowie die Verengung des Dampfcanals durch den Grundschieber schneller als wie bei dem Kreis-



## IX. Coulissensteuerungen.

### Erklärung.

Als Mittel, bei Anwendung nur eines Schiebers die Cylinderfüllung veränderlich zu machen, ist im Anschluss an die Figuren 13 und 14 die Aenderung der Schieberexcentricität bezeichnet worden, welche sich durch Anordnung eines mit einem Schlitze versehenen Hebels, einer Coulisse, zwischen Excenterwelle und Schieber erreichen lässt.

Unter Hinweis auf die in Fig. 14 dargestellte Construction, bei welcher der Angriffspunkt  $b$  der Schubstange behufs Aenderung der Schieberexcentricität in der Coulisse verlegt wird, wird bemerkt, dass sich der Schieber überhaupt zu bewegen aufhört, wenn  $b$  bis nach dem Schwingungsmittelpunkte  $m$  hin verschoben wird, und dass er eine seiner vorigen Bewegungsrichtung entgegengesetzte Bewegung einschlägt, wenn jener Angriffspunkt in — der verlängert gedachten — Coulisse über  $m$  hinaus verschoben wird. Der die Bewegung vom Excenter auf den Schieber übertragende Hebel ist aus einem einarmigen ein zweiarmiger geworden.

Mit der Umkehr der Schieberbewegung wird aber auch eine Umkehr in der Dampfvertheilung eingeleitet, d. h. die Auspuffseite im Cylinder wird zur wirksamen Seite und umgekehrt. Das Kurbelsystem wird sich in der Folge rückwärts drehen, und wenn nun diese Rückwärtsbewegung fernerhin erhalten bleiben soll, so muss der Schieber von einem Excenter aus betrieben werden, welches der — sich rückwärts drehenden — Kurbel um  $90^\circ + \delta$  vorangeht, welches also im Sinne der ursprünglichen (— Vorwärts- —) Drehung mit dem bisherigen Excenter den Winkel  $180^\circ - 2\delta$  bildet. Soll dasselbe Excenter, welches den Schieber beim Vorwärtsgange der Maschine betreibt, auch zum Betriebe des Schiebers beim Rückwärtsgange bestimmt sein, so muss sich dasselbe auf der Welle drehen lassen können, und zwar um den vorhin genannten Winkel  $180^\circ - 2\delta$  (Umwerfexcenter<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Wird die Rückwärtsbewegung einer Maschine nur äusserst selten (— etwa im Nothfalle —), oder für wenige Umdrehungen verlangt, so wird für den Rückwärtsgang die Steuerung meist von Hand bethätigt (Handumsteuerung). Bei kleineren Schiffsmaschinen, bei Windwerken — von Dampf betriebenen Hebezeugen — findet man Umwerfexcenter in Anwendung, und zwar in zwei Ausführungen. Entweder wird durch eine geeignete Vorrichtung das Excenter in die dem Rückwärtsgange entsprechende Stellung gebracht, oder man bringt nach Auslösung der Excenterstange den Schieber in die entgegengesetzte Stellung, so dass sich die Welle jetzt rückwärts dreht und nach einer Drehung um  $180^\circ - 2\delta$  das (so lange durch ein Gegengewicht festgehaltene) Excenter und den mit dem Excenter wieder verbundenen Schieber mitnimmt. Die zu diesem Zwecke am Excenter und auf

An Stelle des drehbaren Excenters hat man wohl auch ein verschiebbares Excenter. Um die der Rückwärtsdrehung entsprechende Excenterstellung zu erhalten, hat man das Excenter nur um  $2r \cdot \sin \delta$  senkrecht zur Kurbelrichtung auf der Welle zu verschieben.

Wird für den Vorwärts- und den Rückwärtsgang je ein besonderes Excenter (Vorwärts- und Rückwärtsexcenter) angewendet, so tritt an die Stelle des sich um einen festen Drehpunkt schwingenden Hebels ein die beiden Endpunkte der Excenterstangen verbindendes Stück, dessen Mittelpunkt  $m$  an einer Schwinde — Hängeeisen — aufgehängt, oder von einer solchen als Stütze getragen wird.

Wir sind so bei denjenigen Steuerungen angekommen, welche man mit „Coulissensteuerungen“ bezeichnet. Durch diese soll nicht allein die Umkehr der Drehrichtung, sondern auch eine Aenderung der Füllung sowohl beim Vorwärts- als beim Rückwärtsgange — eine Aenderung der Gangart — möglich gemacht werden.

Man unterscheidet drei Hauptformen von Coulissen:

1. Die Stephenson'sche, 2. die Gooch'sche und 3. die Allan'sche Coulisse.

Die beiden ersteren Coulissen sind nach einem Kreisbogen gekrümmt; die letztere ist gerade. Der Halbmesser der Krümmung ist bei der Stephenson'schen Coulisse gleich der Länge  $l$  der Excenterstange. Dieselbe kehrt ihre concave Seite der Excenterwelle  $O$  zu. Das Hängeeisen  $h$  erfasst die Coulisse in der Regel in ihrem Mittelpunkte  $m$  und schliesst sich an den „Steuerhebel“  $k$  an, durch dessen Drehung die Coulisse gehoben und gesenkt, d. h. der gewünschten Gangart entsprechend „eingestellt“ werden kann<sup>1)</sup>. Auf diese Weise wird sich die Coulissenmitte je nach der Einstellung von dem Angriffspunkte der Schieberstange, welcher stets in der Schubrichtung der Stange liegt, entfernen oder nähern, was einen grösseren oder kleineren Schieberweg und damit auch eine grössere oder kleinere Füllung zur Folge hat, s. Fig. 76.

Bei der Gooch'schen Coulisse, Fig. 77, ist der Halbmesser der Krümmung gleich der Länge  $l_1$  der Schieberstange. Die Coulisse kehrt ihre concave Seite dem Schieber zu. Auch sie wird in der Regel im Mittelpunkte  $m$  vom Hängeeisen  $h$  erfasst, welches um einen fest

---

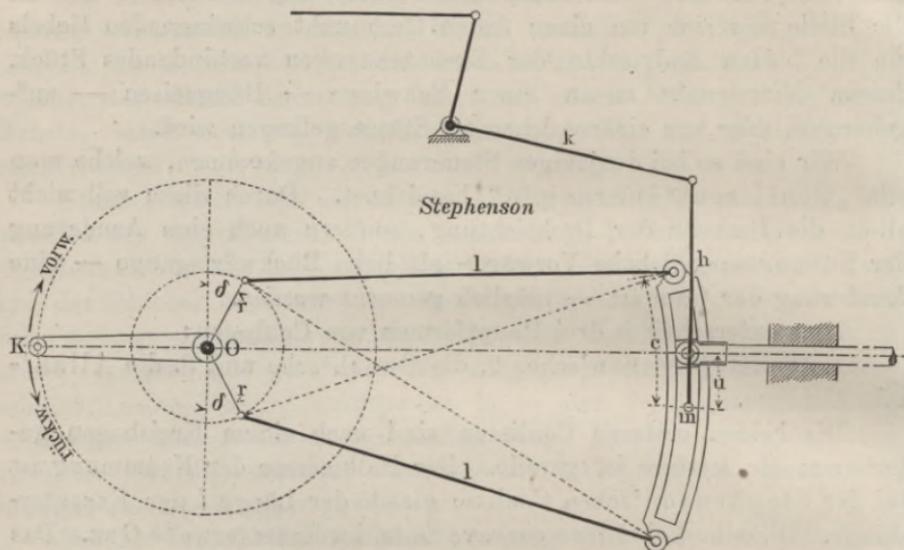
der Welle anzubringenden Mitnehmer umspannen daher Centriwinkel  $\alpha$  und  $\beta$ , welche zusammen  $180^\circ + 2\delta$  betragen. — Die Maschine kann auch dadurch zum Rückwärtsgange veranlasst werden, dass man Dampfeintritt mit Dampfaustritt vertauscht, was durch einen besonderen (Umsteuerungs-) Schieber bewerkstelligt wird.

Arbeitet eine zur Umsteuerung eingerichtete Maschine mit Meyer'scher Expansion, so ist der Voreilungswinkel  $\delta_0 = 90^\circ$  zu wählen; denn nur dann hat das Expansionsexcenter der Kurbel gegenüber beim Rückwärtsgange dieselbe Stellung, wie beim Vorwärtsgange.

<sup>1)</sup> Sonst findet man die Coulisse wohl auch am Angriffspunkte der einen oder anderen Excenterstange vom Hängeeisen getragen oder unterstützt.

liegenden Drehpunkt  $n$  pendelt, während der Angriffspunkt  $a$  der Schubstange in der Coulisse durch Einstellen der Schubstange (Senken und Heben derselben) in ihr verlegt wird. Deshalb finden wir auch bei dieser Coulissenform ein zweites Hängeisen  $h_1$ , welches die

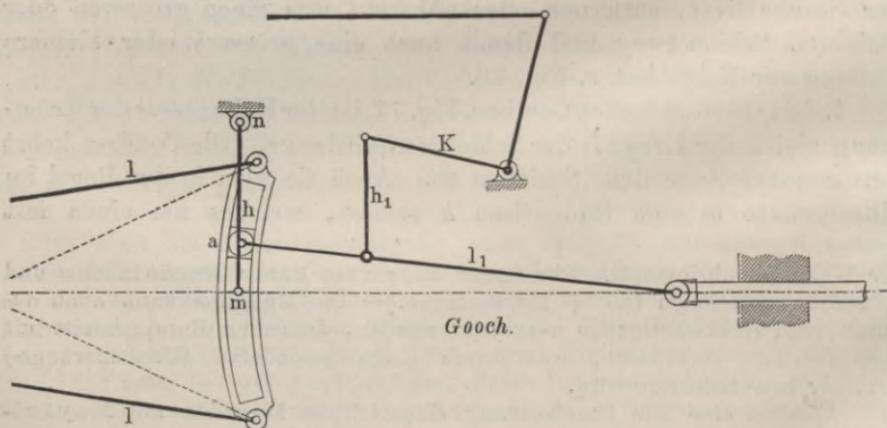
Fig. 76.



Schubstange erfasst und sich an einen — drehbaren — Steuerhebel  $k$  anschliesst.

Bei der Coulisse von Allan, Fig. 78, wird durch einen — zweiarmigen — Steuerhebel  $a_1 b_1$ , an welchem einerseits die Coulisse,

Fig. 77.



andererseits die Schieberstange aufgehängt ist, jene zugleich mit der Verschiebung des Angriffspunktes  $a$  der Schieberstange eingestellt, in der Weise, dass sich dieselbe senkt, während sich der Angriffspunkt



Excenterstange, und endlich sei unter  $u$  der Abstand des Steines von der Mitte der Coulisse verstanden. Die Voreilungswinkel  $\delta$  sowie die Excentricitäten  $r$  beider Excenterscheiben seien als einander gleich vorausgesetzt.

Die Formeln gelten sowohl für offene wie für gekreuzte Excenterstangen, wenn man nur die in denselben vorkommende Grösse  $c$  mit doppeltem Vorzeichen versieht. Betrachtet man nämlich  $c$  bei offenen Excenterstangen als positiv, so ist, weil bei gekreuzten Stangen das Rückwärtsexcenter an dem Endpunkte der Coulisse angreift, an welchem bei offenen Stangen der Angriffspunkt der Vorwärtsexcenterstange sich befindet, diese Grösse  $c$  negativ einzuführen. In allen Formeln gilt das obere Vorzeichen für offene Excenterstangen.

Umformung des Ausdruckes:

$$r \sin(\delta + \omega) \text{ in: } a \cos \omega + b \sin \omega.$$

Um die oben besprochene Methode des Entwurfes eines Schieberdiagramms unter Voraussetzung von Voreilung und Deckung für die Steuerung mit Coulissen anwendbar zu machen, ist eine Umformung des Ausdruckes für den Schieberweg:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega)$$

vorauszuschicken. Durch diese Umformung wird zugleich gezeigt, dass sich die Diagramme für Dreieck- und Kreisexcenter auf eine beiden gemeinschaftliche Formel zurückführen lassen, nämlich auf die Formel  $a \cos \omega + b \sin \omega - c$ . Das bei der Steuerung mit Bogendreiecken in der Formel für den Schieberweg vorkommende letzte — subtractive — Glied, welches, wie wir gesehen haben, stets gleich dem Factor  $a$  des ersten Gliedes ist, wird bei der Kreisexcentersteuerung Null. Es ist:

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega$$

oder, wenn  $r \sin \delta = a$  und  $r \cos \delta = b$  gesetzt wird:

$$\xi = a \cos \omega + b \sin \omega,$$

d. h. man gelangt zum Mittelpunkte  $M$  des Schieberkreises bei der einfachen Steuerung mit Kreisexcenter, wenn man — wie bei der Verzeichnung der Diagramme für Bogendreiecke geschehen — vom Mittelpunkte  $O$  des Systems die Strecke  $\frac{a}{2} = \frac{r}{2} \sin \delta$  auf der Horizontalen

---

ganz besonders darauf ankommen muss, die durch jene Entwicklungen erhaltenen Resultate im Anschluss an das einfache Schieberdiagramm mit Verständniss verwerthen zu können, so wird dem Zwecke dieses Buches entsprechend auf die Entwicklung nur hingewiesen. Befähigteren Schülern kann die Herleitung dieser Formeln nach dem angeführten Werke zum Privatstudium empfohlen werden.

$OK$  nach  $ON$  abträgt, sodann in  $N$  eine Senkrechte  $NM = \frac{b}{2} = \frac{r}{2} \cos \delta$  errichtet; der um  $M$  durch  $O$  geschlagene Kreis ist nun der Schieberkreis. Der Beweis für die Gleichheit dieser Construction des Schieberkreises und der früher besprochenen geht aus der Betrachtung der dort zu Grunde gelegten Fig. 8 unmittelbar hervor.

### Diagramme der Coulissensteuerungen.

Die allgemeine Formel für den Schieberweg lautet:

$$\xi = a \cos \omega + b \sin \omega.$$

Für die Stephenson'sche Coulisse ist nun:

$$a = r \left( \sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{cl} \cos \delta \right)$$

$$b = \pm \frac{ur}{c} \cos \delta.$$

Für die Gooch'sche Coulisse hat man:

$$a = r \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

$$b = \pm \frac{ur}{c} \left( \cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right).$$

Bei der Coulisse von Allan kommen ausser den bereits oben angegebenen Dimensionen noch folgende in Betracht.

Zunächst das Verhältniss der Armlängen des Hebels (zweiarmig), durch dessen Drehung die Lenkstange etwas gehoben, gleichzeitig die Coulisse gesenkt wird; diese seien — für die Coulisse —  $a_1$ , sodann — für die Lenkstange —  $b_1$ . Ferner sei die Länge der Lenkstange mit  $l_1$ , und der Abstand des Angriffspunktes der die Lenkstange mit dem Ende des Hebelarmes  $b_1$  verbindenden Stange von dem Gelenke mit  $l_0$  bezeichnet (s. Fig. 78).

Bei den gegebenen, beziehungsweise angenommenen Dimensionen  $l$ ,  $l_1$  und  $l_0$  berechne man zunächst das Verhältniss der Armlängen  $a_1$  und  $b_1$  aus der Formel:

$$\frac{b_1}{a_1} = \frac{l_0}{l} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right),$$

sodann den Ausdruck:

$$1 + \frac{l_1}{l_0} \cdot \frac{b_1}{a_0} = n,$$

alsdann erhalten die Constanten  $a$  und  $b$  in der allgemeinen Formel für den Schieberweg die Werthe:

$$a = r \left( \sin \delta \pm \frac{nc^2 - u^2}{ncl} \cos \delta \right)$$

$$b = \pm \frac{u \cdot r}{c} \left[ \cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right].$$

Je nach der Entfernung  $u$  des Steines von der Coulissenmitte werden die in der Formel  $a \cos \omega + b \sin \omega$  enthaltenen Constanten  $a$  und  $b$  andere Werthe annehmen, d. h. der Mittelpunkt  $M$  des Schieberkreises wird seine Lage im Diagramm verändern; es wird sich für jedes  $u$  ein anderer Schieberkreis ergeben. Denkt man sich die Mittelpunkte dieser Schieberkreise der Reihe nach mit einander verbunden, so entstehen bei der Stephenson'schen und Allan'schen Coulisse gewisse Curven als Verbindungslinien, welche Centralcurven (nach Zeuner) genannt werden. Für die Gooch'sche Coulisse ist der Werth  $a$  von  $u$  unabhängig; jeder Schieberkreis-Mittelpunkt  $M$  hat daher von der durch  $O$  gehenden Verticalen denselben Abstand, daher die Centralcurve für die genannte Coulissenform eine im Abstände  $\frac{r}{2} \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right)$  von der Verticalen gezogene Parallele ist.

Aus dem Vorhergehenden folgt nun, dass bei einer Verschiebung des Steines in der Coulisse nicht nur der Schieberhub  $2r$ , sondern auch der Voreilungswinkel  $\delta$  ein anderer wird. Denn verbindet man irgend einen Punkt der Centralcurve mit dem Mittelpunkte  $O$  des Diagramms, so richtet sich sowohl die Länge dieser Verbindungslinie, als auch der Winkel, welchen sie mit der Verticalen bildet, nach der Lage jenes Punktes auf der Curve; es ist aber jene Länge als Radius des betreffenden Schieberkreises die halbe Excentricität, und jene Neigung der Voreilungswinkel für die erzeugte Schieberbewegung. Diese gleichzeitigen Aenderungen des Schieberweges und Voreilungswinkels sind auch das Resultat einer — früher besprochenen — Verschiebung des Excenters senkrecht zur Centralen <sup>1)</sup>.

Es wurde bereits oben erwähnt, dass die Coulissen, selbst wenn mit ihrem Mittelpunkte der Angriffspunkt der Schieberstange zusammenfällt, dennoch eine Bewegung des Schiebers erzeugen, da sich der Mittelpunkt derselben selbst bewegt. Man erhält die Grösse der Bewegung des Schiebers für diesen Fall, wenn man nur in den obigen Ausdrücken für  $a$  und  $b$  die darin vorkommende Grösse  $u$  der Null

<sup>1)</sup> Die Centralcurve für das drehbare Excenter ist der mit der halben Excentricität um den Mittelpunkt  $O$  geschlagene Kreis, die Centralcurve für das — in der Richtung der Centrale — verschiebbare Excenter aber eine Gerade durch  $O$ ; in diesem letzten Falle bleibt das Verhältniss der Factoren  $a$  und  $b$  der Formel constant, und zwar ist  $\frac{a}{b}$  die Tangente des — constanten — Voreilungswinkels  $\delta$ .

gleich setzt. Zunächst bemerken wir, dass bei jeder Coulissenform alsdann  $b = 0$  wird, also die Centralcurve an derjenigen Stelle, wo sie die Horizontale  $KK_0$  schneidet, vom Mittelpunkte  $O$  des Systemes ihren kleinsten Abstand hat. Dieser Abstand ist aber die halbe Excentricität des Schiebers, da jener Schnittpunkt als Punkt der Centrale der Mittelpunkt des der Mittelstellung der Coulisse entsprechenden Schieberkreises ist; hiernach ergeben sich folgende Excentricitäten:

1. bei der Stephenson'schen Coulisse:

$$a_{min} = r \left( \sin \delta \pm \frac{c^2}{cl} \cos \delta \right) = r \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right);$$

2. bei der Gooch'schen Coulisse:

$$a_{min} = r \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right);$$

3. bei der Allan'schen Coulisse:

$$a_{min} = r \left( \sin \delta \pm \frac{nc^2}{ncl} \cos \delta \right) = r \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right),$$

d. h. alle drei Coulissenformen erzeugen bei ihrer Mittelstellung, wofern wir Gleichheit in den Dimensionen  $r$ ,  $c$  und  $l$  und den Voreilungswinkeln  $\delta$  voraussetzen, gleiche Schieberwege. Diesen Schieberwegen mindestens gleich muss die äussere Deckung des Schiebers gewählt werden, damit der Schieber den Dampf nicht einströmen lasse, und die Maschine zum Stillstande komme. Aus dem Umstande ferner, dass der Durchmesser des Schieberkreises für diesen speciellen Fall auf der Richtung  $KK_0$  liegt, geht hervor, dass mit der Mittelstellung des Kolbens oder der senkrechten Stellung der Kurbel auch die Mittelstellung des Schiebers zusammenfällt, und die Endstellungen des letzteren dem todten Punkte des Kolbens entsprechen — die Schieberkurbel von der Länge

$$r \left( \sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

geht der Kolbenkurbel um  $180^\circ$  voraus.

Was den weiteren Verlauf der Centralcurven der Coulissen von Stephenson und Allan betrifft (bei der Gooch'schen Coulisse ist dieselbe, wie bereits oben erwähnt, eine gerade Linie), so liegen dieselben eine jede symmetrisch zur Horizontalen  $KK_0$ ; denn da in den Ausdrücken für  $a$  der Werth  $u$  nur in der zweiten Potenz erscheint, so kann die Grösse  $a$  dadurch keine Aenderung erleiden, andererseits bleibt aber auch der Ausdruck für  $b$  absolut genommen derselbe bei alleiniger Aenderung des Vorzeichens von  $u$ <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Die Centralcurven sind Parabeln, welche ihre Scheitel in ihrem Schnittpunkte mit der Horizontalen  $KK_0$  haben; bei offenen Stangen kehrt die Parabel die concave Seite nach dem Mittelpunkte  $O$ .

Bei dem Entwurf des Diagramms für eine der vorgenannten Coulissensteuerungen geht man nach getroffener Wahl der Stücke:  $r$ ,  $d$ ,  $l$  und  $c$  (und  $n$  bei der Allan'schen Coulisse) zweckmässig in folgender Weise vor: Für bestimmt angenommene Werthe von  $u$ , etwa für  $u = 0, = 50, = 100, = 150$  u. s. w. berechne man nach den oben angegebenen Formeln die Werthe von  $a$  und  $b$  (und zwar sowohl für offene als für gekreuzte Excenterstangen) und stelle die erhaltenen Werthe  $a_0 a_1 a_2 \dots$  und  $b_0 b_1 b_2 \dots$  etwa in folgender Weise:

für offene Stangen

$u$	$a$	$b$	$\varepsilon$
0	$a_0$	$b_0$	
50	$a_1$	$b_1$	
100	$a_2$	$b_2$	

für gekreuzte Stangen

$u$	$a$	$b$	$\varepsilon$
0	$a_0$	$b_0$	
50	$a_1$	$b_1$	
100	$a_2$	$b_2$	

tabellarisch zusammen, worauf man zur Construction der Schieberkreise für die einzelnen Coulisseneinstellungen (durch Abtragen von  $\frac{a}{2}$  auf  $OK$  und Errichten der Ordinate  $\frac{b}{2}$ ) übergehen kann. Nachdem man nun noch über die äussere Deckung  $e$  des Schiebers verfügt hat<sup>1)</sup>, wird man das den einzelnen Einstellungen entsprechende Füllungsverhältniss  $\varepsilon$  bestimmen können; zu dessen Eintragung wird die letzte Spalte der angelegten Tabellen benutzt.

Die Centralcurve (Verbindungsline aller Mittelpunkte der Schieberkreise), eine stetig gekrümmte Linie, ist von Bedeutung, sobald es sich darum handelt, für ein bestimmtes Füllungsverhältniss  $\varepsilon$  die Coulisseneinstellung zu ermitteln. — Man ziehe die diesem Füllungsverhältnisse entsprechende Kurbelstellung IV und errichte im Mittelpunkte der von dieser Kurbelstellung im Deckungskreise gebildeten Sehne auf dieser eine Senkrechte. Letztere trifft die Centralcurve in dem Mittelpunkte des Schieberkreises zur fraglichen Coulisseneinstellung  $u_x$ . Ist  $b_x$  der verticale Abstand des erhaltenen Mittelpunktes von  $OK$ , so tritt zur Berechnung von  $u_x$  aus den oben angegebenen Formeln für  $b$  an die Stelle von  $b$  jener doppelte Abstand, also  $2b_x$ , und man erhält:

für die Stephenson'sche Coulisse:

$$u_x = \pm \frac{2cb_x}{r \cos \delta},$$

<sup>1)</sup> Bei der Wahl von  $e$  ist darauf zu sehen, dass bei keinem der Schieberkreise die Kurbelstellung I (Dampfeintritt beginnt) über die Horizontale  $OK$  fällt.

für die G o o c h'sche Coulisse:

$$u_x = \frac{2 c b_x}{r \left( \cos \delta \pm \frac{c}{l} \sin \delta \right)},$$

für die Allan'sche Coulisse:

$$u_x = \frac{2 c b_x}{r \left[ \cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{nl} \sin \delta \right]}.$$

Aus den für offene und gekreuzte Excenterstangen — unter sonst gleichen Verhältnissen — entworfenen Systemen der Schieberkreise wird man folgende Schlüsse ziehen können:

1. Soll der Schieber bei der mittleren Einstellung der Coulisse, d. i. für  $u = 0$ , den Dampfcanal nicht öffnen, so muss derselbe bei offenen Stangen eine (beträchtlich) grössere Deckung  $e$  erhalten, als bei gekreuzten<sup>1)</sup>.

2. Während bei offenen Stangen zugleich mit der Abnahme des Füllungsverhältnisses  $\varepsilon$  die Compressions-, sowie die Gegendampfperiode unverhältnissmässig an Ausdehnung zunehmen, beschränkt sich bei gekreuzten Stangen dieser Einfluss fast nur auf die Compressionsperiode.

Aus dieser Betrachtung und aus dem Umstande, dass bei allzu grosser Deckung leicht ein verspäteter Dampfeintritt stattfindet, dazu noch — bei kleineren Füllungen — der Canal nur wenig geöffnet, der Admissionsdampf also stark gedrosselt wird, folgt, dass dem Steuerungssysteme mit gekreuzten Stangen, wie bereits früher gelegentlich bemerkt wurde, der Vorzug zu geben ist.

Bemerkung. — Wenngleich die Coulissensteuerungen ausreichen, die Drehrichtung der Kurbel umzukehren und durch deren Einstellung sowohl beim Vorwärts- als beim Rückwärtsgange die Füllung zu reguliren, so hat man doch, um bei der Regulirung der Füllung nicht gleichzeitig die Compressions- und Gegendampfperiode in nachtheiliger Weise zu beeinflussen, mit dem Hauptschieber einen Expansionsschieber in Verbindung gebracht und bedient sich der Coulisse überhaupt nur, wenn umgesteuert werden soll, indem man dieselbe — völlig — hebt bzw. niederlässt. Zu diesen Anordnungen gehört die Gonzenbach'sche, die Meyer'sche Steuerung und die Steuerung von Polonceau.

<sup>1)</sup> Für alle drei Coulissenformen wird — mindestens —:

a) bei offenen Stangen:  $e = r \left( \sin \delta + \frac{c}{l} \cos \delta \right)$

b) bei gekreuzten „  $e = r \left( \sin \delta - \frac{c}{l} \cos \delta \right)$

sein müssen, wenn dieser Anforderung entsprochen werden soll.

Bei der erstgenannten wird der in besonderer Kammer arbeitende Expansionsschieber vom Rückwärtsexcenter aus mitgenommen durch Vermittelung eines um einen festen Punkt schwingenden Hebels, an welchem behufs Aenderung der Füllung der Angriffspunkt der Schieberschubstange verlegt werden kann. — Nach der einleitenden Erklärung zu den Coulissensteuerungen ist dieser Hebel nach einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Halbmesser der Länge der Schieberschubstange gleich und dessen concave Seite dem Schieber zugekehrt ist. Der mit dem System so verbundene Expansionsschieber arbeitet indessen nur bei der einen, der Vorwärtsdrehung der Kurbel richtig. Beim Rückwärtsgange wird die Füllung durch Einstellung der (Stephenson'schen) Coulisse regulirt und der Expansionsschieber ausser Betrieb gesetzt, indem man den Angriffspunkt der Schubstange dem Schwingungsmittelpunkte des oben genannten Hebels möglichst nahe bringt.

Bei der Meyer'schen Steuerung arbeitet neben dem Vorwärts- und Rückwärtsexcenter noch ein besonderes (Expansions-) Excenter. Die von einem Bügel gefasste Expansionsschieberstange kann vom Führerstande aus gedreht werden, wodurch eine Verstellung der Meyer'schen Platten über dem Hauptschieber und damit eine Regulirung der Füllung erreicht wird. Bei dieser Anordnung arbeitet der Expansionsschieber auch beim Rückwärtsgange der Kurbel ziemlich richtig.

Eine für beide Drehrichtungen der Kurbelwelle richtig arbeitende Coulissensteuerung mit besonderem Expansionsschieber ist von Polonceau construirt. Bei dieser ist eine aus zwei Fächern bestehende Gooch'sche Coulisse, deren Mittelpunkt von dem pendelnden Hängeisen erfasst wird, zur Anwendung gebracht. Das eine der Fächer dient zur Aufnahme des Angriffspunktes — Steines — der Schubstange des Hauptschiebers, während in dem anderen der Stein der Schubstange des unmittelbar auf dem Hauptschieber sich bewegenden Expansionsschiebers der beabsichtigten Füllung entsprechend verlegt wird. Das erstgenannte Fach dient lediglich zur Umsteuerung, deshalb befindet sich — je nach der Drehrichtung — in demselben der Angriffspunkt des Hauptschiebers in dem einen oder anderen Endpunkte (— im Mittelpunkte nur während des Stillstandes der Maschine —).

#### Aufgabe.

Es soll eine Steuerung mit Stephenson'scher Coulisse — sowohl mit offenen als gekreuzten Excenterstangen — construirt und der Schieber dazu entworfen werden unter der Voraussetzung, dass die beiden Excenter je unter einem Voreilungswinkel  $\delta = 30^\circ$  und je mit einer Excentricität von 68 mm arbeiten. Die Coulisse erhalte eine Gesamt- (Bogen-) Länge von  $2c = 400$  mm, die Excenterstangen je

eine Länge von 1500 mm. Für die Einstellungen  $u = 0, = 50, = 150$  und  $= 200$  mm sollen die Schieberdiagramme gezeichnet und daraus die jenen Einstellungen entsprechenden Zylinderfüllungen abgeleitet, auch die Coulissen mit Marken versehen werden, an welchen die jedesmalige Füllung erkennbar ist. Insbesondere soll auch — mit Zuhülfenahme der Centralcurve — diejenige Einstellung  $u_x$  festgestellt werden, bei welcher halbe Zylinderfüllung erreicht wird. Die Deckung des Schiebers werde so gewählt, dass — bei dem System gekreuzter Stangen — der Schieber den Canal nicht öffnet, wenn die Coulisse in die Mitte eingestellt wird. — Beim Entwurf des Schiebers zur Steuerung und des Schieberspiegels ist darauf zu achten, dass die Stegbreiten  $b_1$  und  $b_a$  solche Dimensionen erhalten, wie sie die grösste Excentricität verlangt. Man erhält diese als Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen Katheten die für den grössten Werth von  $u$  (also hier  $u=c$ ) berechneten Strecken  $a$  und  $b$  sind, also  $a = r \sin \delta$  und  $b = r \cos \delta$ . Die grösste Excentricität ist also im vorliegenden Falle  $r = 68$  mm. Diese grösste Excentricität wird nur dann der angenommenen Excentricität  $r$  gleich sein, wenn die Excenterstangen in der Entfernung  $c$  von der Coulissenmitte an der Coulisse angreifen. Der Schieber wird alsdann selbstverständlich bei der höchsten oder tiefsten Coulisseneinstellung gerade so bewegt, als würde die Schieberstange direct von der Excenterstange erfasst.

## X. Von der Steuerung der Maschinen mit schwingendem Dampfzylinder und das Diagramm der Steuerung zur Maschine von Alban.

Wenn die örtlichen Verhältnisse es nicht gestatten, zwischen den Stützpunkten des Kurbelwellenlagers und des Dampfzylinders ein vollständig ausgebildetes Kurbelgetriebe mit ausreichend langer Pleuelstange <sup>1)</sup> anzuwenden, so lässt man die Kolbenstange am Kurbelzapfen angreifen und lagert nun den Dampfzylinder so, dass er die durch den Kurbelumgang bedingten Schwingungen auszuführen vermag.

Beobachtet man bei einer derart angelegten Maschine die Bewegung des Zylinders, daneben die Bewegung des Dampfkolbens, so stellt sich folgendes Bewegungsverhältniss heraus:

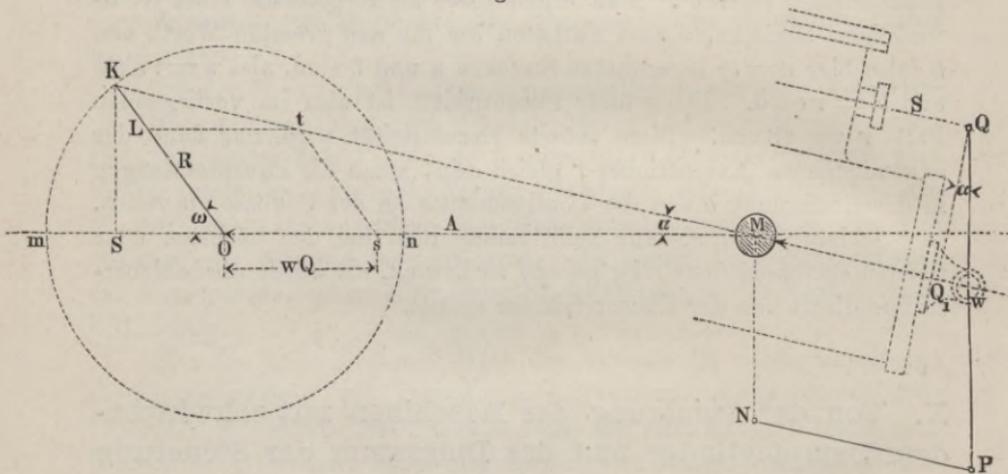
<sup>1)</sup> Die dem Kurbelgetriebe anhaftenden periodischen Schwankungen der Geschwindigkeit in der Drehbewegung der Kurbel sind wesentlich abhängig von der Länge der Pleuelstange im Verhältniss zur Kurbellänge. Je grösser dieses Verhältniss gewählt wird, desto geringer sind jene Schwankungen, desto gleichförmiger wird der — ausserdem durch ein Schwungrad unterstützte — Gang des Getriebes. Im Allgemeinen macht man die Pleuelstange fünf- bis sechsmal so lang, als die Kurbel.

1. Der Kolben befindet sich in einer seiner Endstellungen, wenn der Cylinder sich in der Mittelstellung im Schwingungswinkel befindet. (— Die Cylinderaxe geht durch den Mittelpunkt des Kurbelkreises —.)

2. Ist der Cylinder in einer seiner Endstellungen angekommen, so nimmt der Kolben — nahezu — seine Mittelstellung ein. (— Die Cylinderaxe ist Tangente am Kurbelkreise —.)

Das Bewegungsverhältniss zwischen Cylinder und Kolben ist also dasselbe wie bei der normalen Steuerung das Bewegungsverhältniss zwischen Schieber und Kolben, woraus weiter folgt, dass, wenn man auf eine Voreilung der Steuerung verzichtet, man die Dampfver-

Fig. 79.



theilung entweder durch den schwingenden Cylinder selber besorgen lässt, oder die Bewegung eines Dampfschiebers von der schwingenden Bewegung des Dampfzylinders abhängig macht<sup>1)</sup>. Beide Steuerungs-

<sup>1)</sup> Oscillirende Maschinen mit Steuerung mit Voreilung und Drehung finden sich vielfach als Schiffsmaschinen ausgeführt. Ein auf der Kurbelwelle angeordnetes Excenter überträgt auf Vermittelung eines Hebels, dessen Drehpunkt an dem schwingenden Cylinder sich befindet, seine Bewegung auf den Schieber. Oder das Excenter ist auf eine am Boden des Cylinders gelagerte Welle befestigt, welche durch Rädergetriebe von der Kurbelwelle aus ohne Aenderung der Tourenzahl in Umdrehung versetzt wird. In beiden Fällen wird die Einschiebung eines Universalgelenkes in den die Bewegung der Kurbelwelle auf den Schieber übertragenden Mechanismus notwendig werden.

Endlich kann die Stange des auf der Kurbelwelle festsitzenden Excenters mittelst Charniers mit einer Coullisse verbunden sein, welche sich in verticaler Richtung auf- und niederschiebt. Ihre Bewegung wird durch einen in den Schlitz der Coullisse greifenden Hebel auf den Schieber übertragen. (Die Anwendung zweier Excenter für den Vor- und Rückwärtsgang in Verbindung mit einer der früher beschriebenen Coullissenformen macht eine Umsteuerung der Maschine möglich.)

arten kommen — allerdings nur bei kleineren Maschinenausführungen — vor, die letztere Art bei der von Alban gebauten Maschine, deren wesentliche Einrichtung aus Fig. 79 zu erkennen ist.

Senkrecht unter dem Schwingungspunkte  $M$  des Dampfzylinders befindet sich der Drehpunkt  $N$  eines Hebels  $NP$ , der bei  $P$  einen zweiten Hebel  $Pw$  erfasst, dessen Länge gleich ist dem Abstände der festen Punkte  $M$  und  $N$ . Ausserdem ist die Länge von  $NP$  gleich dem Abstände des Punktes  $w$  vom Schwingungspunkte  $M$  des Cylinders. Der Hebel  $Pw$  sitzt an einer bei  $w$  am Boden des Cylinders gelagerten Welle fest, so dass, wenn sich der Cylinder nun um  $M$  bewegt, eine Drehung jener Welle erfolgen muss. Diese Drehung, welche je nach der Schwingungsrichtung des Cylinders bald in dem einen, bald in dem anderen Sinne vor sich geht, wird nun durch den Hebelarm  $wQ$  auf die Schieberstange  $S$  und durch diese auf den Schieber übertragen.

In welcher Stellung sich nun auch der Cylinder befinden mag, stets werden in dem Parallelogramm  $MNPw$  die Seiten  $MN$  und  $Pw$  senkrecht sein, also auch in senkrechter Stellung der Hebel  $wQ$  verbleiben, wofern letzterer in der Richtung von  $wP$  angebracht wird. Der horizontalen Lage des Cylinders wird die Mittelstellung des Schiebers entsprechen und letzterer sich am weitesten nach links verschoben haben, wenn die Kurbel in verticaler Stellung und zwar nach oben sich befindet, am weitesten nach rechts, wenn die Kurbel die entgegengesetzte Stellung einnimmt. Diese letzteren Stellungen fallen nicht genau mit einander zusammen, ebenso nicht genau die Mittelstellung des Kolbens mit der verticalen Kurbelstellung. Doch kann diese kleine Differenz — wie dies auch früher bei feststehendem Cylinder geschehen ist — ausser Acht gelassen werden.

Es wird sich nun in der Folge darum handeln, die Schieberbewegung von der Stellung des Cylinders abzuleiten, oder da von letzterer die Kurbeldrehung, d. i. der Drehwinkel  $\omega$  abhängig ist, jene Bewegung durch den Drehwinkel  $\omega$  auszudrücken. Es sei  $R$  die Kurbellänge und  $A$  der Abstand des Schwingungspunktes  $M$  von dem Mittelpunkte  $O$  der Kurbelwelle; ferner bilde die Cylinderaxe mit der Horizontalen den Winkel  $\alpha$ , wenn die Kurbel  $OK$  mit dieser den Drehwinkel  $\omega$  einschliesst. Alsdann ist zunächst:

$$\frac{KS}{MK} = \sin \alpha$$

oder, da  $KS = R \sin \omega$  ist,

$$\frac{R \sin \omega}{MK} = \sin \alpha.$$

Den der betrachteten Stellung entsprechenden Schieberweg finden wir aber sofort als Projection der Hebellänge  $w\widehat{Q}$  auf die augenblickliche

Lage der Cylinderaxe, d. h. es ist  $w \cdot Q_1$  jener Schieberweg  $\xi$ . Nun ist der Winkel  $w Q Q_1$  gleich dem Ausschlagwinkel  $\alpha$ , daher:

$$\xi = \widehat{wQ} \cdot \sin \alpha,$$

oder nach Einsetzung des obigen Werthes für  $\sin \alpha$ :

$$\xi = \frac{\widehat{wQ} \cdot R \sin \omega}{MK}.$$

Ausser der veränderlichen Grösse  $\omega$  ist nun auch die Strecke  $MK$  einer von  $\omega$  abhängigen Veränderlichkeit unterworfen; ihr grösster Werth ist  $Mm$  bei dem Drehwinkel  $\omega = 0^\circ$ , ihr kleinster Werth  $Mn$  bei  $\omega = 180^\circ$ , daher ihr Mittelwerth  $= \frac{\widehat{Mm} + \widehat{Mn}}{2} = \widehat{MO}$  oder gleich dem Abstände  $A$  des Stützpunktes  $M$  des Cylinders vom Wellenlager  $O$ . Es ist daher annähernd:

$$\xi = \frac{\widehat{wQ} \cdot R}{A} \sin \omega$$

der dem Drehwinkel  $\omega$  entsprechende Schieberweg. Ein Vergleich dieses Ausdruckes mit der Formel  $\xi = r \sin \varphi$  bei der normalen Steuerung zeigt, dass sich der Schieber der Alban'schen Maschine gerade so bewegt, als würde zu seiner Verschiebung eine Kurbel von der Länge  $\frac{\widehat{wQ} \cdot R}{A}$  verwendet, die zur Kolbenkurbel senkrecht steht.

Man suche also zu  $\widehat{wQ}$ ,  $R$  und  $A$  die vierte Proportionale und construire für diese als Excentricität das Diagramm für normale Steuerung. Man erhält die gesuchte Excentricität auf folgende Weise aus der Figur: Man mache  $Os =$  der Hebellänge  $\widehat{wQ}$ , ziehe durch  $s$  eine Parallele zur Kurbelstellung  $OK$ , also  $st$ , hierauf durch  $t$  eine Horizontale  $tL$ ; nun ist  $LK$  die gesuchte Strecke.

Bei auszuführenden Maschinen des eben besprochenen Systems wird die Excentricität  $r$  — oder  $\frac{\widehat{wQ} \cdot R}{A}$  — als von der Canalhöhe  $a$  abhängig ein gegebenes Stück vorstellen, und da auch die Länge  $\widehat{wQ}$  des Steuerhebels sich nach dem Abstände der Stopfbüchse (im Schieberkasten) von der Cylinderaxe richten, oder vielmehr diesem Abstände gleich sein muss, so wird das Verhältniss  $\frac{R}{A}$  so zu wählen sein, dass

$$\frac{R}{A} = \frac{r}{\widehat{wQ}}$$

ist. Um einem ruhigen Gange des Getriebes Rechnung zu tragen, wird man dafür zu sorgen haben, dass der Ausschlagwinkel  $\alpha$  des Cylinders nur ein mässiger sei. Derselbe befindet sich in seinem

Grenzwerte:  $\alpha_{max}$ , wenn die Kolbenstange am Kurbelkreise tangential ist, entsprechend:

$$\sin \alpha_{max} = \frac{R}{A};$$

hiernach:

$$w \widehat{Q} = \frac{r}{\sin \alpha_{max}} \text{ )}.$$

## XI. Die unrunde Scheibe von Saulnier als Mittel zur Bewegung des Dampfschiebers. Bestimmung des Umrisses der Scheibe durch das zu erzeugende Füllungsverhältniss; Aenderung der Füllung.

Wenngleich das Bogendreieck vor dem Kreisexcenter den Vortheil gewährt, dass der durch das Dreieck bewegte Dampfschieber mit mehr Präcision, d. h. schneller den Dampfcanal öffnet, beziehungsweise schliesst, und durch länger andauerndes Verbleiben in seiner Endstellung einen grösseren Ruhewinkel für die Dampfeströmung ermöglicht bei einer verhältnissmässig kleinen Excentricität, so hat das Bogendreieck mit dem Kreisexcenter den gemeinsamen Mangel, dass eine kleine Füllung nicht zu erreichen ist, wenn nicht noch ein besonderer Expansionsschieber angewendet wird. Die Gründe dafür sind bereits oben in dem Capitel über das drehbare und verschiebbare Excenter hervorgehoben worden, und lassen sich jene ohne Weiteres auf die Steuerung mit Bogendreiecken übertragen.

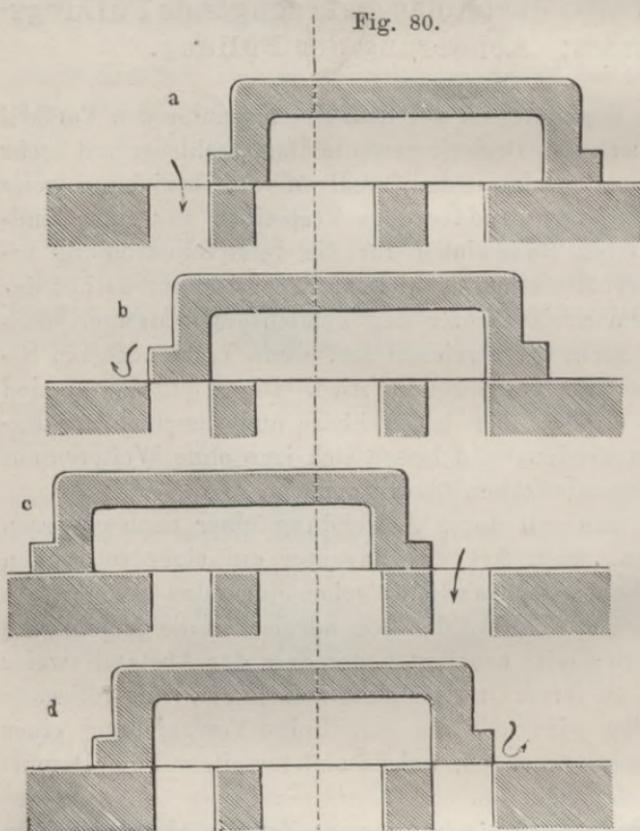
Diesem Mangel nun soll durch Anwendung einer nach gewissen Gesetzen construirten, nach Art der Excenter auf einer rotirenden Welle befestigten Scheibe, der Saulnier'schen unrundern Scheibe, abgeholfen werden. Letztere hat mit den Bogendreiecken die gemeinsame Eigenschaft, dass ihre Breite constant, oder dass der Abstand zweier paralleler Tangenten an ihrem Umriss stets derselbe ist; die rotirende Bewegung der Scheibe wird also die geradlinige Verschiebung eines um sie gelegten Rahmens erzeugen, welche andererseits auf den Dampfschieber übertragen werden kann.

Die während einer Kurbeldrehung zum Zwecke einer richtigen Dampfvertheilung nothwendig zu erzeugenden Schieberstellungen sind, wofern der Dampf vor Beendigung des Kolbenhubes abgeschlossen werden, d. h. Expansion stattfinden soll, folgende vier, wenn mit der Bewegung des Kolbens vom links liegenden Ende des Hubes begonnen wird:

1) Bei Maschinen mit festliegendem Cylinder liegt  $\alpha_{max}$  in der Regel zwischen  $11$  und  $14^{\circ}$ ; da es sich bei der Anlage oscillirender Maschinen vor Allem um Raumersparniss handelt, so würde man den Abstand  $A$  doch immer der 3,5- bis 4fachen Kurbellänge gleich zu machen haben.

1. Einströmung des Dampfes links — der Schieber befindet sich in seiner äussersten Stellung rechts (Fig. 80 a).
2. Abschluss des Dampfcanales links — der Schieber hat sich um die Canalhöhe nach links verschoben (Fig. 80 b).
3. Eröffnung des rechts liegenden Dampfcanales, Einströmung des Dampfes rechts — der Schieber befindet sich in seiner äussersten Stellung links (Fig. 80 c).
4. Abschluss des Dampfcanales rechts — der Schieber hat sich um die Canalhöhe nach rechts verschoben (Fig. 80 d).

Diese vier Schieberstellungen sind durch den Bewegungsmechanismus in der Weise herbeizuführen, dass der Schieber während der



Dauer der einzelnen Perioden seine Stellung beibehält, also sprungweise von der einen in die andere übergeht; der Umriss der Scheibe wird demnach aus vier um deren Drehpunkt geschlagenen Kreisbogen bestehen, deren Länge von der verlangten Dauer der entsprechenden Perioden abhängt, deren gegenseitiger — radialer —

Abstand nach Maassgabe der zu erzeugenden Verschiebungen zu bestimmen ist und zwar in der Weise, dass die Breite

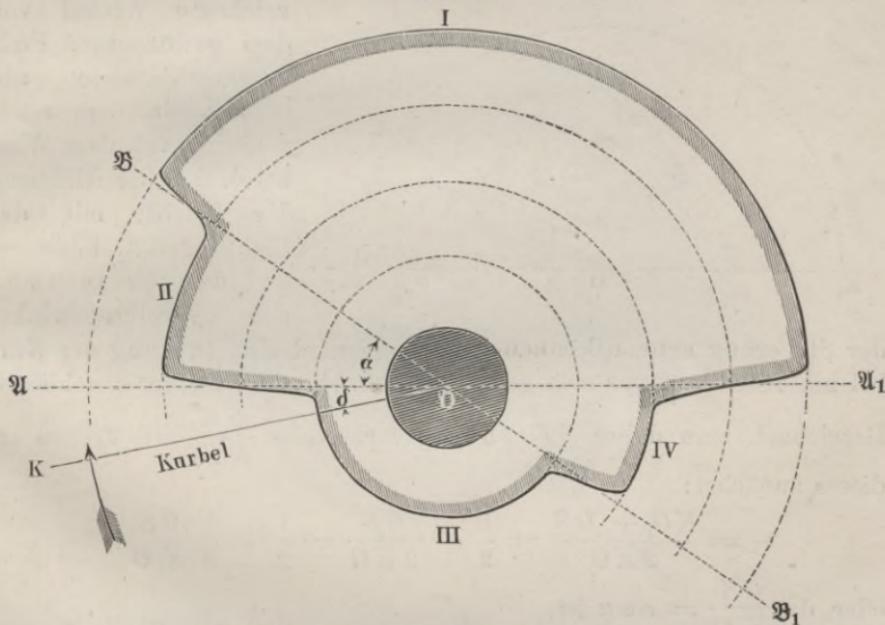
der Scheibe auch bei den Uebergangsstellen von einem der Bogen zum anderen dieselbe bleibt.

Vergleichen wir zunächst die vorerwähnten Schieberstellungen unter einander, so ersehen wir, dass der Schieber aus der Stellung 1 in die Stellung 2 übergehen kann, ohne eine der übrigen Stellungen zu überschreiten, dass dagegen die Stellung 3 aus der Stellung 2 hervorgehen kann, wenn vom Schieber vorerst die Stellung 4 eingenommen wird; desgleichen kann nach dieser letzten Stellung nur

mit Uebergangung der Stellung 2 die ursprüngliche Schieberstellung 1 wieder folgen. Nennen wir der Kürze halber den Weg des Schiebers aus einer Stellung in die dieser zunächst liegende „Station“, und setzen wir diese als gleich gross voraus, so können wir uns folgendermaassen ausdrücken:

Der Schieber hat, um aus der Stellung 1 in die Stellung 2, oder um aus der Stellung 3 in die Stellung 4 überzugehen, jedesmal eine Station zurückzulegen, dagegen zwei Stationen, um aus der Stellung 2 nach der Stellung 3 oder aus der Stellung 4 nach der Stellung 1 zurück zu gelangen. Letztere Verschiebung ist nothwendig nach jeder Expansions-, erstere Verschiebung nach jeder Volldruckperiode.

Fig. 81.



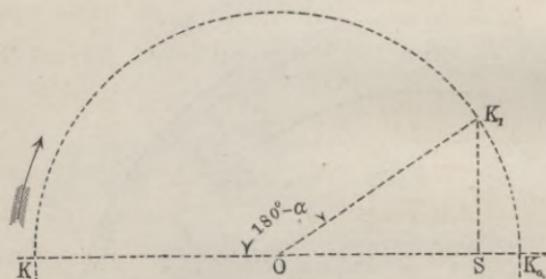
Nach diesen Vorbemerkungen ergibt sich für die Scheibe folgende Construction:

Man schlage um den Mittelpunkt  $O$  (s. Fig. 81) der Drehung vier concentrische Kreise I, II, III und IV, deren gegenseitiger Abstand gleich ist dem einer Station entsprechenden Schieberweg, ziehe den Durchmesser  $AA_1$  und unter einem noch näher zu bestimmenden und von der gewünschten Füllung abhängigen Winkel  $\alpha$  gegen jenen einen zweiten Durchmesser  $BB_1$ . Sodann bilde man bei  $B$  einen passenden Uebergang von dem äusseren Bogen I nach dem diesem folgenden Bogen II, von diesem bei  $A$  einen Uebergang nach dem — innersten — Bogen III; die Form des Ueberganges von III nach IV bei  $B_1$  ist bestimmt durch den Uebergang bei  $B$ , da die constante Breite der Scheibe zu erhalten ist, desgleichen der Uebergang vom Bogen IV nach I bei  $A_1$  durch den Uebergang bei  $A$ .

Denkt man sich nun im Sinne der beigefügten Pfeilrichtung das System etwas gedreht, bis die Kurbel  $OK$  die horizontale Lage angenommen hat, so wird der Bogen I sich an das rechts befindliche Lineal des Rahmens anlegen<sup>1)</sup>, gleichzeitig der Bogen III an das Lineal links, so dass der Rahmen und, mit diesem der Schieber sich in seiner äussersten Stellung rechts befindet und in derselben verbleibt, bis der Durchmesser  $\mathfrak{B}\mathfrak{B}_1$  in horizontale Lage gekommen; die Lineale legen sich nun auf die Bogentheile II und IV, der Schieber ist in seiner Abschlussstellung 2 u. s. w.

Die Längen der Bogen I und II beziehungsweise III und IV schreiben die Dauer der Volldruck- und Expansionsperiode vor, d. h.

Fig. 82.



es wird der mit  $\alpha$  bezeichnete Winkel von dem gewünschten Füllungsverhältnisse abhängig sein. Sehen wir zunächst von dem Winkel  $\delta$ , den die Richtung der Kurbel mit der Richtung  $\mathfrak{A}\mathfrak{A}_1$  bildet — und den wir auch hier den Voreilungswinkel

der Steuerung nennen können — ab, so wird eine Drehung der Kurbel um  $180^\circ - \alpha$  vor sich gehen müssen, ehe der Schieber abschliesst.

Bezeichnet man daher das Füllungsverhältniss  $\frac{SK}{KK_0}$  mit  $\varepsilon_1$ , so ist dieses zunächst:

$$\varepsilon_1 = \frac{KO + OS}{2KO} = \frac{1}{2} + \frac{OS}{2KO} = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \frac{OS}{K_1O},$$

oder, da  $\frac{OS}{K_1O} = \cos \alpha$  ist,

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2} (1 + \cos \alpha),$$

woraus  $\cos \alpha = 2\varepsilon_1 - 1$  folgt.

Setzen wir also z. B.  $\varepsilon_1 = \frac{5}{8}$ , so ist  $\cos \alpha = 0,25$ , daher  $\alpha = 75^\circ 30'$ .

Von der Grösse des Winkels  $\delta$  hängt die Dauer der Gegendampfperiode ab; dieselbe wird um so grösser, je grösser man den Winkel wählt. Da dieser Drehwinkel für die darauf folgende Volldruckperiode

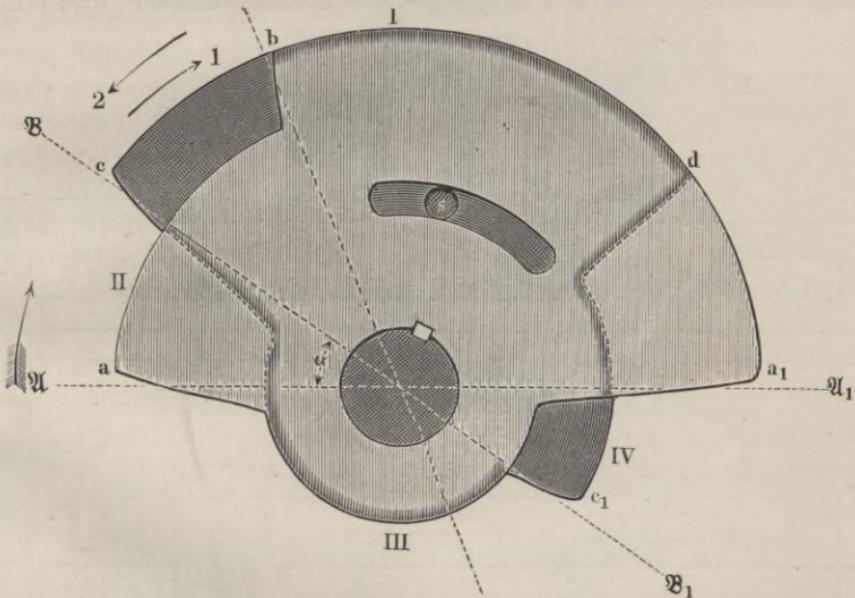
<sup>1)</sup> Die Bewegung der Scheibe wird auf den Rahmen durch kleine Stahlrollen, welche an letzteren ihren Befestigungspunkt haben, übertragen. An Stelle der durch obige Construction gefundenen Umrisslinien der Scheibe tritt deren innere Aequidistante, welche erhalten wird, wenn man nur mit dem Rollenhalbmesser um die Punkte jener Umrisslinie Kreise beschreibt und die diese Kreise einhüllende Curve verzeichnet.

verloren geht, so erhält man den bei der Ausführung der Scheibe in Anwendung kommenden Winkel  $\alpha_1$  in der Summe des oben durch Rechnung bestimmten Winkels  $\alpha$  und des Voreilungswinkels  $\delta$ .

Da die Füllung von der Grösse des Winkels  $\alpha$  abhängig ist, so wird eine Aenderung des letzteren auch eine Füllungsänderung zur Folge haben. Es werden also z. B. bei einer Verkleinerung der Füllung die Bogenstücke I und III um ein und denselben Winkel gleichzeitig abnehmen, die Bogenstücke II und IV hingegen zunehmen müssen.

Durch nachfolgende Construction der Scheibe wird aber die Möglichkeit einer Füllungsänderung erreicht, s. Fig. 83. Die beiden eigen-

Fig. 83.



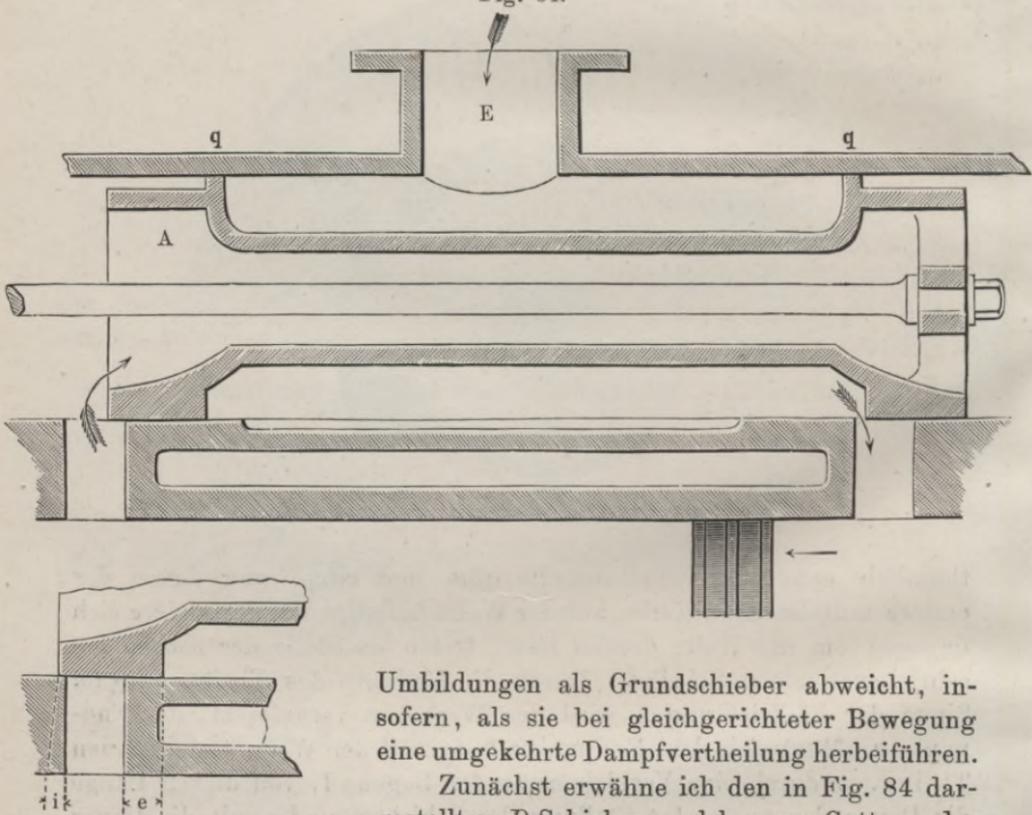
thümlich geformten Scheibentheile  $aba_1$  und  $cdc_1$ , von denen der erstere mittelst eines Keiles auf der Welle befestigt ist, der andere sich dagegen um die Welle drehen lässt, treten an Stelle der soeben beschriebenen eine Scheibe. Durch die Drehung des Theiles  $cdc_1$  im Sinne der Pfeilrichtung 1 wird der Winkel  $\alpha$  vergrössert, der Endpunkt  $c$  nähert sich dem Endpunkte  $b$  des auf der Welle festsitzenden Theiles, wodurch eine Verkleinerung des Bogens I, von dessen Länge die Dauer der äussersten Stellung des Schiebers und somit die Dauer der Volldruckperiode abhängt, zu Stande kommt, der Bogen II aber grösser wird. Gleichzeitig schiebt sich aber der dem drehbaren Theile  $cdc_1$  zugehörige Bogen IV bei der angegebenen Drehrichtung 1 hinter dem festen Theile  $aba_1$  hervor, wodurch der Bogen III dem Drehwinkel entsprechend verkleinert wird. Es werden also an den einzelnen Bogentheilen Aenderungen herbeigeführt, wie sie eine Verkleinerung der Füllung erfordert.

Wird eine Drehung des Theiles  $cdc_1$  in der Richtung des Pfeiles 2 vorgenommen, so vergrössern sich die Bogen I und III, es werden andererseits die Bogen II und IV um denselben Drehwinkel abnehmen, und die Füllung wird eine grössere werden. Nach vorgenommener Drehung wird die Fixirung des Theiles  $cdc_1$  an  $aba_1$  — wie bei dem drehbaren und verschiebbaren Excenter — durch das Anziehen einer Mutter am Bolzen  $s$  bewirkt werden können.

### Schlussbemerkung.

Aus der grossen Zahl der zur Anwendung gebrachten Schieberformen mögen zum Schlusse nur einige wenige hier aufgeführt werden, deren Wirkungsweise von derjenigen des Muschelschiebers und seiner

Fig. 84.



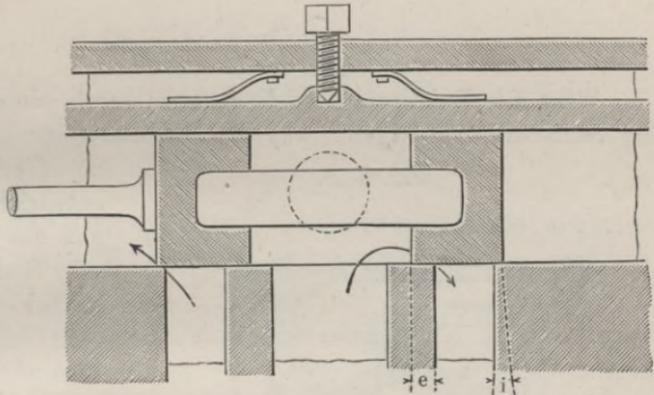
Umbildungen als Grundschieber abweicht, insofern, als sie bei gleichgerichteter Bewegung eine umgekehrte Dampfvertheilung herbeiführen.

Zunächst erwähne ich den in Fig. 84 dargestellten *D*-Schieber, welcher zur Gattung der Röhrenschieber gehört. Der bei *E* einströmende Dampf umspült den mittleren Theil des Schiebers, der sich von seiner Mittelstellung aus nach rechts verschoben hat. Der Dampf hat somit Gelegenheit, rechts in den Cylinder einzuströmen, links aber durch die vom Schieber gebildete Röhre aus dem Cylinder nach dem Auspuff zu entweichen, der sich rechts an dem das Schiebergehäuse abschliessenden Deckel befindet. So entspricht also der Schieberbewegung nach rechts der

Eintritt rechts und der Austritt links. (Umgekehrt wie beim Muschelschieber.) Es sind deshalb auch, wie in der Nebenfigur angegeben ist, die Deckungen  $e$  und  $i$  am Schieber zu vertauschen, daneben auch dem Excenter die seiner sonstigen Stellung gegenüberliegende Stellung zu geben, d. h. dasselbe hat der Kolbenkurbel um  $90^\circ - \delta$  nachzu-

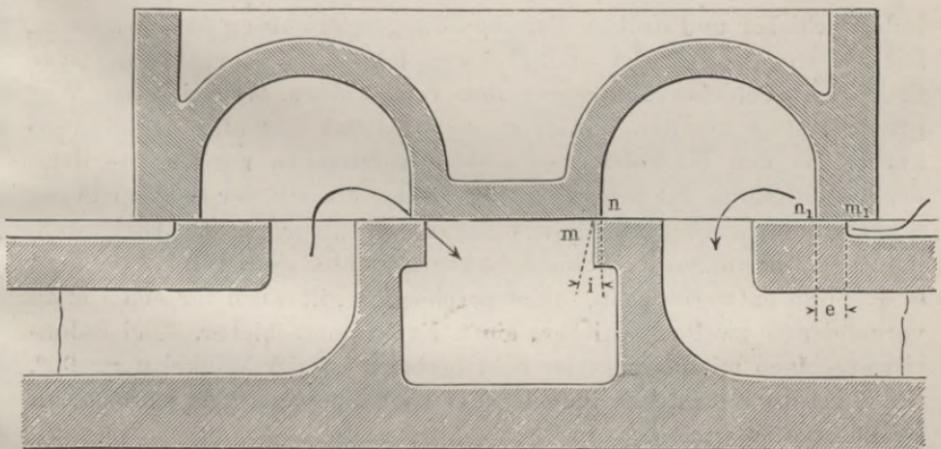
folgen. Die Räume  $E$  und  $A$  sind dampfdicht von einander getrennt zu halten, daher der Schieber gegen das ihn halbkreisförmig umschliessende Gehäuse an den Stellen  $q$  mit Packung versehen sein muss. Die gleiche Wirkungs-

Fig. 85.



weise ist der in Fig. 85 dargestellten Schieberconstruction und dem sogenannten  $E$ -Schieber, Fig. 86, eigen. Bei ersterer ist der mittlere Canal der Dampfzuführungschanal, während der entweichende Dampf durch den Schieberkastenraum nach einem seitlich am Kasten anschliessenden Rohre, wie in der Figur punktirt angegeben ist, abzieht.

Fig. 86.



Beim  $E$ -Schieber stellt der Kantenabstand  $nm$  die innere Deckung  $i$ , der Kantenabstand  $n_1 m_1$  die äussere Deckung  $e$  dar.

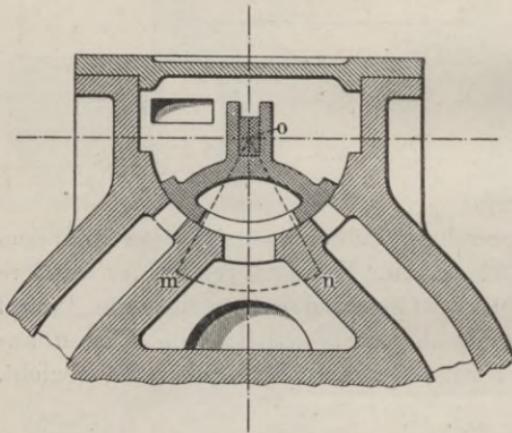
Als letzte Schieberform sei noch der Rundschieber Fig. 87 (a. f. S.) erwähnt. Derselbe führt — entweder direct durch ein Excenter, oder durch Vermittelung eines Hebels betrieben — Schwingungen aus. Ist

$l$  die Länge des auf der Schieberaxe oder Spindel sitzenden Hebels  $Om$ , und  $\widehat{mn}$  der Schwingungsbogen, so wird beim Halbmesser  $r_1$  der cylindrischen Spiegelfläche der Bogen  $\frac{r_1}{l} \cdot \widehat{mn}$  den Schieberhub darstellen, dessen kleinster Werth bei der äusseren Deckung  $e$  und der Canalhöhe  $a$  zu  $2(e + a)$  anzunehmen ist. Hieraus folgt:

$$\widehat{mn} \geq \frac{2l}{r_1} (e + a).$$

Wird die Bewegung des Excenters durch einen Winkelhebel auf den Schieber übertragen, was bei Balancirmaschinen mit verticaler

Fig. 87.



Schieberbahn zutrifft, so entspricht den Endstellungen des Kolbens die verticale Stellung der Kolbenkurbel, und das Excenter geht der Kurbel um den Winkel  $\delta$  voraus, oder nimmt die dieser Stellung gegenüberliegende Stellung ein. Welche von den beiden Stellungen für einen bestimmten Fall zu wählen ist, lässt sich nach dem Grundsätze, dass in der ersten Hälfte des Kolben-

hubes Schieber und Kolben dieselbe Bewegungsrichtung haben müssen, leicht feststellen<sup>1)</sup>. Ist endlich, was man häufig bei Locomotiven findet, die Schieberbahn gegen den vom Kolben beschriebenen Weg geneigt, etwa um den Winkel  $\alpha$ , so wird das Excenter der Kolbenkurbel um den Winkel  $90^\circ - \alpha + \delta$  vorangehen müssen (— denn der Mittelstellung des Schiebers wird immer die auf der Schubrichtung senkrecht stehende Stellung des Excenters entsprechen). Gleichwohl wird das Diagramm der Schieberbewegung unter dem Winkel  $\delta$  (nicht  $\alpha + \delta$ ) zu entwerfen sein. Entsprechendes gilt auch für einen etwa vorhandenen zweiten Schieber, einen Expansionsschieber. Bei Balancirmaschinen mit horizontaler Schieberbahn ist der Winkel  $\alpha = 90^\circ$ . Die Wahl der Excenterstellung ist hier nach dem oben ausgesprochenen Grundsätze zu treffen.

<sup>1)</sup> Bei den unter Fig. 84, 85 und 86 aufgeführten Schieberformen würden Schieber und Kolben einander entgegengesetzte Bewegungen ausführen müssen.

# AN H A N G.

---

## Einige Abmessungen und Constructionsregeln zum Schieberentwurf.

Bei der Bestimmung der Schieberdimensionen richtet man sich, soweit dieselben nicht von den im Diagramm zur Steuerung zum Ausdruck gebrachten Anforderungen abhängig sind, nach gewissen, in der Praxis üblichen Verhältnissen, für welche man die Wandstärke  $\delta$  des ausgebohrten Cylinders als Bezugseinheit annimmt. Letztere wird aus dem Kolbendurchmesser  $D$  mm nach der Formel:

$$\delta = 20 \text{ mm} + 0,01 D$$

berechnet, und nun mache man die Wandstärke des Schiebers  $\frac{2}{3} \delta$  und die Höhe des — auf dem Spiegel gleitenden — Schieberlappens  $\frac{3}{4} \delta$  und etwa von derselben Breite die zu bearbeitenden Leisten am Umfange der Canalründungen. Diese letzteren werden so bestimmt, dass sie  $\frac{1}{25}$  bis  $\frac{1}{20}$  (bei Schiffsmaschinen mit grossem Kolbendurchmesser etwa  $\frac{1}{15}$ ) der Kolbenfläche ausmachen. Die Länge der Canalründung nimmt man zum sechs- bis zehnfachen ihrer Breite  $a$  (— welche wir bislang die Canalhöhe genannt haben —) an, so dass dieselbe jetzt berechnet werden kann. Der Durchmesser des Dampfzuleitungsrohres ist so zu bemessen, dass sein leichter Querschnitt um etwa 10 Proc. grösser ist, als die Mündung des Dampfcanales; der Durchmesser des sich an den Aüspuff anschliessenden Dampfzugsrohres so, dass der lichte Querschnitt des letzteren das Doppelte der Canalründung ausmacht.

Die Stärke der Meyer'schen Expansionsplatten bzw. des Rider-Schiebers nehme man nicht unter  $\frac{2}{3} \delta$  an, während sich die Länge  $l$  der ersteren nach der zu erreichenden kleinsten Füllung richten muss. Gleiches gilt von den Platten des Schlepplappenschiebers.

Mit der Schieberstange ist der Schieberkörper so verbunden, dass letzterer bei eingetretenem Verschleiss — auf die Spiegelfläche dampfdicht anschliessend — nachsinken kann. In der Regel wird die Verbindung zwischen Schieber und Stange in der Weise bewirkt, dass man

diese mit einem Rahmen verschraubt, welcher den Schieberkörper so umschliesst, dass die Beweglichkeit desselben — in der zur Spiegelebene senkrechten Richtung — nicht beeinträchtigt wird. Als passende Bezugseinheit für jenen Rahmen wählt man den Durchmesser  $d$  der Schieberstange und nimmt

$$d = 0,078 D \text{ bis } 0,08 D$$

an, giebt dem Rahmen eine Höhe von  $2,5 d$ , an den Längsseiten eine Stärke von  $3 \text{ mm} + \frac{1}{2} d$ , an der Befestigungsstelle der Schieberstange und der dieser entgegengesetzten Stelle eine solche von  $1,25 d$ . Für die Höhe der Schieberhöhle dürfte  $2 d$  bis  $2,5 d$  ausreichend sein.

Wird die Schieberstange durch den Schieberkörper hindurchgeführt, so erhält das die Schieberstange aufnehmende Auge eine längliche Form, um ein Nachsinken des Schiebers zu ermöglichen. Das innerhalb des Schiebers befindliche Stück der Stange wird behufs Sicherung der Beweglichkeit des Schiebers zum Nachsinken von einem (Gas-) Rohrende umgeben. Dasselbe schneidet scharf mit dem Schieberkörper ab und begrenzt den Anzug der beiderseits vorgesehenen Verschraubungen. Letztere sind durch Gegenmuttern vor Lockerung zu sichern.

### Das Winkel- und Tangentenlineal.

Zum Abtragen der Voreilungswinkel beim Diagrammentwurf und zum Messen bestimmter Winkel im Diagramm eignet sich zur Benutzung ein den Transporteur ersetzendes Lineal (Winkel- und Tangentenlineal) mit einer der Tabelle der trigonometrischen Tangenten der Winkel (von  $0^\circ$  bis  $45^\circ$ ) folgenden Scaleneintheilung.

Unter Bezugnahme auf untenstehende Figur ist

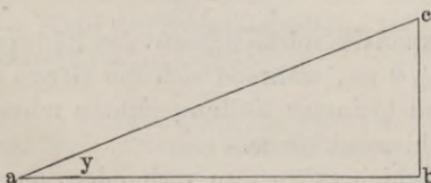
$$\frac{\widehat{bc}}{\widehat{ab}} = \operatorname{tg} y,$$

oder wenn  $\widehat{ab}$  zu 100 mm vorausgesetzt wird:

$$\widehat{bc} = 100 \cdot \operatorname{tg} y \text{ mm};$$

d. h. es entsteht bei  $a$  der Winkel  $y$ , wenn man in  $b$  ein Loth  $\widehat{bc}$  errichtet, dessen Höhe das 100fache der trigonometrischen Tangente des Winkels  $y$  ist, und hierauf  $a$  mit  $c$  verbindet.

Fig. 88.



So wird also z. B. der Winkel  $18^\circ$  bei  $a$  angetragen, wenn  $\widehat{bc} = 32,5 \text{ mm}$ , und der Winkel  $36^\circ 30'$ , wenn  $\widehat{bc} = 74 \text{ mm}$  lang gemacht wird. Ist nun  $\widehat{bc}$  die Kante eines bei  $b$  senkrecht auf  $\widehat{ab}$  ( $= 100 \text{ mm}$ ) angelegten Lineals, so wird man, um sogleich den entstehenden Winkel auf letzterem ablesen zu

können, die in 32,5 mm Abstand vom Punkte  $b$  befindliche Stelle des Lineals mit der Ziffer 18 und die in 74 mm Abstand befindliche Stelle mit der Ziffer  $36\frac{1}{2}$  u. s. w. bezeichnen können. — Da die Basis  $\widehat{ab}$  zu 100 mm vorausgesetzt ist, so kann man sagen, das Lineal sei „auf den Radius 100 mm reducirt“.

Die directe Benutzung des Lineals zum Abtragen der Winkel beim Diagrammentwurf wird also angängig sein, wenn man den Halbmesser  $OK$  des Kurbelkreises (Fig. 8) zu 100 mm voraussetzt, während bei einem Halbmesser von 50 mm jene auf dem Lineal angegebenen Abstände zur Hälfte zu nehmen wären. (Diese Maasse für den Kurbelkreishalbmesser empfehlen sich deshalb, weil alsdann die Füllung sowohl, als die Dauer der Gegendampf- und Compressionsperiode auf dem Kolbenwege bequem in Procenten angenommen oder abgelesen werden können.)

Nach diesen Ausführungen wird leicht zu ermessen sein, wie auch mit Hilfe desselben Lineals von der Kurbel durchlaufene, den einzelnen Perioden in der Dampfvertheilung entsprechende Winkelräume gemessen werden.

Das Antragen und Messen von Winkeln über  $45^\circ$  und stumpfer Winkel lässt sich zurückführen auf das Abtragen und Messen ihrer Complement- bzw. Nebenwinkel.



## Druckfehler-Verzeichniss.

---

Seite 3, 2. Zeile von unten statt  $e$  zu setzen  $a$ .

Seite 11, 6. Zeile von oben statt  $W$  zu setzen  $\omega$ , ebendasselbst statt  $w$  zu setzen  $\omega$ .

Seite 15, 23. u. 24. Zeile von oben zu vertauschen 0,1 und 0,2.

Seite 54, 13. Zeile von oben statt  $33'$  zu setzen  $30'$ .

Seite 103, 3. Zeile von unten statt  $a_0$  zu setzen  $a_1$ .

---







WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



7733

L. inw. ....

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299501