

Man kann auch hier (vgl. Art. 397) die jedesmalige Übertragung des Winkels DJY' vermeiden, wenn man den Steuerungskreis mit D im Maßstab entsprechend verändert nach S verlegt: Man trage Fig. 149 von SJ den Winkel τ , welcher dem ursprünglichen Steuerungskreis zu entnehmen ist, in entgegengesetztem Sinne ab und mache

$$SM_1' = \frac{JS}{JD} DM' \text{ und } M_1'H_1 = \frac{JS}{JD} r.$$

Die Eintragung der Kolbenweglinie B_1M_1' findet wieder durch Abtragung des Voreinströmungswinkels ε von V_1M_1' aus unter Annahme des entgegengesetzten Drehsinnes wie im ursprünglichen Steuerungskreis statt.

Gang des Entwurfs eines Schwingdaumengetriebes.

402. Für die Erläuterung der zweckmäßigen Auftragsweise des Steuerungskreises im Getriebeschema (Art. 394 bis 401) wurde angenommen, daß alle Größen gegeben sind und daß eine vorhandene Steuerung untersucht werden soll. Die Aufgabe ist ja aber meist die umgekehrte, daß nämlich für gewisse Bedingungen ein Daumengetriebe entworfen werden soll. Die Möglichkeiten, den zu stellenden Bedingungen zu genügen, sind so zahlreich, daß es nicht angängig ist, einen bestimmten, allgemein gültigen Weg, welcher methodisch zum Ziele führt, zu empfehlen.

Man wird ein Daumengetriebe, welches geeignet erscheint, zunächst wählen müssen, dasselbe mit dem vorher entworfenen Steuerungsdiagramm zusammentragen und dann in der oben angegebenen Weise untersuchen müssen, um danach die sich als zweckmäßig erweisenden Änderungen in der allgemeinen Disposition des Getriebes und schließlich in der Größe desselben vorzunehmen. Es wird also der Entwurf auf die (unter Umständen mehrfache) Untersuchung angenommener Verhältnisse nach Art. 396, 397, 401 hinauskommen.

403. Um jedoch bei den ersten Annahmen nicht gar zu sehr fehlzugreifen, sind einige grundsätzliche Regeln zu beachten. Das Verhältnis der Armlänge JD zu dem Durchmesser EZ Fig. 145 und 148 des Steuerungskreises wird wesentlich bestimmend für die Größe des Ausschlages und der Übersetzung sein:

Wenn die Öffnungsweite DE im Diagramm im Vergleich zur Diagrammgröße klein ist (kleine mittlere Füllungen bei Einzylindermaschinen mit Kondensation), wird man den Arm JD verhältnismäßig kurz, etwa $= (1,8 \text{ bis } 2,2)r_{\max}$ wählen, um einen möglichst großen

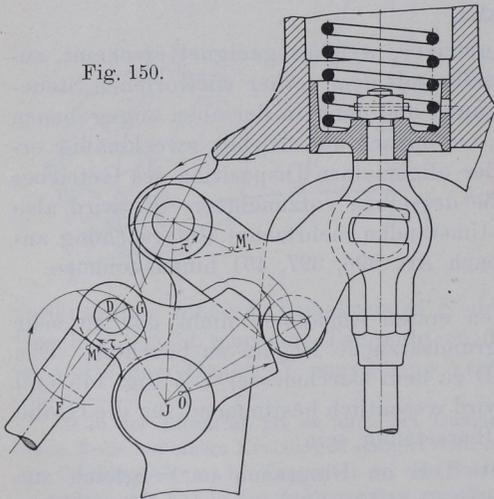
Öffnungsausschlag zu erzielen. Auch bei relativ größerer Öffnungsweite wird man einen großen Ausschlag des Daumenhebels durch einen kurzen Arm $J D$ erstreben, wenn die Verhältnisse zur Anwendung des spitzen Triebwinkels (Art. 399 und 401) zwingen.

Sonst wird man die Armlänge größer wählen dürfen (bei Auslaßsteuerungen, welche meist keine Schwierigkeiten hinsichtlich der Erreichung genügender Ventilöffnungen mit mäßig großen Exzentrizitäten bieten, bis $J D = 3 r_a$).

404. Da bei kleinem Öffnungswinkel φ Fig. 151 S. 235 das Verhältnis des Öffnungsausschlags zum Gesamtausschlag sehr klein und ungünstig wird, wendet man, zur möglichst weitgehenden Einschränkung des großen Gesamtausschlags (Fig. 155 S. 240, der zu Kollisionen mit anderen Teilen des Getriebes oder mit der Ventilhaube führen kann) und zur Erreichung eines relativ großen Öffnungsausschlags (DG Fig. 145 und 148), für Einlaßsteuerungen meist starke einseitige Schränkung an und legt den Ausschlagbogen FG des Hebels $J D$ so, daß die Richtung des Öffnungsbogens DG von der mittleren Exzenterstangenrichtung stark abweicht.

Man wird jedoch, um keine zu ungünstigen Kraftwirkungen zu erhalten, mit der Schränkung über ein gewisses Maß nicht hinausgehen und den Winkel ξ

Fig. 150.



(vgl. u. a. Fig. 153), welchen der Arm $J G$ in der äußersten Stellung mit der Exzenterstange bildet, nicht kleiner wie 40° bzw. nicht größer wie 140° werden lassen (bei veränderlicher Füllung dürfen diese Winkel auch bei größter Exzentrizität nicht unter- bzw. überschritten werden).

405. Es ist einleuchtend, daß bei gezogener Stange (Fig. 145 und 148) die starke Abweichung der Führungsbahn von der Exzenterstangenrichtung am inneren Ende, bei gedrückter Stange dagegen am äußeren Ende der Führungsbahn liegen muß.

Fig. 150 zeigt einen Schwingdaumen für gedrückte Exzenterstange, bei welchem jedoch keine Schränkung angewandt ist und der Hebelausschlag symmetrisch zu einer Senkrechten vom Drehpunkt auf die mittlere Exzenterstange liegt.

Dank der gleichzeitigen Anwendung aller vier Mittel zur Herbeiführung einer starken Übersetzung zwischen Exzenterstangenangriffspunkt und Ventilspindel ist bei dem Getriebeschema Fig. 146 mit kleiner Exzentrizität ein relativ großer Ventilhub erreicht. Diese vier Mittel bestehen in der Anwendung eines kurzen Hebelarmes JD; einer starken Neigung des Öffnungsbogens DG gegen die mittlere Exzenterstangenrichtung; des stumpfen Triebwinkels; der Übersetzung QW:QS des Rollenhebels.

Man darf sich jedoch hinsichtlich des Gewinns der durch die mehrfache Übersetzung erreichten Verkleinerung des Exzenterradius keinen Täuschungen hingeben. Er bezieht sich lediglich auf die Verkleinerung der Getriebeabmessungen an der Steuerwelle. Die Kräfte im Übertragungsgestänge wachsen mit der Stärke der Übersetzung, da die Kräfte an der Ventilspindel als gegebene Größen anzusehen sind. Vor allem wird an Rückwirkung auf den Regulator und damit an Regulatorgröße nichts gespart. Die rückwirkenden Momente am Stellexzenter bleiben (abgesehen von Veränderungen in der Reibung) die gleichen, da sich die Kräfte in dem Maße verstärken, als die Hebelarme sich durch die stärkere Übersetzung verkleinern.

Die unmittelbare Einschränkung der Exzentrizität im Diagramm auf das zulässig kleinste Maß (Art. 277 und 278, 284 bis 291) ergibt jedoch gegenüber reichlicher Bemessung eine direkte Ersparnis an Rückwirkung auf den Regulator und dementsprechend auch an Regulatorgröße.

406. Auch für die Daumenkurve und ihre Mittelpunktskurve S'SS" seien einige Anhaltswerte für den ersten Entwurf gegeben. Ob dieselben genügen oder ob sie eine Vergrößerung verlangen oder eine Einschränkung gestatten, hängt von den auftretenden Kräften, der Beschaffenheit des Daumen- und Rollenmaterials und von der Sorgfalt der Ausführung ab. Die Kräfte, besonders die Beschleunigungskräfte, sind selbst bei Maschinen gleicher Größe außerordentlich verschieden. Die Beschleunigungskräfte sind bei Maschinen, in welche in kurzer Zeit große Dampfmenngen eingelassen werden müssen (Einzylindermaschinen mit Kondensation), besonders groß.

Die Rollen sind zu härten und nach dem Härten rund zu schleifen. Die aus einem geeigneten Stahl herzustellenden Daumen bleiben vielfach ungehärtet. Bei großen Beschleunigungen werden an den Druckstellen gehärtete Kurvenstücke eingesetzt.

Auch aus rein geometrischen Gründen kann man sich veranlaßt sehen, von den nachstehend empfohlenen Maßen, die eben nur Anhaltswerte für den ersten Entwurf sein sollen, mehr oder weniger abzuweichen.

Man wähle den Radius ϱ_i des Anlaufkreises der Mittelpunktskurve (Fig. 147 S. 226) gleich (0,4 bis 0,6) mal der nach Art. 422 errechneten größten Ventilerhebung h . Man kann in dringenden Fällen auch noch unter $0,4h$ herabgehen.

Ein kleiner Radius ϱ_i ergibt schnelles Öffnen und schnelles Schließen, aber große Beschleunigungskräfte, besonders bei Maschinen mit kleinen Füllungen (Einzylindermaschinen mit Kondensation).

Der Radius des Auflaufkreises der Mittelpunktskurve ist um den Rollenradius größer wie der Radius des Auflaufkreises der Daumenkurve $\varrho_a = r_a + r$. Man macht den Rollenradius r klein, um bald auf die obere Rast zu gelangen. Unter ein gewisses Maß darf man jedoch nicht gehen wegen der Unterbringung eines ausreichend starken Rollenzapfens und zur Sicherung der Drehung der Rolle auf dem Zapfen. Man mag den Radius der Rolle etwa wählen $r = 6 \text{ mm} + h$, worin h wieder die nach Art. 422 errechnete Ventilerhebung ist.

407. Wegen der unvermeidlichen Größe des Rollenradius gelingt es besonders bei kleinen Maschinen nicht, für die gewöhnlichen Füllungen die Rolle zum Auflauf auf die obere Rast zu bringen und dadurch den Regulator zeitweise ganz frei von Rückwirkungen zu machen (Führer 48, 51). Auch ist ein kleiner Überhub über die Höhe h oft nicht zu umgehen, wenn harte Wechsel der Beschleunigungskräfte vermieden werden sollen. Die Verhältnisse der Schwingdaumengetriebe bleiben jedoch für die Reguliersteuerung so unvergleichlich viel günstiger wie die der Wälzhebelgetriebe, daß man sich vor diesen kleinen Überschreitungen nicht zu fürchten braucht. Zwischen den Anlaufkreis und den Auflaufkreis schalte man eine kurze Gerade ein (etwa $0,2h$ lang), die jedoch bei der Ausführung des Daumens nicht als solche erhalten bleiben soll, sondern eine Verflachung der Anlauf- und Auflaufkurve an der Übergangsstelle gestatten soll.

Den Radius r_a des Auflaufkreises der Daumenkurve mag man bei kleinen Normalfüllungen etwas kleiner wählen wie ϱ_i . Für große

Normalfüllungen und besonders für die Auslaßsteuerung wird sowohl ρ_i wie besonders r_a nicht unerheblich größer angenommen, wie die obigen Regeln angeben.

408. Man kommt, bei Einschaltung dieser Geraden und den oben empfohlenen Radien, für die Anlauf- und Aufaufkurve und für die Rolle, wenn der Abstand der inneren und äußeren Rast gleich h gemacht wird, auf einen Zentriwinkel μ (Fig. 147) von 45 bis 50° bei der Daumenschiene und von 40 bis 45° bei Schwingdaumen ohne Zwischenhebel. Die kleineren Werte gelten für kleine Ventil-erhebungen (6 mm), die größeren für große (20 mm).

Es kann, um bei kleinen Füllungen günstigere Verhältnisse zu erzielen, in besonderen Fällen angezeigt erscheinen, den Winkel μ etwas größer zu wählen wie zur Erfüllung der obenstehenden Bedingung erforderlich ist. Dann wird der Abstand h' (Fig. 164 S. 255) größer als das errechnete h . Es tritt ein kleiner Überhub ein, der aber nach Art. 407 nicht von erheblichem Nachteil ist (vgl. auch Art. 424 und 427). Wenn zwischen Daumen und Ventilspindel ein Zwischenhebel eingeschaltet ist (Art. 396, 397, 417), wird man geneigt sein, die in Art. 406 vorgeschlagenen Verhältniszahlen auf die reduzierte Höhe k (Art. 417) zu beziehen; dann würden auch die vorstehenden Angaben über den Winkel μ Geltung behalten. Da jedoch bei einer Übersetzung ins Schnelle die Kräfte zwischen Daumen und Rolle größer werden wie bei direktem Antrieb, mögen die größeren Maße mit der Beziehung auf h (wenigstens für die Rolle) beibehalten werden, also gewählt werden $r = 6 \text{ mm} + h$; dadurch wird dann der Winkel μ , wenn Überhub vermieden werden soll, erheblich kleiner, etwa = 33 ÷ 37°.

409. Die innere Rast ist für nicht aufsitzende Steuerorgane (Schieber) konzentrisch zum Schwingungsdrehpunkt auszuführen und auch für Ventile in der für die Messung der Ventilerhebung zu zeichnenden Verlängerung konzentrisch durchzuführen. Dagegen muß bei Ventilen die materiell auszuführende innere Rast etwas abfallen, um nach dem Ventilschluß die Kräfte von dem Daumen auf den Ventilsitz als Dichtungsdruck überzuführen. Daher werde der Mittelpunkt der inneren Rast auf JS etwas aus dem Drehpunkt des Daumenhebels heraus nach O gerückt. Das zweckmäßige Maß JO (Fig. 145) hängt von der Elastizität des zwischen Daumen und Ventil liegenden Getriebes und Gestänges ab. In Ermangelung näherer Anhaltspunkte mag man $OJ = 0,1 JS$ machen.

Die Breite der Rolle kann man etwa wählen $b = 10 \text{ mm} + h$ bis $10 \text{ mm} + 1,6 h$. Wenn die Rolle durch die Bohrung für die Ventilspindel hindurchgebracht werden muß (Lentzsteuerung an den Lanzschen Lokomobilen), muß darauf bei der Breitenbemessung Rücksicht genommen werden.

410. Um beim Entwurf nicht ganz auf Probieren angewiesen zu sein, empfehle ich folgendes Verfahren, das zunächst an dem Beispiel eines unmittelbar auf die Ventilspindel wirkenden Schwingdaumens nach Fig. 148 erläutert werden möge. Die Ventilspindel sei an dem Schwingdaumen J vorbeizuführen (gezogene Ventilspindel), wodurch nach Art. 399 die Anwendung des spitzen Triebwinkels geboten ist. Die Entwicklung werde für eine Reguliersteuerung mit Stellexzenter durchgeführt, und zwar, um die einzelnen Größen deutlicher hervortreten zu lassen, für die im Mittel größeren Füllungen des Hochdruckzylinders einer Verbundmaschine.

Man berechne zunächst nach Art. 422 die größte Ventilerhebung $h = \frac{1}{2} o_m$ und trage die Daumenkurve und die Mittelpunktskurve oder auch die letztere allein von S ausgehend mit den in Art. 406 und 407 empfohlenen Maßen in wenigstens doppelter natürlicher Größe auf (Fig. 152). Für die Auftragung ist noch die Wahl des Winkels γ erforderlich, den man nicht größer annehmen wird als nötig, d. h. als er für die Vorbeiführung des Ventilspindelführungsklobens an dem Zapfen und Zapfenaug des Daumenhebels sein muß. Man mag ihn nach Ausführungen annehmen und beachten, daß er bei kleinen Ausführungen wegen der relativ größeren Konstruktionsmaße der Teile, welche nebeneinander Platz finden sollen, größer sein muß wie bei großen Ausführungen.

Die Länge des Armes JS (Fig. 148) kann erst auf Grund der nachherigen Maßstabsbestimmung gewählt werden. Um den inneren und äußeren Ruhekreis verzeichnen zu können, ist eine vorläufige Annahme erforderlich. Man mache SJ_v gleich dem 8- bis 12fachen von h (die höheren Werte für Einzylindermaschinen).

Zur Bestimmung des äußeren Ruhekreises, welcher die Ventilerhebung h ergeben soll, trage man h (bei doppeltgroßer Auftragung des Getriebes die Größe $2 \cdot \frac{1}{2} o_m = o_m$) in der Führungsrichtung von S aus bis p ab und schlage den Ruhekreis um J_v mit $J_v p$.

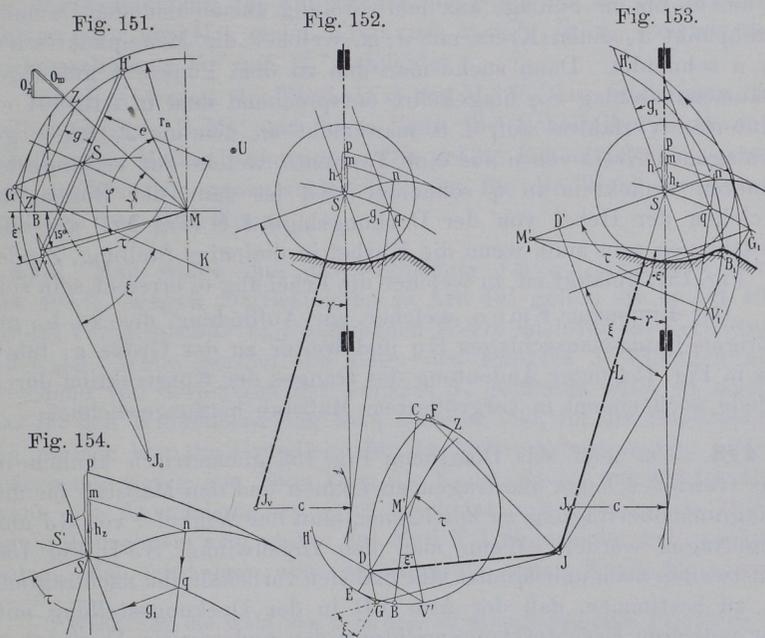
411. Es soll nun der Steuerungskreis und nachher das ganze Steuerungsdiagramm mit der Scheitellinie direkt in der in Fig. 147 gefundenen Eintragungsweise mit S als Deckungspunkt entworfen und

dann der in Art. 401 und 397 für ein gegebenes Getriebe verfolgte Gang für das zu entwerfende Getriebe rückwärts gegangen werden.

Zu dem Zweck werde das Steuerungsdiagramm in beliebigem Maßstab und in Normallage nach Art. 276 entworfen. Das Diagramm Fig. 103 ist hier, soweit es für das Nachfolgende in Betracht kommt, in Fig. 151 noch einmal reproduziert.

Die Deckungslinie ist für die Ventilsteuerung gemäß Art. 389 um $0,02r$ nach innen verlegt, wodurch die (eingekreisten) reellen Abschlußpunkte V' und H' gefunden werden, die den Öffnungswinkel $V'MH' = \varphi$ liefern.

Es werde nun die wohl plausible, immerhin aber noch späterer Abänderung vorbehaltene Bestimmung für die Ventilsteuerung getroffen, daß bei demselben Kurbelwinkel ζ , bei welchem für die Schiebersteuerung der Beginn der Drosselung zugelassen wurde,



auch bei der Ventilsteuerung die Drosselung beginnt. Der Weg vom Beginn der Drosselung bis zum völligen Abschluß des Ventils wird infolge der Verlegung der Deckungslinie etwas größer wie bei der äquivalenten Schiebersteuerung. Das ist auch erwünscht, damit die gleiche ideelle Füllung erreicht wird (vgl. Fig. 159).

412. Die erforderliche Ventilerhebung h_z an dieser Stelle findet man, indem man auf dem Strahl MZ die nach Art. 422 errechnete doppelte Ventilerhebung o_m abträgt und o_z nach Art. 277 bestimmt. Die Ventilerhebung h_z ist dann $= \frac{1}{2} o_z$, weil das Ventil zweifach öffnend ist. Wenn das Getriebe in zweifach natürlicher Größe aufgetragen wird, wie das zu empfehlen ist, und demgemäß auch h_z in doppelter Größe einzutragen ist, kann o_z unmittelbar verwertet werden. Ebenso ist für die erforderliche Gesamtventilerhebung $h = \frac{1}{2} o_m$ bei Auftragung in doppelter natürlicher Größe an Stelle von $2 \cdot \frac{1}{2} o_m$ die Größe o_m direkt abzutragen. Die Einschriften h und h_z in Fig. 152 und 153 sind unabhängig vom Maßstab gemacht.

Es ist nun derjenige Ausschlag des Daumenhebels von seiner Anlagstellung aus zu bestimmen, welcher die Ventilerhebung h_z ergibt. Zu dem Zwecke trage man h_z in der Führungsrichtung von S aus ab bis m. Schlage aus dem vorläufig anzunehmenden Daumendrehpunkt J_v einen Kreis mit $J_v m$, welcher die Mittelpunktskurve in n schneidet. Dann suche man den zu dem Punkte n gehörigen Daumenausschlag Sq umgekehrt entsprechend dem in Art. 401 erläuterten Verfahren auf, d. h. man zieht an den um J_v mit c geschlagenen Kreis von n aus eine Tangente, welche den verlängerten inneren Ruhekreis in q schneidet. Sq ist dann der Bogen, um welchen der Hebel von der Deckungslage $J_v S$ (Fig. 152) aus ausgeschlagen sein muß, wenn die Kurbel in diejenige Stellung, Z oder Z' Fig. 151, gelangt ist, in welcher die Erhebung o_z erreicht sein soll.

Der Linienzug Smnq, welcher zur Auffindung des zu h_z gehörigen Daumenausschlages Sq und weiter zu der Größe g_1 führt, ist in Fig. 154 unter Andeutung des Ganges der Konstruktion durch Pfeile noch einmal in vergrößertem Maßstab herausgezeichnet.

413. Um jetzt das Diagramm Fig. 152 geometrisch ähnlich in das Getriebeschema übertragen zu können und den Maßstab für die Diagrammübertragung zu bestimmen, muß der Winkel τ von SJ aus abgetragen werden. Wenn man den Hebelwinkel SJD Fig. 153 einstweilen noch unbestimmt läßt und sich vorbehält, ihn nachträglich so zu bestimmen, daß der Arm JD in der Deckungsstellung mit der mittleren Exzenterstangenrichtung den anderweitig bestimmten Winkel τ einschließt, so kann man τ unmittelbar in der Diagrammlage Fig. 151 wählen und wird dabei nur zu beachten haben, was in Art. 404 über den Winkel ξ gesagt ist. An Stelle der mittleren Exzenterstangenrichtung tritt die Richtung SM_1' , an Stelle des Armes JD tritt der Arm JS. Man trägt den Winkel τ , den man

auch im eigentlichen Steuerungsdiagramm Fig. 151 wählen kann,¹⁾ in S von SJ_v aus ab und errichtet auf dem freien Schenkel desselben in S ein Lot nach beiden Seiten.

414. Dieses Lot stellt die Deckungslinie in dem künftigen Steuerungsdiagramm dar. Die Lage des Punktes M_1' auf dem freien Schenkel von τ (vgl. auch Fig. 149 S. 228) und der Radius des Steuerungskreises ist noch nicht bekannt und soll erst durch die nachstehende Maßstabsbestimmung gefunden werden.

Man ziehe durch q eine Parallele zu der Deckungslinie; der Abstand g_1 der beiden Linien entspricht dem Abstände g im Steuerungsdiagramm, welches im Verhältnis g_1/g vergrößert oder verkleinert in das Getriebeschema zu übertragen ist. Man multipliziert zunächst die Überdeckung e Fig. 151 mit g_1/g , trägt sie in Fig. 153, die eine Fortsetzung der Fig. 152 ist, von S aus bis M_1' ab; alsdann schlägt man um M_1' einen Kreis mit $r_1 = (g_1/g) \cdot r_n$, welcher die Deckungslinie in V_1' und H_1' schneidet.

Durch Abtragen des Winkels ε' von $M_1'V_1'$ aus findet man die Kolbenweglinie B_1M_1' und kann dann die Scheitelkurve in entsprechendem Maßstab eintragen. Die größte Exzentrizität $r_{1\max}$ mit dem größten Öffnungsausschlag SG_1 ist für die Wahl der Hebelarmlänge von Bedeutung.

415. Man wähle nun das Verhältnis $JS:r_{1\max}$ passend nach Art. 403.²⁾ Wegen der Beziehung in Art. 401 gelten die in Art. 403 für das Verhältnis $JD:r_{\max}$ gegebenen Werte auch für das Verhältnis $SJ/r_{1\max}$. Wenn hierbei die Lage des Punktes J erheblich abweichend von derjenigen des Punktes J_v gefunden wird, so macht das für den Winkelausschlag SJq ziemlich viel, für die Bogenlänge Sq , welche hier die Grundlage für die Maßstabsbestimmung bildet, jedoch nur wenig aus. Man kann die Konstruktion Art. 412 bis 414, wenn die Abweichung zu groß erscheint, mit dem neuen Drehpunkt J, nachdem man vorher das Maß TJ abgerundet hat, wiederholen. Man wird dann aber, nachdem die neuen Werte für r_1 und

¹⁾ Wenn man die Wahl von τ in dem Steuerungsdiagramm Fig. 151 trifft, empfiehlt es sich, in diese Figur auch die Armlänge SJ , in dem Maßstab der Fig. 151 einzutragen und zu prüfen, ob der Winkel ξ nicht zu klein wird. GK wird hierbei genau genug parallel SM gezogen. Für die Wahl von SJ , gelten aus den in Art. 415 angegebenen Gründen die in Art. 403 für JD empfohlenen Verhältniszahlen.

²⁾ Wenn schon im Steuerungsdiagramm Fig. 151 die Armlänge SJ , gewählt ist, muß hier natürlich das gleiche Größenverhältnis angenommen werden.

$r_{1\max}$ gefunden sind, an der nach der voraufgegangenen Maßstabsbestimmung gewählten Lage des Punktes J festhalten und das Verhältnis $JS:r_{1\max}$ so hinnehmen, wie es sich ergibt, da ja in seiner Annahme auch schon eine gewisse Willkür lag. Nur ist bei knappen Annahmen noch zu prüfen, ob der Winkel ξ bei größter Füllung nicht zu klein wird.

416. Es ist dann noch die Armlänge JD (Fig. 148) zu wählen und der Winkel DJS so zu bestimmen, daß in der Anlagstellung die mittlere Exzenterstangenrichtung mit JD denselben Winkel τ bildet, der für $M_1'SJ_v$ in Fig. 151 bis 153 vorher gewählt wurde. Die Größe von JD kann mehr oder weniger willkürlich angenommen werden. Es wird die Exzentrizität des Exzenters auf der Steuerwelle:

$$r = \frac{JD}{JS} r_1,$$

worin r_1 die nach dem in Art. 414 und 415 erläuterten Verfahren gefundene Exzentrizität ist.¹⁾ Man kann JD aber auch so wählen, daß r irgend eine gewollte Größe, z. B. eine Normalgröße aus einem Satz von Normalien für Stellexzenter mit Flachregler, erhält.

Nachdem die Länge JD gewählt oder auf Grund vorstehender Rücksichten gerechnet ist, werde der Winkel DJS bestimmt: Man trägt die Länge JD auf einem Schenkel des Winkels τ , wo er sich gerade verzeichnet findet, ab, z. B. Fig. 152 von S aus bis L, und fällt von L aus auf den anderen Schenkel des Winkels τ ein Lot LD'. Mit der Länge dieses Lotes als Radius schlägt man um J einen Kreis und zieht von dem Mittelpunkt der Steuerwelle eine Tangente EZ an diesen Kreis. Der Kreis mit der Länge JD um J schneidet im Punkte D in die Tangente ein, womit die Richtung JD gefunden ist. Man kann nun noch den Steuerungskreis in der wahren Größe an das Hebelende in gleicher Weise antragen, wie das in Fig. 148 geschehen war.

417. Der Entwurf des Daumengetriebes wurde im Vorstehenden für unendliche Pleuelstangenlänge durchgeführt. Die Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge kann nachträglich vorgenommen werden. Hinsichtlich der verschiedenen großen Voreilwinkel und verschiedenen Lage der Scheitelkurve gelten bei zwei Stellexzentern die Erörterungen in Art. 295 bis 301.

Die Gleichheit der Öffnungsweiten auf der Deckel- und Kurbelseite (auf deren genaue Erreichung es übrigens nicht ankommt) bei

¹⁾ Wenn r_1 in vergrößertem Maßstabe gefunden wurde, ergibt sich natürlich auch r in der gleichen Vergrößerung.

dem Winkel ζ kann man auf verschiedene Weise erreichen: Entweder, wie in Art. 302 bis 305 für Schiebersteuerung entwickelt, durch ungleich große Exzentrizitäten, oder durch ungleich große Hebel JD für die Kurbel- und Deckelseite bei gleich großen Exzentrizitäten (die Deckelseite muß den kleineren Hebelarm JD erhalten), oder durch verschiedene Daumenkurven bei gleich großen Exzentrizitäten und Hebelarmen. Das einfachste dürfte die verschieden große Wahl der Hebel JD sein.

Man hat bei verschieden großen Hebelarmen und auch bei verschieden großen Exzentern für die Deckelseite noch nachzuprüfen, ob der Winkel ξ Fig. 153 auch nicht zu klein wird, und geht am besten schon beim Entwurf des Getriebes nach Art. 415 mit $JS/r_{1\max}$ nicht an die zulässige untere Größe heran, um durch Verkleinerung von JD noch nachträglich den Ausschlag für die Deckelseite vergrößern zu können.

418. Wenn die Größe o_z bei dem Entwurf der äquivalenten Schiebersteuerung nicht benutzt wurde und nicht ein bestimmter Drosselweg die Grundlage für die Ermittlung der Exzentrizität bildet, sondern eine Faustformel benutzt wird, wie das für Steuerungen von Maschinen mit kleinen Normalfüllungen (Art. 287) empfohlen wurde, so kann das Daumen- und Exzentergetriebe, welches mit der Ventilsteuerung die ungefähr gleiche Dampfmenge einläßt wie die äquivalente Schiebersteuerung, in folgender Weise gefunden werden:

Man wählt die vorläufige Exzentrizität r_n der äquivalenten Schiebersteuerung nach Art. 287 und 288 (b ist hier $=\pi d$, $m=2$ zu setzen, wenn d der Ventildurchmesser ist). Da nach Art. 433 wegen $d=14$ die in Art. 284 bis 291 entwickelte Steuerung der Ventilsteuerung äquivalent ist, kann unmittelbar das Diagramm Fig. 109 S. 161 als Grundlage dienen. Alsdann wählt man auf dem Steuerungskreis für die Normalfüllung einen Punkt, in welchem die Ventilerhebung ebenso groß sein soll wie die Öffnung der äquivalenten Schiebersteuerung. Die Wahl dieses Punktes wird, wenn durch die weiteren Folgen dieser Wahl der Forderung ungefähr gleicher eingelassener Dampfmen gen genügen sollen, von der Form der Daumenkurve mehr oder weniger abhängen.

Um für die erste Annahme des Punktes einen Vorschlag zu machen, werde der Bogen VPH Fig. 109 S. 161 in vier gleiche Teile geteilt und von dem ersten nächst H liegenden Teilpunkt nach VH herübergemessen und die Entfernung für den Entwurf des Getriebes

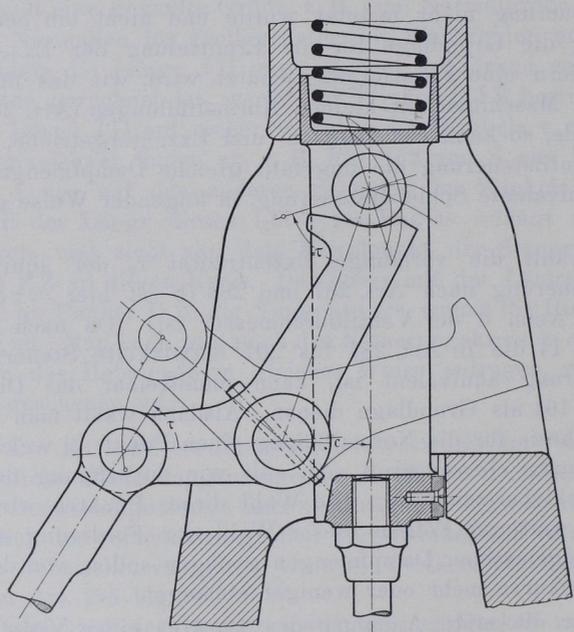
und die Maßstabsbestimmung des Steuerungsdiagramms ganz so verwendet, wie die Größe o_z in den Art. 410 bis 419. Die Größen o_m und h mögen jedoch in der gleichen Weise berechnet werden wie bisher.

Man zeichnet, wie auch in Art. 289 empfohlen, das vorläufige Steuerungsdiagramm in doppelter natürlicher Größe, um die Entfernung des fraglichen Teilpunktes von der Deckungslinie zuverlässiger zu erhalten und in der gefundenen Größe unmittelbar in das ebenfalls in doppelter Größe aufzutragende Daumengetriebe übernehmen zu können.

Nach der Annahme des fraglichen Punktes ist dann die Deckungslinie wieder entsprechend Art. 389, 399, 411 zu verschieben.

419. Man entwirft nun das Getriebe in konstruktiven Formen, wobei noch manche kleine Abänderungen an den geometrischen Größen erforderlich sein werden, und prüft dann das fertig ent-

Fig. 155.

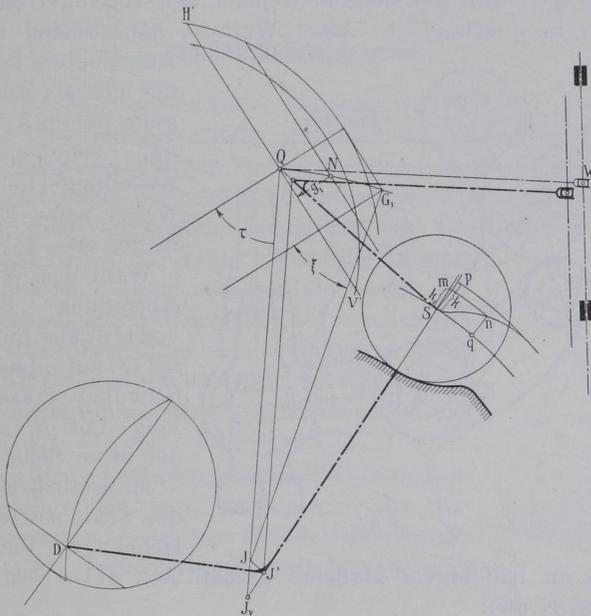


worfene Getriebe entsprechend Art. 401 oder bei Vorhandensein eines Zwischenhebels entsprechend Art. 394 bis 397 nach. In Fig. 155 ist ein Daumengetriebe mit unmittelbar auf die Ventilspindel wirkenden

Daumen (Lentzdaumen) für andere Verhältnisse, als sie in Art. 410 bis 416 im Interesse größerer Deutlichkeit angenommen wurden, nämlich für die Verhältnisse der Einzylindermaschine (Diagramm Fig. 109 S. 161) mit den kleinen Füllungen dargestellt. Man beachte den großen Gesamtausschlag bei verhältnismäßig kleinem Öffnungsausschlag trotz der gemäß Art. 404 angewandten einseitigen Schränkung.

420. Ganz ähnlich verfährt man, wenn zwischen Daumen und Ventilspindel ein Zwischenhebel eingeschaltet ist. An Stelle von

Fig. 156.



h und h_z trägt man die Größen k und k_z in der Führungsrichtung des Rollenmittelpunktes ab. Die Größen k und k_z bestimmen sich durch das Übersetzungsverhältnis am Ventilhebel. Es ist

$$k = h \frac{QS}{QW} \quad \text{und} \quad k_z = h_z \frac{QS}{QW}.$$

Es ist für die Bestimmung von k und k_z nicht erforderlich, die Längen QS und QW in ihrer wahren Größe zu kennen; es genügt vielmehr die Kenntnis des Verhältnisses, das man einer ähnlichen, wenn auch in ihrer Größe wesentlich abweichenden Ausführung

