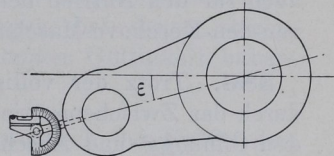


384. Die Einstellung von Ventilsteuerungen erfolgt, wie bemerkt, am besten nach den Voreinströmungswinkeln. Es ist gleichwohl möglich, danach auf gleiches lineares Voröffnen einzustellen, wenn eine solche Einstellung nach den Absichten des Steuerungsentwurfs erwünscht ist. Es ist dazu nur erforderlich, die beiden (für Deckelseite und Kurbelseite etwas verschiedenen) Voreinströmungswinkel, welche gleiches lineares Voröffnen ergeben, nach dem Steuerungsdiagramm in der Einstellvorschrift anzugeben.

Um die Steuerung nach dem Voreinströmungswinkel ε einzustellen, bringt man die Kurbel in die vorgeschriebene Voreinströmungsstellung und bringt dann durch Einstellung der Länge des Gestänges das Zwischengetriebe (Wälzhebel, Schwingdaumen) zur Anlage mit leichter Spannung.¹⁾

Das Einrichten der Kurbel auf die Voreinströmungslage kann mit Hilfe des oben empfohlenen Apparates erfolgen, wenn man die Kurbel mit einer für denselben passenden Bohrung versieht (Fig. 142) oder auch unter Anwendung entsprechend geneigter, auf die Kurbel aufzulegender Paßstücke mit einer einfachen Wasserwaage.

Fig. 142.



Das Einstellen der Auslaßsteuerung wird bei Ventilsteuerungen am besten ebenfalls nach dem betreffenden Voröffnungswinkel, d. h. nach dem Vorausströmungswinkel, bewirkt. Hier tritt die Notwendigkeit einer sich auf den Steuerungsentwurf stützenden Einstellvorschrift besonders stark hervor: Wenn man nach den Grundsätzen des Art. 298 die Vorausströmungskolbenwege absichtlich ungleich gewählt hat und bei zwei getrennten Auslaßexzentern die Kompression ausgeglichen hat, kann die Vermutung des Monteurs, daß gleiche Vorausströmungskolbenwege beabsichtigt sind, zu ganz falscher Einstellung der Vorausströmung und der Kompression führen.

Ventilsteuerung.

Übertragung der Ergebnisse auf Ventilsteuerungen.

385. Die bisherigen Entwicklungen können mit ganz geringen Ergänzungen auf Ventilsteuerungen übertragen werden. Insbesondere behalten die auf die Voreilwinkel, Montagewinkel der Exzenter, Wahl

¹⁾ Diesem Einstellen des eigentlichen Steuerungsgestänges muß selbstverständlich die genaue Einstellung der Ventilspindellänge vorausgegangen sein.

der Scheitelkurven bezüglich den Entwicklungen für Ventilsteuerungen Gültigkeit. Die durch die Anordnung einer Steuerwelle (welche vorwiegend für Ventilsteuerungen Anwendung findet) bedingten Besonderheiten sind bereits in den Art. 308 bis 313 und 320 bis 323, wo die Steuerwelle in Anwendung auf eine Schiebersteuerung mit vier Kolbenschiebern behandelt wurde, erledigt.

Zwischen dem auf einer Kehrbahn geführten Exzenterstangenendpunkt und dem Steuerorgan sind bei Ventilsteuerungen stets Zwischengetriebe eingeschaltet, welche die Bewegung des Exzenterstangenendpunktes völlig verändert auf das Steuerorgan übertragen (Wälzhebel, Schwingdaumen). Auch bei anderen Steuerorganen kommen, wenn sie einseitig steuern, Zwischengetriebe vor, welche das Bewegungsgesetz des Führungspunktes der Exzenterstange wesentlich verändern: Für Gitterschieber findet neben dem Schwingdaumen und der umlaufenden unrunder Scheibe noch der Kniehebel Anwendung, der bei zwangsläufig gesteuerten Corlißhähnen das allgemein gebräuchliche Zwischengetriebe ist (vgl. Führer 48, 1÷5) und auch für den Antrieb der Auslaßkolbenschieber (Kolbenventile) der van-den-Kerchove-Maschine benutzt wird.

386. Trotz der völligen Veränderung des Bewegungsgesetzes durch das Zwischengetriebe wird an den Exzenterstellungen, welche den Öffnungs- und Abschlußstellungen zugehören, nichts geändert, sofern man die in Art. 337 bis 340 begrifflich festgelegten Deckungs- oder Anlagpunkte beibehält. Was dort für den allgemeinen Fall eines zweiseitig steuernden Schubstangengetriebes mit beliebiger Rundbahn gesagt und entwickelt ist, gilt natürlich auch für die einfacheren Fälle zweiseitig oder einseitig steuernder Exzentergetriebe mit zentraler oder geschränkter Führungsbahn.

Die Glieder der sehr mannigfachen Zwischengetriebe beschreiben nur Kehrbahnen und damit bei jeder Umdrehung jeden Punkt zweimal.

Da nach der Begriffsbestimmung des Deckungspunktes (Art. 338) die Schwingdaumen oder Wälzhebel der Ventilsteuerungen sich in der Anlagstellung befinden, wenn der Exzenterstangenendpunkt auf den Deckungspunkt seiner Führungsbahn fällt, wird jede auch noch so kleine, im Richtungsinne des Öffnens stattfindende Bewegung des Exzenters die Öffnung des Ventils einleiten, ganz wie beim Schieber, dessen Kanten sich gerade decken, wenn der Exzenterstangenendpunkt den Deckungspunkt seiner Führungsbahn passiert.

Wenn bei der Schließbewegung der Deckungspunkt der Führungsbahn vom Exzenterstangenendpunkt das zweitemal durchlaufen wird,

befinden sich alle Teile des Zwischengetriebes, da sie nur Kehr-
bahnen beschreiben, genau in derselben Lage wie vorher beim Öffnen.
Das Ventil schließt also in dem Augenblick ab, in dem der Exzenter-
stangenendpunkt den Deckungspunkt seiner Führungsbahn das zweite-
mal durchläuft wie ein Schieber, dessen Kanten sich in diesem
Augenblick der Begriffsbestimmung des Deckungspunktes ent-
sprechend wieder decken.

387. Bei den Entwicklungen über den Voreilwinkel und die
Scheitelkurven wurde aber nur auf den Deckungspunkt auf der Ex-
zenterstangenführungsbahn Bezug genommen, der unabhängig von
der Art des Zwischengetriebes die Eigenschaft besitzt, daß bei
seinem erstmaligen Durchlaufen das Steuerorgan geöffnet, bei seinem
zweitmaligen Durchlaufen geschlossen wird.

Hieraus folgt, daß die zunächst für Schiebersteuerungen ohne
Zwischengetriebe erläuterten Verfahren zur Bestimmung der Voreil-
winkel und zur Wahl der Scheitelkurve (Art. 253, 263 ÷ 276, 279 ÷ 280
283 ÷ 286, 293 u. ff.) auch für Steuerungen mit schwingenden Zwischen-
getrieben, insbesondere für Ventilsteuerungen, bei denen solche
Zwischengetriebe nicht entbehrt werden können, Gültigkeit haben
(vgl. auch Art. 320).

388. Ein Unterschied besteht nur hinsichtlich der Größe des
Exzentergetriebes mit dem Stellexcenter, die durch eine besondere
Maßstabsbestimmung zu ermitteln ist, und in einer kleinen Verringe-
rung der Überdeckung, die jedoch, wie noch gezeigt werden wird,
erst nachträglich vorgenommen zu werden braucht.

Wenn das Voröffnen und der Abschluß der Ventile genau bei
derselben Kurbelstellung erfolgen soll, wie bei der dem Vorentwurf
zugrunde gelegten Schiebersteuerung, so ist, wie im vorigen Artikel
nachgewiesen wurde, das ganze Diagramm geometrisch ähnlich zu
vergrößern oder zu verkleinern. Bei dieser geometrisch ähnlichen
Umgestaltung würde das Deckungsverhältnis e/r unverändert bleiben.

Bei genau gleichem Füllungswinkel für die Schiebersteuerung
und die aus ihr abgeleitete Ventilsteuerung würde jedoch infolge
der im letzten Augenblick bei der Ventilsteuerung eintretenden
stärkeren Drosselung¹⁾ nicht die gleiche Dampfmenge eintreten;
man muß also die Abschlußfüllung bei der Ventilsteuerung etwas

¹⁾ Die stärkere Drosselung im letzten Augenblick ist dadurch bedingt, daß
das Ventil, um nicht hart auf den Sitz zu schlagen, kurz vor dem Abschluß
durch das Zwischengetriebe stark verzögert werden muß.

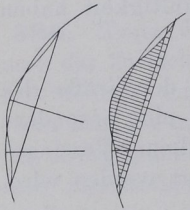
größer wählen (einen etwas größeren Füllungszuschlag t — Art. 28, Fig. 6; Art. 246, Fig. 93 — geben) wie bei der Schiebersteuerung.

389. Die unterschiedliche Annahme der Abschlußfüllung würde eine Verschiedenheit des Voreilwinkels mit sich bringen, wenn an dem beim Entwurf der äquivalenten Schiebersteuerung angenommenen Voreinströmungswinkel ε festgehalten würde. Damit würde das ganze Verfahren des Aufbaus des Entwurfs der Ventilsteuerung auf eine äquivalente Schiebersteuerung fast illusorisch werden.

Nun treten aber bei der Voreinströmung ganz ähnliche und von den Verhältnissen der Schiebersteuerung abweichende Vorgänge auf wie beim Abschluß. Das Ventil muß bei Beginn des Öffnens erst beschleunigt werden; daher ist die Öffnungsbewegung zunächst sehr langsam. Um dem Rechnung zu tragen, wird der Voreinströmungswinkel ebenfalls etwas größer angenommen werden müssen wie bei der Schiebersteuerung (vgl. auch Art. 276 Anm.).

Man kann beide Zugaben gleichzeitig machen, indem man unter Beibehaltung des Voreilwinkels (bei Steuerungen mit veränderlicher

Fig. 143. Fig. 144.



Füllung der ganzen Scheitelkurve) die für die Schiebersteuerung gefundene Deckungslinie etwas nach innen rückt, das Deckungsverhältnis e/r etwas verkleinert. Um wieviel, wird von den Beschleunigungsverhältnissen abhängen. Eine Verkleinerung von e um $0,015$ bis $0,02 r$ wird für mittlere Verhältnisse etwa passen.

In Fig. 143 und 144 sind für einen besonderen Fall die Ventilerhebungen senkrecht zur Deckungslinie aufgetragen, und zwar in Fig. 143 bei unverlegter, in Fig. 144 bei verlegter Deckungslinie.

Für den Auslaß gilt das gleiche; sowohl für die Vorausströmung wie für das Ende des Ausschubs ist ein Zuschlag mit Rücksicht auf das langsamere Öffnen und Schließen der Ventile in der Nähe der Schlußstellung zu geben. Der Zuschlag wird ebenfalls durch eine nachträgliche Verschiebung der Deckungslinie (Verkleinerung der inneren Überdeckung i) erreicht.

390. Um in der angegebenen einfachen Weise durch kleine Verschiebungen der Deckungslinien ohne Änderungen der Voreilwinkel und der Scheitelkurve den Übergang zur Ventilsteuerung zu ermöglichen, ist der ganze Diagrammentwurf zunächst mit den für die Schiebersteuerung empfohlenen Voreinströmungswinkeln (Art. 253, 269, 276, 288), Vorausströmungswinkel (Art. 279), Füllungszuschlag

und Ausschubwegzuschlag (Art. 280) durchzuführen und dann erst die Deckungslinienverschiebung vorzunehmen.

Bei der endgültigen Feststellung der Steuerungsgrößen (für die Einstellung der Steuerung) ist natürlich die durch die Verlegung der Deckungslinie herbeigeführte Veränderung der einzelnen Winkel (Voreinströmung, Vorausströmung, Füllungswinkel, Kompressionswinkel) zu berücksichtigen.

Die Verschiebung der Deckungslinie ist vorzunehmen, bevor das Diagramm zur Ermittlung der Ventilerhebungen mit dem Schema des Zwischengetriebes vereinigt wird (Art. 394).

Durch das Zwischengetriebe werden die im Steuerungskreis in Erscheinung tretenden Öffnungen, wie bemerkt, in stark veränderter Form auf das Ventil übertragen; auch enthält das Getriebe in der Regel eine Allgemeinübersetzung für Hubvergrößerung. Die Maßstabsbestimmung kann daher erst stattfinden, nachdem die Ventilerhebungen und ihr Verhältnis zu den Öffnungen im Steuerungskreis gefunden sind.

391. Es kann hier nicht auf die verschiedenen Zwischengetriebe, insbesondere nicht auf die dynamischen Vorgänge bei der Ventilerhebung eingegangen werden. Es muß vielmehr auf die darauf bezügliche Literatur, insbesondere auf Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen (2. Aufl. S. 485 ÷ 547), verwiesen werden. Karlsruher Studierende seien ferner auf die (nicht im Buchhandel erschienene) Druckschrift des Verfassers „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe für Ventilsteuerungen an Dampf-, Gas- und Ölmaschinen“, Karlsruhe 1911, C. F. Müllersche Hofbuchdruckerei, hingewiesen.

Mehr ergänzend sollen im Nachfolgenden einige Grundsätze und Entwicklungen für die zweckmäßige Auftragung des Steuerungskreises in Verbindung mit Schwingdaumengetrieben zum Zwecke der Ermittlung der den einzelnen Kurbelstellungen zugehörigen Ventilerhebungen gegeben werden. Dazu ist zunächst noch eine

392. Festlegung des Begriffs „mittlere Exzenterstangenrichtung“

erforderlich: Wenn das Exzenterstangenende auf einer durch die Wellenmitte gehenden Geraden geführt ist (zentrale Schubrichtung), gibt diese Gerade auch die mittlere Exzenterstangenrichtung an. Wenn die Führungsbahn nicht durch die Wellenmitte geht oder eine Kurve ist, muß der Begriff der mittleren Exzenterstangenrichtung besonders festgelegt werden. Von dieser Begriffsbestimmung muß

verlangt werden, daß sie die übliche Begriffsbestimmung der einfachen Sonderfälle in sich schließt, und ferner, daß sie für die Anwendung zweckmäßig ist (vgl. auch Art. 356).

Man könnte daran denken, die Zentrale der Schränkung, wie sie in den Art. 345 ÷ 347 festgelegt ist, als mittlere Exzenterstangenrichtung zu bezeichnen, da sie für die Bestimmung des Montagewinkels genau so benutzt wird wie die mittlere Exzenterstangenrichtung bei zentraler Schubrichtung (Art. 263). Das ist jedoch mit Rücksicht auf einseitig steuernde Exzenter mit geschränkter Schubrichtung des Exzenterstangenendpunktes nicht zweckmäßig. Von der Schränkung einseitig steuernder Exzentergetriebe wird bei Ventilsteuerungen mit Steuerwelle zur Vergrößerung der Übersetzung häufig Gebrauch gemacht.

Zweckmäßiger für die Behandlung der Ventilsteuerungen mit Steuerwelle wäre schon die Bezeichnung derjenigen Richtung der Exzenterstange als mittlere, welche sie einnimmt, wenn sie sich mit dem Exzenterradius in Decklage oder Strecklage befindet.¹⁾ Aber auch diese Begriffsbestimmung befriedigt nicht ganz, obwohl sie ebenso wie die vorher in Aussicht genommene der Bedingung genügt, die übliche Begriffsbestimmung der mittleren Exzenterstangenrichtung für den einfachen Sonderfall der geraden, zentralen Führungsbahn in sich zu schließen.

393. Empfehlenswert ist die folgende Begriffsbestimmung: Die mittlere Exzenterstangenrichtung ist die Verbindungslinie des Deckungspunktes auf der Führungsbahn mit der Wellenmitte.

Entsprechend der Festlegung des Begriffs des Deckungspunktes (Art. 343) ist diese für den Entwurf bequemste Begriffsfestlegung gleichbedeutend mit der folgenden, welche die Eigenschaft der mittleren Richtung klarer hervortreten läßt: „Die mittlere Exzenterstangenrichtung ist die Winkelhalbierende zwischen derjenigen Richtung, welche die Exzenterstange im Moment des Öffnens, und derjenigen, welche sie im Moment des Schließens einnimmt.“

Da bei zweiseitig steuernden Exzentergetrieben zwei Deckungspunkte auf der Führungsbahn vorhanden sind, bestehen bei geschränkter Führungsbahn auch zwei mittlere Exzenterstangenrichtungen, eine für die Deckelseite, die andere für die Kurbelseite.

¹⁾ Diese Begriffsbestimmung wurde in der oben erwähnten Druckschrift „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe“ benutzt.

Der so festgelegte Begriff der mittleren Exzenterstangenrichtung hat für Stellexzentersteuerungen den großen Vorzug, daß Veränderungen in der Exzentrizität die durch ihn festgelegte Exzenterstangenrichtung nicht berühren.

Eintragung des Steuerungskreises in das Schema des Zwischengetriebes.

394. Die Eintragung geschieht, indem man sich auf die vorstehend definierte mittlere Exzenterstangenrichtung bezieht, am besten in folgender Weise: Man bringt das Getriebe bei geschlossenem Ventil in Anlagstellung. Der Hebel JD (Fig. 145), der mit seinem Endpunkt die in ihrer Länge noch zu bestimmende Führungsbahn FG beschreibt, befindet sich, der Begriffsbestimmung des Deckungspunktes entsprechend, gerade in der Deckungsstellung. Man verbinde den Deckungspunkt D der Führungsbahn mit dem (in der Figur nicht enthaltenen) Mittelpunkt M der Steuerwelle, wodurch die mittlere Exzenterstangenrichtung EM gefunden wird. Alsdann ziehe man die Deckungslinie VH senkrecht zur mittleren Exzenterstangenrichtung,¹⁾ trage von K aus auf der mittleren Exzenterstangenrichtung die gemäß Art. 389 verminderte Diagrammüberdeckung ek ab bis M' und schlage um M' mit der Exzentrizität r den Steuerungskreis.

Zweckmäßig wird dann noch die Kolbenweglinie BC eingetragen, deren Richtung im Schieberkreis man findet, indem man den aus dem Entwurfsdiagramm zu entnehmenden Voreinströmungswinkel ε von VM' aus im Sinne der angenommenen Drehrichtung abträgt.

395. Der zu dem Kurbelwinkel $BM'Y$ und dem Kolbenweg²⁾ XY gehörige Ausschlag des Daumenhebels (oder Wälzhebels) wird gefunden, indem man von Y aus eine Senkrechte zur mittleren Exzenterstangenrichtung zieht, welche die Führungsbahn in Y' schneidet. DJY' ist der Ausschlag des Daumenhebels von der Anlagstellung JD aus gerechnet. Den gleichen Winkel hat auch der mit dem Daumenhebel fest verbundene Daumen³⁾ aus seiner Anlagstellung JT heraus nach links drehend zurückgelegt.

¹⁾ Wenn die Exzenterstange sehr kurz ist, schlage man um den Mittelpunkt der Steuerwelle einen Kreis mit MD .

²⁾ Der zu dem Kurbelwinkel $BM'Y$ gehörige Kolbenweg ist hier, um die Figur recht übersichtlich zu halten, nicht durch Bogenprojektion, sondern mit Hilfe des Endbezugsbogens gefunden (vgl. u. a. Führer S. 987 Anm.). Für das Getriebe der Kurbelseite liegt der Bezugsbogen umgekehrt.

³⁾ Oder, wenn die Rolle am Treiber sitzt, die Rolle.

Der größte Öffnungsausschlag des Daumenhebels wird gefunden, indem man in E auf der mittleren Exzenterstangenrichtung EZ in E ein Lot errichtet, welches die Führungsbahn in G schneidet und begrenzt.¹⁾ Die andere Ausschlagsgrenze F des Daumenhebels findet man durch Errichten eines Lotes in Z auf EZ.

396. In bekannter Weise kann man dann aus dem Daumenausschlag die Ventilerhebung bestimmen.

Wenn die Rolle, wie hier angenommen ist, am getriebenen Teil (am Triebing) sitzt, denkt man sich zweckmäßig an Stelle der Daumenbewegung um den Winkel DJY' die entgegengesetzt gleiche des festen Armes JQ ausgeführt, um die Daumenkurve T'TT'' und ihre Äquidistante in ihrer Lage belassen zu können und die Relativbewegung des Rollenmittelpunktes auf der Bahn S'SS'' zu betrachten. Man findet den von der Anlagstellung aus beschriebenen Ausschlag des Rollenarmes QS für den Ausschlag DJY' des Daumenhebels (entsprechend dem Kurbelwinkel BM'Y, entsprechend dem Kolbenweg XY), indem man den Winkel DJY' von JQ aus in entgegengesetzter Richtung abträgt (womit Q in Gedanken nach Y₁' gelangt) und um Y₁' einen Kreis mit der Rollenarmlänge QS schlägt, welcher die verlängerte innere Rast in a, die Mittelpunktsbahn in b schneidet, aY₁'b ist der Ausschlag des Rollenarmes.²⁾ Der Ausschlag aY₁'b wird dann von QW aus abgetragen, um die durch die Hebelübersetzung QW/QS vergrößerte Ventilerhebung zu erhalten.

397. Man kann auf diese Weise für eine größere Zahl von Kurbel- und Kolbenstellungen die Ventilerhebungen finden und sie als Funktion des Kolbenweges oder auch als Senkrechte zur Deckungslinie in das Steuerungsdiagramm eintragen, wie das später (Art. 421) für andere Verhältnisse geschehen ist.

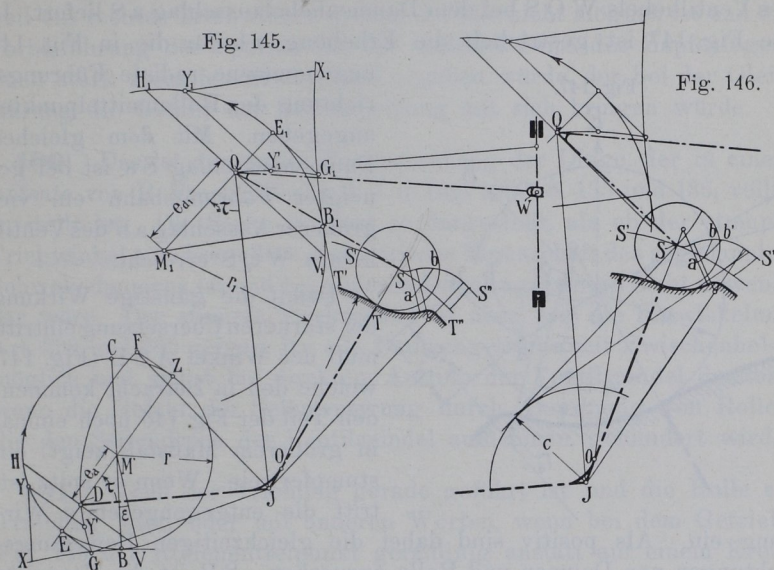
Hierbei ist die jedesmalige Übertragung des Ausschlagswinkels DJY umständlich. Man kann sie umgehen und damit auch die zeichnerischen Übertragungsfehler vermeiden, indem man sich den festen Arm JQ durch eine in Q angreifende Exzenterstange angetrieben denkt; die mittlere Exzenterstangenrichtung M₁'Q muß gegen JQ die umgekehrt gleiche sein wie gegen JD, die gedachte Exzentrizität muß im Verhältnis JQ/JD größer sein wie die wirkliche.

Man trage also den Winkel JDM' = τ von QJ aus in entgegengesetztem Sinne wie JDM' ab, mache $e_{d1} = JQ/JD \cdot e_d$, findet damit M₁', schlägt mit $r_1 = JQ/JD \cdot r$ den Steuerungskreis und trägt in denselben

¹⁾ Punkt G trifft hier nur zufällig auf den Endbogen BX.

²⁾ Beweisführung für das Verfahren ähnlich Art. 353.

die anderen Größen geometrisch ähnlich ein; auch der zur Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge geschlagene Endbezugsbogen muß natürlich mit einem ebenfalls entsprechend vergrößerten Radius



geschlagen werden. Die dem ersten Diagramm entsprechenden noch nicht genannten Punkte sind mit gleichen Buchstaben unter Anfügung des Index $_1$ gekennzeichnet.¹⁾

Stumpfer und spitzer Triebwinkel.

398. Die Richtung des Armes QS des Getriebes Fig. 145 ist, ohne daß dazu eine Notwendigkeit vorliegt, so gewählt, daß er in der Anlagestellung den inneren Ruhekreis $S'S$ berührt. Die Führungsrichtung der Rolle steht also senkrecht auf dem inneren Ruhekreis und fällt mit der verlängerten Linie JS zusammen. Man kann die Lage des Punktes Q jedoch auch so wählen, daß die Führungsrichtung der Rolle mehr oder weniger stark gegen die Tangente

¹⁾ Das hier in Art. 397 und weiter unten Art. 401 Schluß angegebene Verfahren der Verlegung der Steuerungskreise mit ihrem Deckungspunkt nach dem Hebel Drehpunkt oder Anlaufpunkt der Rollenmitte rührt vom Verfasser her und ist hier zum erstenmal veröffentlicht. Es wird sich bei dem Entwurf von Daumensteuerungen für gegebene Bedingungen (Art. 410 ÷ 420) sowie für Aufsuchung der zu den einzelnen Kolbenstellungen gehörigen Ventilerhebungen durch geschlossene Linienzüge (Art. 421) noch weiter als nützlich erweisen.

an den Ruhkreis geneigt ist. Man gewinnt (wenn die Neigung im richtigen Sinne liegt) dadurch beträchtlich an Übersetzung:

a b' Fig. 146¹⁾ ist der Kreisbogen um Y_1' , welcher den Ausschlag des Ventilhebels W Q S bei dem Daumenhebelausschlag a S liefert. In die Fig. 147 ist gestrichelt die Erhebung a b für die in Fig. 145

angenommene radiale Führungsrichtung des Rollmittelpunktes angegeben. Mit dem gleichen Daumenausschlag Sa ist bei geneigter Führungsbahn ein viel größerer Ausschlag a b' des Ventilhebels W Q S erreicht *wird.*

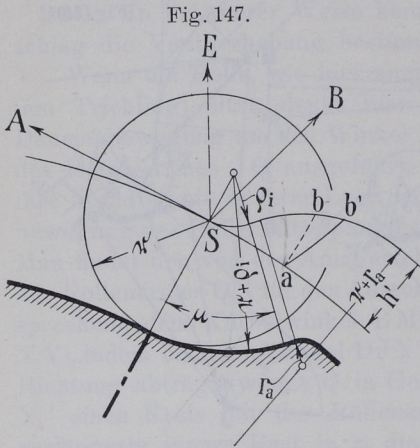
Damit die günstige Wirkung der stärkeren Übersetzung eintritt, muß der Winkel A S B (Fig. 147, welche den in Betracht kommenden Teil der Fig. 146 noch einmal in größerem Maßstab zeigt) ein stumpfer sein. Wenn er spitz ist, tritt die entgegengesetzte Wirkung ein.

Als positiv sind dabei die gleichzeitigen Bewegungsrichtungen von Daumen und Rolle anzusehen. S B ist die Tangente an die Führungsbahn oder die Senkrechte auf Q S.

In der oben erwähnten Druckschrift „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe“ habe ich den Winkel A S B als „Triebwinkel“ bezeichnet. Mit dieser Benennung lautet dann der Satz über die Wirkung der Neigung der Schubrichtung: Ein stumpfer Triebwinkel vergrößert die Übersetzung der Daumengetriebe, ein spitzer vermindert sie gegenüber der Senkrechten.

399. Es fragt sich, wie weit darf man mit der Neigung gehen? Die Grenze ist durch die Gefahr der Selbstsperrung des Getriebes, die auch bei schlechtem Schmierungs Zustand keinesfalls eintreten darf, gegeben. Es ist einleuchtend, daß diese Gefahr eher eintritt, wenn die Rolle durch eine prismatische Gleitbahn (Rolle oder Daumen direkt an der Ventilspindel) geführt ist, als wenn ein Hebel eingeschaltet ist, dessen Zapfen die Hauptkräfte aufzunehmen hat. Man wird also, wenn die Rolle oder der Daumen direkt an der gleitenden Ventilspindel angebracht ist, auf den stumpfen Triebwinkel verzichten

¹⁾ Die Punktbenennungen Y_1' und W fehlen in Fig. 146 und sind entsprechend denen in Fig. 145 vorauszusetzen.



müssen und kann zu einem spitzen Triebwinkel mit der Führungsrichtung SE Fig. 147 genötigt sein, wenn die Ventilspindel an dem Zapfenlager J des Daumenhebels vorbeigeführt werden muß (Fig. 155), weil ein rechter Triebwinkel in diesem Falle nicht möglich ist und die Vorbeiführung der Spindel auf der anderen Seite des Zapfenlagers einen stark stumpfen Triebwinkel ergeben würde, der bei der Gleitführung die Gefahr der Selbstsperrung mit sich bringen würde.

400. Das ist der wahre Zusammenhang der Dinge, der in einem Aufsatz von R. Proell, Ztschr. d. V. d. Ing. 1907, S. 135 und 136, völlig entstellt ist. Die Sache ist dort so dargestellt, als ob der stumpfe Triebwinkel eine besondere geometrische Eigenschaft des sogenannten Schwabedaumens ist und bei anderen Daumengetrieben nicht anwendbar wäre. Der stumpfe Triebwinkel ist aber, wie die Entwicklung Art. 398 und 399 zeigen, für alle Daumengetriebe mit Zwischenhebel möglich und selbst bei direktem Antrieb der Ventilspindel denkbar, wenn die Gefahr der Selbstsperrung durch Anordnung von Rollen, die den Seitendruck der Ventilspindel aufnehmen, gemindert wird.¹⁾

401. Wenn der Triebling gerade geführt ist und die Rolle am Triebling sitzt, oder mit anderen Worten, wenn bei dem Getriebe Fig. 145 der Rollenmittelpunkt geradlinig anstatt auf einem Kreisbogen um Q geführt ist, muß das in Art. 396 und 397 erläuterte Verfahren zur Aufsuchung der Erhebungen des Rollenmittelpunktes etwas modifiziert werden. Es entsteht das Getriebe Fig. 148, welches sich aus den in Art. 399 erörterten Gründen von dem Getriebe Fig. 145 auch noch durch die Anwendung eines spitzen Triebwinkels unterscheidet.

Um die Daumenkurve oder ihre Äquidistante nicht in den verschiedenen Lagen zeichnen zu müssen, denkt man sich auch hier an

¹⁾ In dem angezogenen Aufsatz finden sich noch einige weitere Unrichtigkeiten. Seite 135 rechte Spalte heißt es: Das tangential Einlaufen der Daumenkurve „hat zur Folge, daß die Rolle theoretisch im ersten Augenblick des Anhubes nur eine unendlich kleine Kraft zu ihrer Bewegung braucht“. Die Beschleunigungskraft setzt demgegenüber auch theoretisch sprunghaft mit einer namhaften Größe ein (auch wenn die Daumenkurve tangential in die innere Rast einläuft), wenn der Krümmungsradius, wie es fast immer der Fall ist, an der Einlaufstelle sprunghaft seine Größe ändert.

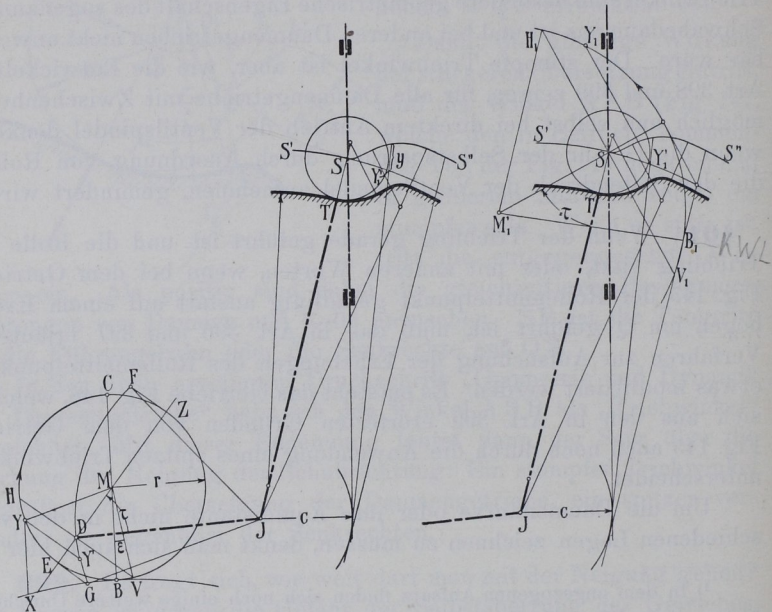
Weiter ist die Behauptung unrichtig, daß Wälzhebel sich nicht für hohe Tourenzahlen eignen. Es gibt Maschinen mit alter Collmannsteuerung und Wälzhebelübertragung, welche mit 250 Touren tadellos lange Zeit gelaufen sind. Die Vorzüge der Schwingendaumen gegenüber den Wälzhebeln sind anderer Art (vgl. Führer 48, 51 ÷ 54).

Stelle der Daumenhebelrotation die entgegengesetzt gleiche des Rollenträgers um den Punkt J ausgeführt. Der Abstand c der Führungsrichtung von dem Drehpunkt J muß bei der Drehung natürlich unverändert bleiben, d. h. die verschiedenen Lagen der Führungsrichtung müssen den mit c um J geschlagenen Kreis berühren.

Man trägt also, um die zu dem Kurbelwinkel $BM'Y$ gehörige Ventilerhebung zu finden, den Winkel DJY' von JS aus in entgegengesetztem Drehsinne ab und findet damit den Punkt Y' auf dem

Fig. 148.

Fig. 149.



verlängerten inneren Ruhekreis $S'S$ der Mittelpunktlinie $S'SS''$. Durch Y_1' zieht man eine Tangente an den Kreis mit c um J , dann ist y die dem Punkte Y zugehörige Ventilerhebung.¹⁾

¹⁾ In der Literatur ist es auch bei Daumengetrieben mit Zwischenhebel, deren Rolle auf einem Kreisbogen geführt wird, allgemein gebräuchlich, an Stelle des Bogenschlages $a b'$ Tangenten an den Schränkungskreis mit dem Radius c zu ziehen, wie das in Fig. 144 nebenher angedeutet ist. Abgesehen davon, daß das Verfahren weniger genau ist, bringt es auch weniger klar den Bewegungsvorgang zur Anschauung und ist auch zeichnerisch nicht einfacher, da die Zirkel meist so weit spannen, daß sie die Länge QS fassen.

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 $B_1 M_1'$ findet wieder durch Abtragung des Voreinströmungswinkels ε von $V_1 M_1'$ 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

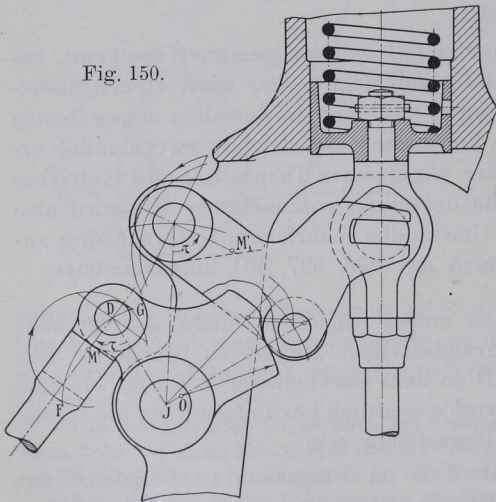
Öffnungsausschlag zu erzielen. Auch bei relativ größerer Öffnungsweite wird man einen großen Ausschlag des Daumenhebels durch einen kurzen Arm $J D$ erstreben, wenn die Verhältnisse zur Anwendung des spitzen Triebwinkels (Art. 399 und 401) zwingen.

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 $F G$ des Hebels $J D$ so, daß die Richtung des Öffnungsbogens $D G$ 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 Dampfmengen 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 Auflaufkurve 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 $J_v p$.

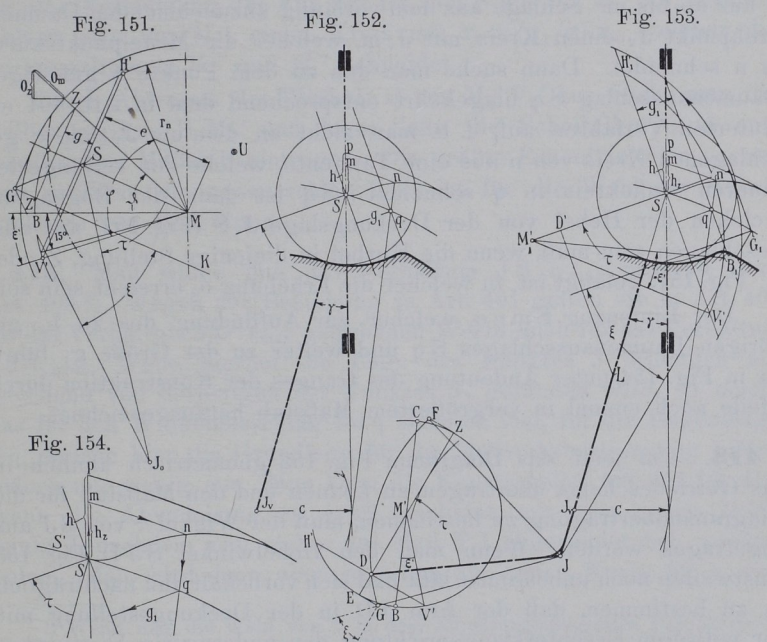
411. Es soll nun der Steuerungskreis und nachher das ganze Steuerungsdiagramm mit der Scheitellinie direkt in der in Fig. 147 gefundenen Eintragungsweise mit S als Deckungspunkt entworfen und

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

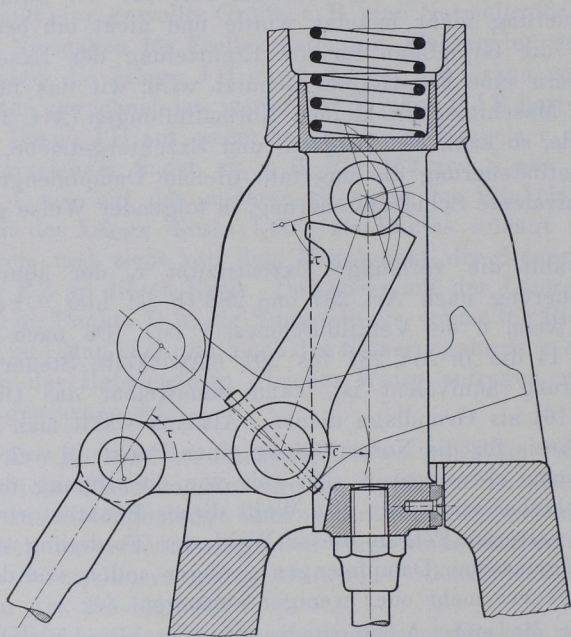
und die Maßstabsbestimmung des Steuerungsdiagramms ganz so verwendet, wie die Größe o_z in den Art. 410 bis 419. Die Größen o_m und h mögen jedoch in der gleichen Weise berechnet werden wie bisher.

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.

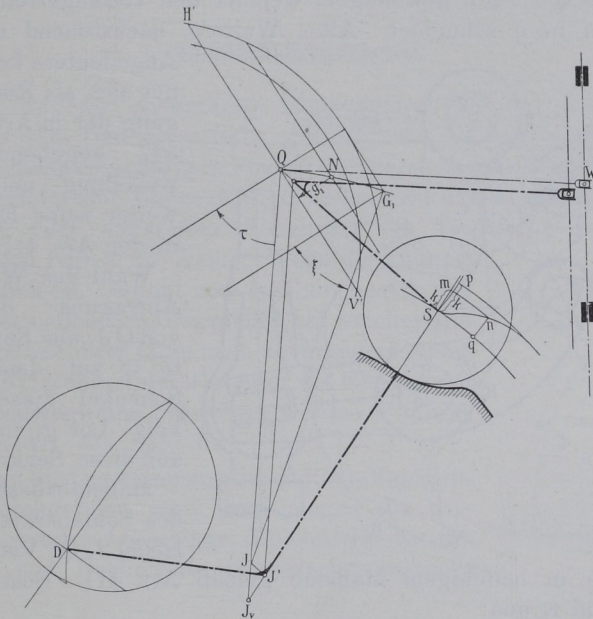


worfene Getriebe entsprechend Art. 401 oder bei Vorhandensein eines Zwischenhebels entsprechend Art. 394 bis 397 nach. In Fig. 155 ist ein Daumengetriebe mit unmittelbar auf die Ventilspindel wirkenden

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

zunächst entnehmen mag.¹⁾ Man wähle dann SJ_v vorläufig gleich 8 bis 12 k und entscheide sich über die Anwendung eines mehr oder weniger stumpfen Triebwinkels QSJ_v und bilde das Dreieck QSJ_v .

Man schlage alsdann mit QS aus Q einen Kreis, trage auf demselben von S aus $Sp=k$ und $Sm=k_z$ als Sehnen ab, schlage aus J_v mit $J_v p$ einen Kreis, welcher, sofern kein Überhub stattfindet, der äußere Ruhekreis ist, und aus J_v mit J_m einen Kreis, welcher die Mittelpunktskurve in n schneidet. Aus n schlägt man einen Kreis mit der Länge SQ , welcher den Kreis aus J_v mit $J_v Q$ in N schneidet. Der Vollständigkeit halber werde dann noch aus N ein Kreis mit $QS=Nn$ geschlagen, welcher den verlängerten inneren Ruhekreis in q schneidet. Alles Weitere, nachstehend nur kurz

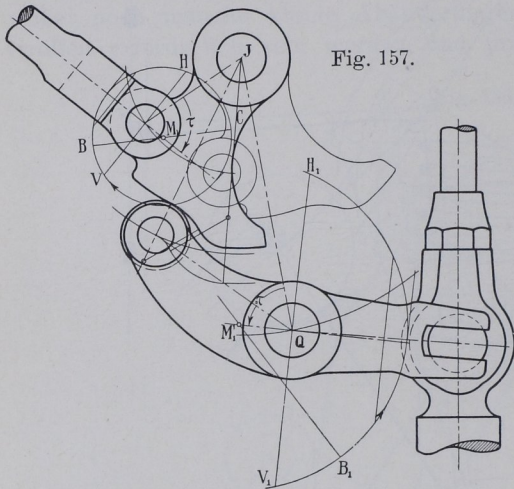


Fig. 157.

Angedeutete kennzeichnet sich als Rückwärtsgang der in Art. 395 bis 397 gegebenen Entwicklung und findet weiter seine Erklärung in den Art. 411 bis 416.

Wahl des Winkels τ , Abtragung desselben von QJ_v aus, Senkrechte in Q auf dem freien Schenkel dieses Winkels. Lot g_1 von N aus auf diese Senkrechte.

Maßstabsbestimmung des Schieberkreises am Hebel $J_v Q$: Vorläufiges

Diagramm in beliebigem Maßstab gemäß Art. 411. Bestimmung von e_1 und r_1 aus:

$$e_1 = \frac{g_1}{g} e \text{ und } r_1 = \frac{g_1}{g} r.$$

Maßstabsbestimmung von QJ durch Wahl eines Verhältnisses QJ/r_1 oder bei veränderlicher Füllung QJ/r_{1max} . Reduktion des Dreiecks QSJ_v im Verhältnis QJ/QJ_v . An dieser Reduktion soll jedoch

¹⁾ Wenn das Getriebe wieder in doppelnatürlicher Größe aufgetragen wird, findet man die Auftragsgröße von k und k_z direkt, indem man in Fig. 151 statt o_m die Größe $o_m \frac{QS}{QW}$ abträgt.

die Rolle, die Mittelpunktskurve und die Daumenkurve nicht teilnehmen. Nur die Krümmungen der Ruhekreise ändern sich unvermeidlich etwas. Nötigenfalls zwecks genauerer Feststellung des Maßstabes nochmalige Auftragung. Wahl der Armlänge $J'D$ und Feststellung des Winkels $DJ'S$ entsprechend Art. 416.

Fig. 157 zeigt noch ein Daumengetriebe für Auslaß mit gezogener Exzenterstange, in welches in gleicher Weise wie in Fig. 145 S. 225 die Steuerungskreise an den Exzenterstangenangriffspunkt des Schwingdaumens und an den festen Hebeldrehpunkt Q angetragen sind. M_1B_1 ist die Kolbenweglinie.

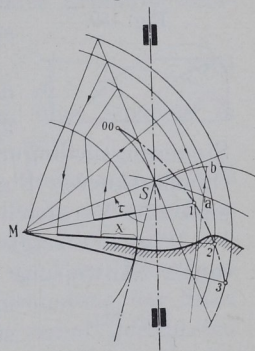
Ventilerhebungskurven.

421. Die hier entwickelte Eintragungsweise des Steuerungskreises in das Daumengetriebe gestattet die zu den verschiedenen Kolbenstellungen gehörigen Ventilerhebungen in sehr einfacher Weise durch geschlossene Linienzüge zu finden und damit schnell für eine gegebene oder entworfene Steuerung die Ventilerhebungskurven aufzutragen (vgl. S. 225 Anm.). Wenn die Füllung veränderlich ist, bedient man sich am besten des Müller-Seemannschen Diagramms, bei welchem die Deckungslinie ihrer Lage nach unverändert bleibt und die Richtungen der Exzenter als Richtungen der Kolbenweglinien betrachtet werden (Fig. 158, vgl. auch Art. 334, 335, 372).

Wenn die Untersuchung für endliche Stangenlänge durchgeführt wird, muß wegen der verschieden großen Ausschläge das Getriebe für die Kurbel- und Deckelseite gesondert untersucht werden.

In Fig. 158 sind unter Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge für die Deckelseite zunächst zu den drei Stellexzenterstellungen 1, 2, 3 die Füllungen in gewöhnlicher Weise aufgesucht und in dem kleiner wie die Exzenterkreise gezeichneten Kurbelkreis durch stärkere Linien hervorgehoben. Für die Stellung 2 ist der Linienzug, welcher auf Füllung 2 führt, durch Pfeile hervorgehoben. Dann ist für den beliebig herausgegriffenen Kolbenweg x bei der Füllungseinstellung 2 der Linienzug verzeichnet und mit Pfeilen versehen, welcher auf die zugehörige Ventilerhebung $a b$ führt.

Fig. 158.



Im allgemeinen wird es genügen, die Ventilerhebungskurven für unendliche Stangenlänge zu verzeichnen zu dem dafür entwickelten Vorentwurf des Daumengetriebes und dann nach Art. 417, 302, 315 angemessene Veränderungen für die Deckel- und Kurbelseite vorzunehmen.

Nicht ganz so einfach gestaltet sich der Linienzug zur Aufsuchung der zu den verschiedenen Kolbenwegen gehörigen Ventilerhebungen bei Daumengetrieben mit Zwischenhebel. Man kann jedoch den gleichen Linienweg gehen wie beim Daumengetriebe ohne Zwischenhebel, wenn man an Stelle der Bogen $a b'$ Fig. 146, entsprechend der Anmerkung zu Art. 401, Tangenten an einen Schränkungskreis zieht, dessen Radius am besten durch die Richtung der Senkrechten auf dem Rollenarm $Q S$ im Rollenmittelpunkt bei halber Ventilerhebung bestimmt wird. Die am Daumen gefundene Erhebung ist dann noch mit dem Verhältnis $Q W : Q S$ zu multiplizieren, um die wahre Erhebung zu erhalten.

Auch für Daumengetriebe mit Rolle am Treiber, Daumen am Triebfling (Schwabedaumen, Rollenschiene) ist das Verfahren mit Eintragung des Steuerungskreises in den Rollenmittelpunkt mit kleinen Abänderungen anwendbar und wird für das Getriebe mit Rolle an einer Schiene, Daumenkurve an der Ventilspindel besonders einfach.

Fig. 159.

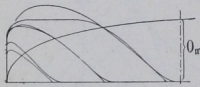
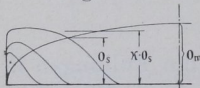


Fig. 159 zeigt die Ventilerhebungskurven für das nach Art. 410 bis 416 entwickelte Daumengetriebe und die in Art. 276 bis 278 dargelegten Steuerungsbedingungen für unendliche Pleuelstangenlänge. Die Öffnungskurven Fig. 104 S. 154 der äquivalenten Schiebersteuerung sind zum Vergleich mit eingetragen.

Fig. 160 zeigt ferner die Ventilerhebungskurven für die nach dieser Anweisung entworfene Ventilsteuerung der Einzylindermaschine. Bei kleinen Füllungen ergibt die Ventilsteuerung ungünstigere Abschlußverhältnisse, für größere günstigere Abschlußverhältnisse wie die äquivalente Schiebersteuerung (Fig. 110 S. 161).

Fig. 160.



Die Stellexzenter werden infolge der Schränkung und der starken Übersetzung $J S : J D$ (Fig. 153) erheblich kleiner wie bei einer Schiebersteuerung mit direktem Antrieb ohne Übersetzung (vgl. jedoch Art. 405).

Die vorstehenden Entwicklungen zeigen, wie man für die normale Füllung auf mindestens gleich günstige Öffnungsverhältnisse gelangen kann wie bei Schiebersteuerungen. Wenn es gelingt, ohne

Aufwand und ohne daß die Daumenkräfte zu groß werden, günstigere Verhältnisse zu erreichen, wird man diese annehmen und nicht die weniger günstigen Verhältnisse der ursprünglichen Annahmen erstreben. Bei großen Maschinen mit mäßiger Tourenzahl kommt man für Ventilsteuerungen auf verhältnismäßig bessere Abschlußverhältnisse wie bei kleinen mit höherer Tourenzahl.

Ermittlung der Hauptmaße für die Ventile.

Ventildurchmesser und Ventilerhebung.

422. Der axiale Durchgangsquerschnitt muß dem Dampf ohne zu große Geschwindigkeit Durchlaß in axialer Richtung (Fig. 163 links oben) gewähren und daher nach Abzug der Ventilrippen, der Nabe, der Spindel, des Wandstärkenringes und des nach Art. 434 außen nicht durchströmten Ringes H mindestens gleich dem größten erforderlichen Abschlußquerschnitt, nach Art. 249 letzter Absatz noch etwas größer wie dieser sein.

Nach Führer 49, 29 lassen die erwähnten Teile je nach Größe des Ventils 0,65 bis 0,85 der Grundrißkreisfläche des Ventils frei (Axialverengungsfaktor 0,65 bis 0,85). Es muß also sein, wenn d der Durchmesser des Ventils am inneren Rand der größeren Sitzfläche ist:

$$(0,65 \text{ bis } 0,85) \pi/4 d^2 \cong \alpha F \frac{c}{w}, \quad (38)$$

worin α ein Faktor zwischen 0,95 und 1,2 ist, über welchen in Art. 429 bis 431 noch einiges ausgesagt werden wird.

Nachdem d aus Gleichung 38 berechnet ist, findet man o_m aus Gleichung 35 S. 133. Als Kanalbreite ist der einfache oder doppelte Ventilmfang πd oder $2\pi d$ ohne Verengungsabzug (d. h. mit $\beta = 1$, Art. 277) einzuführen, da bei der üblichen Bauart der Ventileführungen Rippen nicht vorhanden oder, wenn sie zur Verbindung der Sitze dienen, soweit zurückgesetzt sind, daß sie den radial gerichteten Dampfstrom nicht beengen. Die Einführung des einfachen Ventilmfanges liefert die Öffnung beider Sitze zusammen, die Einführung des doppelten Ventilmfanges liefert die Öffnung eines Sitzes oder die erforderliche Ventilerhebung. Entsprechend dem bisher hier befolgten Verfahren (Art. 256, 277, 278, 289) möge der einfache Ventilmfang eingeführt werden und die Ventilerhebung h durch nachträgliche Division durch 2 bei zweisitzigen Ventilen gefunden werden:

$$o_m = \frac{F c}{\pi d w}; \quad h = \frac{1}{2} o_m; \quad (39)$$

h ist dann die beim Vorkommen großer Füllungen (allgemeiner großer Öffnungswinkel) erforderliche größte Ventilerhebung.¹⁾

423. Bei Daumensteuerungen macht man, auch wenn große Füllungen nicht vorkommen, meist den Abstand der beiden Ruhekreise gleich dem nach vorstehender Gleichung errechneten h und verzichtet auf den völligen Auflauf auf die äußere Rast bei kleinen und mittleren Füllungen. Daß der Abstand der beiden Ruhekreise zuweilen etwas größer wie das errechnete h gemacht wird, um Härten in den Kraftübergängen zu vermeiden, wurde in Art. 407 erwähnt.

424. Wenn man die Gleichungen 38 und 39 miteinander verbindet und das $>$ in Gleichung 38 fortläßt, kommt man bei Einführung eines Mittelwertes für den Faktor der Axialverengung und für α auf die Beziehung

$$h = \frac{1}{10} d. \quad (40)$$

Von dieser Beziehung soll indes hier kein Gebrauch gemacht werden, weil d aus Gründen, die mit den Grundlagen der Gleichung 38 nichts zu tun haben, zuweilen etwas größer gewählt werden muß, als die Gleichung ergibt.

Je größer d ist, desto schneller erfolgt, bei einem (durch die Rücksicht auf sanftes Aufsetzen) gegebenen Niedergangsgesetz für das Ventil, die Querschnittsverengung. Diese Rücksicht kommt häufig bei Einlaßventilen wegen der kurzen Öffnungszeiten in Betracht. Besonders bei Einzylindermaschinen mit Kondensation wird aus dem angegebenen Grunde eine namhafte Vergrößerung des Durchmessers über das nach Gleichung 38 mindestens notwendige Maß erforderlich.

425. Wenn dann die Auslaßventile nach der Gleichung 38 berechnet werden, wird ihr Durchmesser oft trotz der für den Auslaß einzuführenden kleineren mittleren Geschwindigkeit w nicht größer wie die Einlaßventile, deren Durchmesser nachträglich über das errechnete Maß hinaus aus dem erwähnten Grunde größer gewählt wurde. Wenn Einlaß- und Auslaßventile zuweilen gleich groß ausgeführt sind, so ist das hauptsächlich der Rücksicht auf günstige Abschlußverhältnisse der Einlaßorgane zuzuschreiben, weniger der

¹⁾ Das gilt für ebene Ventilsitze, wie sie für Daumen- und Wälzhebelsteuerungen gebräuchlich sind. Für geneigte kegelförmige Sitze, wie sie für auslösende Ventilsteuerungen bevorzugt werden, muß der Ventilhub entsprechend größer sein.

Forderung gleichartiger Konstruktionsteile, die unberechtigt ist, weil einmal die Ventilhöhen bei richtiger Bemessung doch verschieden groß ausfallen, dann aber auch durch diese Forderung andere meist wichtigere Rücksichten zurückgedrängt werden. Für Maschinen mit großen Füllungen sollte man daher den Ventildurchmesser auch für Einlaß nach der Formel 38 berechnen und wählen, unabhängig von dem Auslaßventildurchmesser.

Ventilhöhe und Ventilform.

426. Um die Ventilhöhe und Form der äußeren Ventilbegrenzung zu finden, trage man das Ventil in geöffneter Lage auf, und zwar, wenn kein Überhub über das für die Strömung notwendige Maß stattfindet, oder wenn bei mäßigem Überhub die in Art. 427 behandelten Verhältnisse vorliegen, auf $\frac{1}{2} o_m = h$ geöffnet. Man beginne mit dem Entwurf des oberen Ruhesitzes, für den hier eine zurücktretende Arbeitsfläche angenommen ist,¹⁾ trage die Ventilerhebung $= \frac{1}{2} o_m$ auf, berechne den Durchmesser d_1 , nachdem man d nach Art. 422 berechnet und gegebenenfalls aus den in Art. 424 besprochenen Gründen vergrößert hat, aus der Gleichung:

$$\pi/4 d^2 - \pi/4 d_1^2 = \frac{1}{2} \alpha f \text{ oder } \pi/4 d_1^2 = \pi/4 d^2 - \frac{1}{2} \alpha f \text{ mit } f = F \frac{c}{w}. \quad (41)$$

Da wegen der Krümmung des Dampfstrahls um die scharfe Kante des oberen Sitzes bei H ein toter Raum entstehen wird, mache man die Ringbreite $c = \frac{1}{2}(d - d_1)$ durch Verkleinerung von d_1 einige Millimeter größer, als die Rechnung ergibt.

Man trage dann, noch bevor man das Ventil gezeichnet hat, den Dampfstrahl nach Gutdünken ein und schmiege ihm die äußere Ventilform an. Die Höhe u wähle man so, daß eine ausreichende Stärke s_u des unteren Ventilrandes herauskommt, trage von dem unteren Sitzrande des Ventils $\frac{1}{2} o_m$ nach unten ab und findet damit den unteren Sitz.

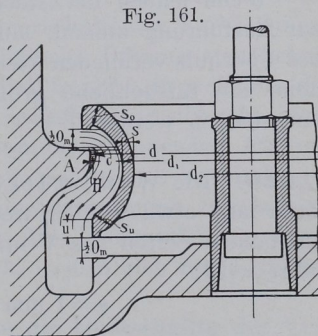


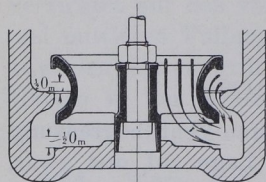
Fig. 161.

In die Werkstattszeichnung ist das Ventil in geschlossenem Zustande einzutragen. Studierende wollen jedoch die Entwurfszeichnung daneben auf ihrem Blatt bestehen lassen.

¹⁾ Sonst kommen auch vielfach vortretende Arbeitsleisten vor.

427. Wenn das Ventil höher gehoben wird, wie für die Strömung erforderlich ist, so tritt eine Einengung durch den Rücken des Ventils ein (Fig. 162). Diese Einengung ist belanglos, wenn das Ventil aus anderen Gründen (Art. 424) einen größeren Durchmesser als den Rechnungswert der Formel erhalten hat; denn bei Überschreitung der Hubhöhe $h = \frac{1}{2} o_m$

Fig. 162.



nimmt der untere Strömungsquerschnitt um denselben Betrag zu, als der obere durch den Ventiltrücken verengt wird. Der Querschnitt bleibt also nach Überschreitung von h unverändert, sofern der durch den Kreis $\pi/4 d^2$ nach Abzug der den Querschnitt einengenden Konstruktionsteile (Rippen, Spindel, Nabe) gegebene Querschnitt ausreicht, die durch die untere Öffnung bei Überhub abzuführende Dampfmenge ohne zu große Geschwindigkeit durchzulassen.

Bei dem Rechnungsverfahren Art. 426 wurde der äußere axiale Strömungsquerschnitt nur so groß gemacht, wie erforderlich, so daß bei größerem Ventildurchmesser das Übermaß dem als Rest verbleibenden inneren axialen Strömungsquerschnitt verbleibt. Es wird daher bei mäßig großem Überhub keine Vergrößerung der Ventilhöhe erforderlich und die Auftragung von $\frac{1}{2} o_m$ anstatt des tatsächlichen Ventilhubes für die Bestimmung der Ventilhöhe zulässig sein.

Wenn jedoch der Rechnungswert von d nach der Formel 38 zur Ausführung kommt, muß die Sperrung durch den Ventiltrücken bei Überhub vermieden werden und bei der Bestimmung der Ventilhöhe die tatsächliche größte Ventilerhebung an Stelle von $\frac{1}{2} o_m$ eingetragen werden.

428. Die Wandstärke s des Ventils in dem rohrförmigen Teil kann man etwa wählen, wenn $p_1 - p_2$ den größten Druckunterschied auf beiden Seiten des Ventils bedeutet und d in Millimeter eingeführt wird:

$$s = 1 \text{ mm} + 0,003 d (5 + p_1 - p_2). \quad (42)$$

Das Ventil muß dabei an den Rändern (wo es durch das Aufsetzen stärker beansprucht wird) etwa auf das 1,5fache dieses Wertes verstärkt werden.

Die Sitzbreite wähle man 0,3 bis 0,6 der Wandstärke s des rohrförmigen Teils.

Strömungsquerschnitt der Verbindungskanäle nach dem Zylinderinneren.

429. Nach Art. 249 letzter Absatz sind die Querschnitte der Verbindungskanäle von den Steuerorganen nach dem Zylinderinneren etwas reichlicher zu bemessen wie die Abschlußquerschnitte selbst.

Für die Verbindungskanäle ist, da sie während der ganzen Öffnungszeit voll geöffnet sind, die Rechnung mit der Gleichung 25 und mit Einführung einer mittleren Geschwindigkeit im allgemeinen am Platze, jedenfalls dann, wenn die Füllungs- oder Ausströmungsperiode so weit reicht, daß das Steuerorgan beim Durchgang des Kolbens durch die Mittellage noch voll geöffnet ist. Es ist also die Weite a_v des Verbindungskanals (Fig. 163) in diesem Falle zu setzen, wenn man den Faktor, der das Größenverhältnis des Querschnittes des Verbindungskanals zu dem Abschlußquerschnitt angibt (und in Art. 249 gleich 1,1 bis 1,2 gesetzt wurde), mit k bezeichnet:

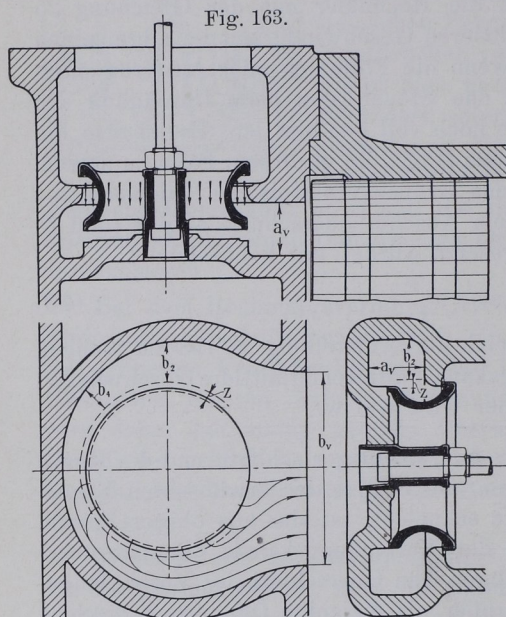
$$a_v = k \frac{F c}{b_v w}. \quad (43)$$

Hierin ist w entsprechend der Aufstellung S. 138 zu wählen, womit dann die im Verbindungskanal auftretende mittlere Geschwindigkeit im Verhältnis 1:k kleiner wird wie w .

430. Wenn das Steuerorgan frühzeitiger schließt und die Kurve der erreichten Kanalöffnungen die Ellipse der erwünschten Kanalöffnungen weit vor der Mitte schneidet, ist der aus obiger Formel sich ergebende Querschnitt des Verbindungskanals offenbar überreichlich groß. Es wird genügen, den Querschnitt des Verbindungskanals 10 bis 20 Prozent größer als diejenige Öffnung zu machen, welche das Steuerorgan in dem Augenblick freigibt, in welchem die Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen sich schneiden. Wenn dieser Bedingung bei der größten vorkommenden Füllung entsprochen wird, bleibt die Geschwindigkeit in den Verbindungskanälen stets kleiner als die in den Steuerquerschnitten zugelassene Geschwindigkeit w_z und erreicht bei der Maximalfüllung ihren höchsten Wert $w_z \cdot 1/k$ in dem Augenblick, in dem sich beide Kurven schneiden.

Wenn man nach diesem Grundsatz die Querschnitte der Verbindungskanäle bestimmen wollte, müßte man den ganzen Steuerungsentwurf vorher fertigstellen und auch die Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen verzeichnen. Das ist mindestens für den ersten Entwurf unbequem, weshalb ein vereinfachtes Verfahren gesucht werden soll.

431. Die Höhe des Schnittpunktes der Kurve der bei Maximalfüllung erreichten Kanalöffnungen mit der Kurve der zweckmäßigen Kanalöffnungen über der Nulllinie werde mit o_s (vgl. Fig. 160 S. 244) bezeichnet. Der Querschnitt des Verbindungskanals soll nach vorstehendem gleich $k o_s b$ werden. Bestimmt man für verschiedene Maschinengattungen und Steuerungsarten reichliche Mittelwerte für



das Verhältnis $o_s : o_m$, das mit φ bezeichnet werden möge, so wird man sich auf o_m beziehen können, indem der Querschnitt des Verbindungskanals dann wird $= k \varphi o_m$. Durch Nachmessen der Höhe o_s in den Figuren 98 S. 145, 104 S. 154, 110 S. 161, 160 S. 244 und Division durch o_m findet man φ , bzw. $= 0,89$, bzw. $= 0,89$, bzw. $= 0,78$, bzw. $= 0,77$. Bei Auslaßsteuerungen wird φ in der Regel $= 1$ werden. Das Produkt $k \varphi$ werde mit α bezeichnet.

Die vorstehend gefundenen Beispielswerte von φ werden noch nicht ohne weiteres die allgemeine Grundlage für die Berechnung der Querschnitte der Verbindungskanäle anderer gleichartiger Maschinen bilden dürfen. Man wird zu beachten haben, daß die Maximalfüllung nicht selten größer ist wie in den Beispielen. Man wird etwa setzen können, wenn man ganz ungewöhnlich große Füllungen ausscheidet und für sie das zugehörige φ besonderer Bestimmung vorbehält:

	φ	α
Einlaß für Einzylindermaschinen mit Kondensation	0,82	0,9 bis 1
Einlaß für Einzylindermaschinen mit Auspuff	0,86	0,95 bis 1,05
Einlaß für Verbundmaschinen	0,92	1,0 bis 1,1
Auslaß für alle Maschinenarten	1,00	1,1 bis 1,2.

Die höheren Werte von k und α werden einzusetzen sein bei langen oder stark gewundenen Kanälen.

Die Rechnungsweise mit dem Faktor α ist ungewöhnlich aber zweckmäßig; sie zeigt, daß für Einzylindermaschinen, bei welchen die Einschränkung der schädlichen Räume von besonderer Bedeutung ist, die Einlaßkanalquerschnitte kleiner gehalten werden können. Bei hohen Admissionsdrucken und entsprechend kleinen Füllungen wird man mit α noch unter 0,9 gehen dürfen, Nachprüfung von φ vorbehalten.

Um also, ohne die ganze Steuerung vorher entworfen zu haben und ohne Verzeichnung der Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen, den Querschnitt der Verbindungskanäle zu bestimmen, führe man in die Gleichung 43 an Stelle des Faktors k den Faktor α ein, womit die Gleichung übergeht in:

$$a_v = \alpha \frac{F c}{b_v w}. \quad (44)$$

Zahlenmäßige Berechnung der Hauptgrößen der Steuerung der Einzylindermaschine.

432. Nach Art. 231 Schluß ist $F = 1363 \text{ qcm} \cdot c = 2,6 \text{ m}$.

Auslaßventil. $w = 30$ statt 35 wegen Art. 10. $\alpha = 1,1$. Verengung des Axialquerschnittes durch Rippen usw. auf 0,75. Nach Gleichung 38 ist:

$$0,75 \pi/4 d^2 \cong 1,1 \frac{1363 \cdot 2,6}{30},$$

woraus sich $d \cong 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm}$ ergibt. o_m ergibt sich mit diesem Durchmesser nach Gleichung 39:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2,6}{\pi \cdot 15 \cdot 30} = 2,5 \text{ cm} = 25 \text{ mm};$$

$h = 1/2 o_m = 12,5 \text{ mm}$. Die wirkliche Erhebung h' kann wegen des Antriebes bei Anwendungen von Wälzhebeln erheblich, bei Anwendung von Schwingdaumen etwas größer ausfallen wie die erforderliche Erhebung h . Der Durchmesser d_1 des Ventilrohres ist nach Art. 426 zu berechnen, vgl. auch die Berechnung von d_1 für das Einlaßventil Art. 434. Einmündungsweite des Kanals in den Zylinder vom Deckel aus, b_v (Fig. 163) angenommen 18 cm:

$$a_v = 1,1 \frac{1363 \cdot 2,6}{18 \cdot 30} = 7,2 \text{ cm}.$$

Der rechteckige Querschnitt $a_v b_v$ ist nach Umständen in einen anderen von gleicher Querschnittsfläche umzuformen.

433. Einlaßventil. $w = 44,56$ (vgl. S. 136 Anm. und Art. 291 und 249); $\alpha = 0,95$; die Gleichung

$$0,75 \pi/4 d^2 = 0,95 \frac{1363 \cdot 2,6}{44,56},$$

ergibt $d = 11,3 \text{ cm} = 113 \text{ mm}$. Bei Abrundung auf 115 würde sich die Ventilerhebung ergeben nach Gleichung 39:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2,6}{\pi \cdot 11,5 \cdot 44,56} = 22; \quad h = \frac{1}{2} o_m = 11.$$

Ein Hub von 11 mm ist bei der kurzen Öffnungszeit ziemlich viel. Es werde mit Rücksicht auf Art. 424 auf 9 mm herabgegangen und d darnach bestimmt $= \frac{11}{9} \cdot 115 = 140 \text{ mm}$. Mit diesem Durchmessermaß werde das Ventil weiter durchgearbeitet.

Der Durchmesser des Kolbenschiebers der weiter vorne berechneten Schiebersteuerung wurde Art. 288 und 277 gleich 200 mm angenommen. Da bei dem Kolbenschieber jedoch eine Einengung des Umfanges durch Stege auf das 0,7fache anzunehmen war, ist der Umfang gerade so groß wie bei dem hier angenommenen Ventil. Die Schiebersteuerung kann also als die äquivalente angesehen werden und hinsichtlich der Abschlußverhältnisse und der Scheitelkurvenanordnung die Grundlage für den Entwurf der Einlaßventilsteuerung bilden und zur vergleichenden Beurteilung der für die Ventilsteuerung gefundenen Verhältnisse dienen.

434. Der Durchmesser d_1 für das Ventilrohr wird nach Art. 426 Gleichung 41 gefunden:

$$f = 1363 \frac{2,6}{44,56} = 79,5 \text{ qcm}; \quad \frac{1}{2} \alpha f = \frac{1}{2} 0,95 \cdot 79,5 = 37,8 \text{ qcm};$$

$$\pi/4 d_1^2 = \pi/4 14^2 - 37,8 = 116,1 \text{ qm}; \quad d_1 = 12,2 \text{ cm}.$$

Wegen des toten Raumes bei H (Art. 426) möge auf jeder Seite ein Ring von 4 mm Breite zugegeben werden und demgemäß $d_1 = 122 - 2 \cdot 4 = 114 \text{ mm}$ gewählt werden.

Man kann d_1 bei der besonderen Art der Weiterleitung des Dampfes im vorliegenden Falle auch noch weiter einschränken, etwa auf 100 mm, ohne daß dadurch der schädliche Raum vergrößert wird, weil man dann die Wendezone (siehe unten) in das Ventil hineinreichen lassen kann. Innen bleibt wegen des verhältnismäßig großen d immer noch Platz genug.

435. Die Einmündungsweite des Einlaßkanals in den Zylinder wird nach Gleichung 44 gefunden. Mit $b_v = 16 \text{ cm}$ (etwas größer wie d , vgl. Fig. 163) wird

$$a_v = 0,95 \frac{1363 \cdot 2,6}{16 \cdot 44,56} = 4,7 \text{ cm}.$$

Man kann auch, nachdem man die Ventilhöhe bestimmt hat, a_v wählen, welches in einem gewissen Zusammenhang mit der Ventilhöhe steht, und dann b_v berechnen.

436. Der Querschnitt des Umströmungskanals ist bei der für das Einlaßventil gewählten Art der Weiterleitung des Dampfes vom Ventil nach dem Zylinder ganz ähnlich zu bestimmen wie bei einem Kolbenschieber (vgl. Führer 46, 49 u. 51, ferner Fig. 1004 S. 1039). Bei b_2 ist der von einem Quadranten des Ventils abströmende Dampf in tangentialer Richtung abzuführen. Der Querschnitt für die tangentielle Strömung muß also sein $\cong \frac{1}{4} \alpha f = \frac{1}{4} \cdot 0,95 \cdot 79,5 = 18,9$ qcm. Bei einer Kanalhöhe $a_v = 4,7$ cm wird die Breite $= 4$ cm bei rechteckigem Querschnitt. Wegen der Abrundungen wird man b_2 , um den erforderlichen Querschnitt zu erreichen, etwas größer machen müssen.

Der Querschnitt von 18,9 qcm und die ganze Art der Querschnittsberechnung gilt jedoch nur für den Fall, daß die Strömungsrichtung senkrecht auf dem zu berechnenden Querschnitt steht. Das ist hier aber nicht der Fall, weil der radial austretende Dampf in die tangentielle Richtung umgelenkt werden muß; daher ist ein Zuschlag zu geben, der als Wendezonenzuschlag (man mag ihn etwa $= 0,8$ h nehmen) bezeichnet werden möge. Wenn d_1 entsprechend Art. 434 kleiner wie 114 mm gewählt wird, darf der innere Kreis für den schätzungsweise anzunehmenden Wendezonenzuschlag z in den Ventilraum hineingelegt werden (Fig. 163).

Es soll mit der Einführung der Bezeichnung Wendezone nicht gerade ausgedrückt werden, daß der Dampfstrom ausschließlich in dieser Zone von der radialen zur tangentialen Richtung umwendet, sondern mit dem Zuschlag nur dem Umstande Rechnung getragen werden, daß der Querschnitt nicht in allen Teilen senkrecht zur Strömung steht.

Um die Form der Umgrenzung des Umströmungskanals zu finden, wird man noch an einigen anderen Stellen die Breite berechnen müssen, z. B. bei b_4 , wo $\frac{1}{8}$ der gesamten Dampfmenge tangential abfließen muß.

437. Berechnet man nach den vorstehend besprochenen Grundsätzen die Reguliersteuerung einer Verbundmaschine, deren Hochdruckzylinder die gleichen Maße hat wie der Zylinder der Einzylindermaschine, so findet man, daß die Reguliersteuerung, obwohl die Maschine mit einem entsprechend großen (nicht regulierten) Niederdruckzylinder nach Art. 267 etwa das 2,5fache leistet, im ganzen nicht größer wird wie die der Einzylindermaschine. Das Einlaßventil wird, da wegen der längeren Öffnungszeiten die Beschleunigungen nicht so groß werden, nicht so weit über das nach Art. 433 gefundene Maß vergrößert werden brauchen.

Mit $\alpha=1,05$ wird $d=119$ mm bei der Einführung des gleichen w wie bei der Einzylindermaschine. Vergrößert man d zur Vermeidung zu harter Wechsel in den Beschleunigungs- und Verzögerungskräften auf 130 mm, so bleibt man noch unter dem Maß der Einzylindermaschine von wesentlich kleinerer Leistung. Der Hub des Ventils wird $=10$ mm und damit auch die Höhe des Ventils nur ein wenig größer wie bei der Einzylindermaschine. Die Zuführungskanäle werden wegen $\alpha=1,05$ statt $0,95$ ebenfalls etwas größer.

Die verhältnismäßig bedeutende Größe der Reguliersteuerung von Einzylindermaschinen bedingt auch einen im Vergleich zur Maschinengröße teureren Regulator. Das wird beim Vergleich von Einzylindermaschinen mit Verbundmaschinen oft außer acht gelassen.

Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte am Daumengetriebe, Federberechnung.

Größte Ventilbeschleunigung beim Niedergang.

438. Für die Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse am Daumengetriebe muß auf die einschlägige Literatur (vgl. Art. 391) verwiesen werden. Die Durchführung solcher Untersuchungen ist sehr lehrreich und gewährt einen guten Einblick in das Kräftespiel am Getriebe, der auch für die zweckmäßige Wahl der Daumenkurven in anderen Fällen oder für nachträgliche Abänderung der auf Grund vorläufiger Regeln gewählten Daumenkurven wertvoll ist.

Für die Federberechnung ist die Durchführung solcher Untersuchungen nicht gerade notwendig, wenn man sich einer passenden mittleren Näherungsformel für die größte Niedergangsbeschleunigung bedient, wie ich sie in der angeführten Druckschrift „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe“ entwickelt habe, und welche mit kleinen Abänderungen folgendermaßen lautet:

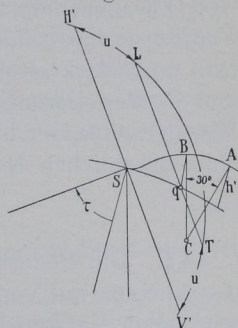
$$b_{\max} = h' \left(\frac{n}{\psi} \frac{r}{u} \right)^2. \quad (45)$$

h' bedeutet hierin die größte Ventilerhebung in Zentimeter, b_{\max} die größte Niedergangsbeschleunigung in m/sec^2 , für welche die Feder den Anschlußdruck herzugeben hat, n die minutliche Tourenzahl, ψ ein Koeffizient, der im Mittel $= 60 \div 70$ zu setzen ist (die kleineren Werte für kleine, die größeren Werte für große Maschinen), r die größte Exzentrizität (bei Maximalfüllung) im gleichen Maßstab wie u , u eine Größe, die wie folgt zu bestimmen ist:

Man trage (Fig. 164) von CA (d. h. von der gemeinsamen Normalen der Daumenkurve und des äußeren Ruhekreises, auf welcher C der Mittelpunkt des Daumenkurvenkreises ist) aus einen Winkel

von 30° ab. Suche zu dem Punkte B der Daumenkurve den zugehörigen Daumenausschlag Sq (bei Anwendung eines Zwischenhebels den zugehörigen gedachten Ausschlag des Punktes Q, Fig. 145) und den zu q gehörigen Punkt L oder T des Steuerungskreises für die Maximalfüllung. Der Bogen H'L oder V'T ist die fragliche Größe u. Voraussetzung ist für die Gültigkeit der Formel, daß die Rolle ganz oder doch annähernd auf die äußere Rast bei der fraglichen Füllung aufläuft.

Fig. 164.



439. Da die Beschleunigungen von der Form der Daumenkurve abhängig sind, die Formel aber außer der Höhe der Daumenkurve keine Voraussetzungen über die Form enthält, können die Werte b_{\max} , welche sich mit der Formel ergeben, nur ungefähre sein. Angesichts der großen Ungenauigkeit, welche bei dem ausführlichen Verfahren der graphischen Differentiation oder Integration und der praktischen Reproduktion der angenommenen oder gefundenen Kurven anhaften, und wegen der Möglichkeit, kleine Fehler durch Anspannen oder Nachlassen der Feder ausgleichen zu können, wird man sich mit den Werten der Formel im allgemeinen für die Praxis zufrieden geben können und nur für außergewöhnliche Daumenformen eine Nachprüfung mit Beschleunigungs- und Geschwindigkeitskurven vornehmen brauchen.

r/u wird nach dem angegebenen Verfahren und den besonderen Bedingungen und Annahmen der Aufgabe für die Einzylindermaschine etwa = 3,2, und für die Verbundmaschine mit dem gleich großen Hochdruckzylinder und den entsprechend größeren Füllungen etwa = 3,0 gefunden,¹⁾ bei einer Ventilerhebung $h' = h = 9 \text{ mm} = 0,9 \text{ cm}$ für die Einzylindermaschine und $10 \text{ mm} = 1 \text{ cm}$ für die Verbundmaschine.²⁾

Mit $n = 130$, $\psi = 63$ wird für die Einzylindermaschine:

$$b_{\max} = 0,9 \left(\frac{130}{63} \right)^2 3,2^2 = 39,3 \text{ m/sec}^2,$$

und für die Verbundmaschine:

$$b_{\max} = 1,0 \left(\frac{130}{63} \right)^2 \cdot 3^2 = 38,5 \text{ m/sec}^2.$$

¹⁾ Die Deckelseite ergibt wegen der kürzeren Öffnungszeit größere Beschleunigungen, was auch die Formel zum Ausdruck bringt, wenn man r/u nicht, wie es hier geschehen ist, für unendliche Pleuelstangenlänge als Mittelwert für beide Seiten ermittelt, sondern für die Deckelseite allein.

²⁾ h ist die nach Art. 422 errechnete Ventilerhebung, h' die wirkliche, die nach Art. 423 und 407 unter Umständen größer wie die errechnete wird.

440. Viel größer sind die Aufgangsbeschleunigungen und die Niedergangsverzögerungen, die jedoch für die Federberechnung ohne Bedeutung sind und nur für die Beurteilung der Abnutzungsverhältnisse der Daumen usw. von Interesse sind.

Eine genauere Berechnung der Ventildfeder ist besonders für die Ventile der Reguliersteuerung von Wichtigkeit, weil hier ein Übermaß an Federkraft die Rückwirkungen auf den Regulator vergrößert und die Regulierung verschlechtert, während bei den nicht regulierten Ventilen eine reichliche Bemessung der Feder und der Federkraft ohne erheblichen Nachteil ist.

Federberechnung.

441. Die Federkraft muß so groß sein, daß sie zusammen mit den übrigen am Ventil in gleichem oder entgegengesetztem Sinne wirkenden Kräften beim Ausweichen des Daumens die durch seine Form und sein Bewegungsgesetz kinematisch sich ergebende größte Beschleunigung mindestens zu erteilen im stande ist. Ein Überschuß an Federkraft äußert sich in einem Anlagedruck von Rolle und Daumen. Es muß sein:

$$F' \pm G \pm S - W > B_{\max}, \quad (46)$$

worin bedeutet: F' die im Augenblick der größten Beschleunigung bestehende Federkraft, G das Gewicht des Ventils mit Spindel und den sonstigen mit dem Ventil fest verbundenen Teilen, S der Dampfdruck auf den Durchführungsquerschnitt der Spindel, W die Stopfbuchsreibung und die sonstigen Bewegungswiderstände. B_{\max} die größte beim Niedergang zur Erteilung der Beschleunigung b_{\max} erforderliche Beschleunigungskraft. Unter Niedergang ist stets die Schließbewegung verstanden (auch bei nach unten öffnenden Ventilen).

Das positive Zeichen vor G gilt für nach unten schließende Ventile. Das positive Zeichen für S gilt für Durchführung der Spindel nach außen in der Richtung der Schließbewegung (wobei der innere Druck positiv, der äußere negativ einzuführen ist).

Bei der normalen Anordnung der Einlaßventile von liegenden Maschinen gilt in Gleichung 46 vor G das positive Zeichen, vor S das negative.

442. Wird G im vorliegenden Falle = 4 kg geschätzt, der Ventilspindeldurchmesser an der Durchführungsstelle = 15 mm angenommen, die Widerstände = 5 kg geschätzt, so wird

$$F' + 4 - \pi/4 \cdot 1,5^2 (7 - 1) - 5 > B_{\max}.$$

Für den einfachsten Fall des Antriebes ohne Zwischenhebel wird

$$B_{\max} = \frac{G}{g} b_{\max} = \frac{4}{9,81} 39,3 = 16 \text{ kg}; \quad (47)$$

$$F' > 16 - 4 + 10,6 + 5 = 27,6 \text{ kg}.$$

Unter Hinzufügung eines angemessenen Anschlußdruckes zwischen Rolle und Daumen werde die Federkraft $F' = 35 \text{ kg}$ gewählt. Wenn zwischen Treiber und Ventilspindel ein Zwischenhebel eingeschaltet ist mit dem Gewicht Q , dem Trägheitsradius ρ und dem Angriffarm der Ventilspindel R , so ist die auf die Ventilspindel bezogene größte Beschleunigungskraft:

$$B_{\max} = \left(\frac{G}{g} + \frac{Q}{g} \left(\frac{\rho}{R} \right)^2 \right) b_{\max}. \quad (48)$$

Die Daumenkräfte sind entsprechend dem Hebelverhältnis größer.

443. Die Federung f wähle man bei Daumengetrieben gleich dem 4- bis 6fachen Ventilhub, wenn der Dampfüberdruck (oder der Luftüberdruck) auf die Spindel der Federkraft entgegenwirkt, und gleich dem 2- bis 4fachen, wenn er im Sinne der Federkraft wirkt. Bezeichnet man das Vielfache des Federhubes, welchem die größte Federung gleichzusetzen ist, mit m , so ist $m h' - h'$ die Federung bei geschlossenem Ventil, und das Verhältnis der Federkraft bei geschlossenem Ventil zu der Federkraft bei ganz geöffnetem Ventil ist:

$$\frac{F_{\min}}{F_{\max}} = \frac{m h' - h'}{m h'} = \frac{m - 1}{m}; \quad (49)$$

mit $m = 5$ wird die Vorspannung oder Einbauspannung $F_{\min} = \frac{4}{5} F_{\max}$. Über die mehr oder weniger große Vorspannung und über die Materialbeanspruchung vgl. Art. 447 und 448.

444. Die größte Beschleunigung tritt bei Daumengetrieben im allgemeinen nicht bei größter Ventilerhebung ein, weil wegen des unvermeidlich großen Rollendurchmessers der Übergang der Mittelpunktskurve in die äußere Rast sehr flach verläuft. Um das der Federberechnung zugrunde zu legende F_{\max} zu finden, müßte die Beschleunigungskurve entwickelt werden und diejenige Ventilerhebung aufgesucht werden, bei welcher die größte Beschleunigung stattfindet und die Federkraft F' erreicht werden soll. Um diese immerhin etwas umständliche Entwicklung zu vermeiden, kann man die bezügliche Erhebung schätzen.

Ein Schätzungsfehler wird von um so geringerem Einfluß auf die Größe von F_{\max} sein, je größer m ist. Schätzt man die zu b_{\max} und F' gehörige Ventilerhebung $= 0,7 h'$, so verhält sich

$$F_{\max} : F' = m h' : (m - 1 + 0,7) h' = m : (m - 0,3). \quad (50)$$

Mit $m = 5$ wird

$$F_{\max} = \frac{5}{4,7} F' = 1,064 F'.$$

Wegen der Unsicherheit der Schätzung der Reibungswiderstände w und dem mehr nach dem Gefühl gewählten Anschlußdruck, welche beide die Größe von F' mit bestimmen, werden keine Einwände gegen die schätzungsweise Annahme des zu F' gehörigen Ventilhubes zu erheben sein. Für Federn mit geringer Vorspannung kann die Nachprüfung durch die Beschleunigungskurven immer noch vorbehalten bleiben. F_{\max} wird hier mit $1,064 F' = 37,2$ kg.

445. Gerechnet werde die Feder mit $F_{\max} = 38$ kg. Die Gleichung (Hütte, 21. Aufl. I S. 617)

$$P = \frac{\pi d^3 k_d}{16 r} \text{ ist in der Form } P = \frac{1}{2} \pi/4 d^2 \frac{d}{D} k_d$$

für die erste Berechnung geeigneter. Man wählt das Verhältnis des mittleren Windungsdurchmessers D zum Drahtdurchmesser d etwa = 6 bis 10 und findet, wenn man es im vorliegende Falle vorläufig = 8 wählt, mit $P = F_{\max} = 38$ kg und k_d nach Gleichung 51 S. 260 (für $n = 130$, $m = 5$) = ~ 3600 kg/qcm:

$$\pi/4 d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 8}{3600} = 0,169 \text{ qcm}; \quad d = 0,464; \quad D = 3,7 \text{ cm.}$$

Das ist etwas klein; daher werde das Verhältnis = 10 gewählt, um gleichzeitig eine geringere Windungszahl zu erhalten:

$$\pi/4 d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 10}{3600} = 0,211 \text{ qcm}; \quad d = 0,518 \text{ cm};$$

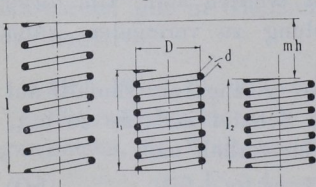
gewählt werde $d = 0,5$ cm und D jetzt ohne Rücksicht auf das angenommene Verhältnis berechnet aus der Gleichung:

$$D = \frac{\pi d^3 k_d}{8 P} = \frac{\pi 0,5^3 \cdot 3600}{8 \cdot 38} = 4,65 \text{ cm.}$$

446. Die Federung pro Windung wird mit einem Schubelastizitätsmodul $G = 750\,000$ für $k_d = 3600$:

$$f_1 = \frac{\pi D^2 k_d}{d G} = \frac{\pi 4,65^2 \cdot 3600}{0,5 \cdot 750\,000} = 0,65 \text{ cm} = 6,5 \text{ mm.}$$

Fig. 165.



Die Gesamtfederung soll nach Art. 443 betragen $m h' = 5 \cdot 9 = 45$ mm, folglich sind erforderlich $\frac{45}{6,5} = 6,9$ Windungen. Der lichte Abstand der Windungen muß betragen mindestens $f_1 = 6,9$ mm. Damit die Windungen nicht aufeinander stoßen und damit noch ein Anspannen über das gerechnete Maß und ein Nachspannen

bei etwaigem Nachlassen der Feder möglich ist, werde der lichte Abstand entsprechend größer, etwa = 11 mm, gewählt und für den Abstand von Mitte bis Mitte Windung ein abgerundetes Maß, 16 mm, angenommen.

Die freie Federlänge wird damit $l = 16 \cdot 6,9 = 110$ mm. Die Einbaulänge bei geschlossenem Ventil wird $l_1 = 110 - (45 - 9) = 74$ mm. Die Länge l_2 bei gehobenem Ventil $l_2 = 110 - 45 = 65$ mm (Fig. 165). Die Federkraft bei geschlossenem Ventil ist $\frac{4}{5} \cdot 38 = 30,4$ kg.

447. Leist empfiehlt S. 442 und 443 seines Werkes „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, 2. Auflage, vom theoretischen Standpunkt jedenfalls nicht mit Unrecht, die Vorspannung, d. h. auch die Größe m , klein anzunehmen und steife Federn zu verwenden, deren Kraft mit der Hubhöhe stark zunimmt, weil ein Bedürfnis für eine starke Federkraft nur in den oberen Ventillagen für die Niedergangsbeschleunigung und Aufgangsverzögerung besteht, die eine Trennung von Daumen und Rolle zu bewirken suchen, während in den unteren Lagen die Kräfte der Aufgangsbeschleunigung und Niedergangsverzögerung auf Anschluß von Daumen und Rolle wirken.

Mit einer kleinen unteren Federkraft werden die Feder und das Federhaus kürzer, vor allem aber die Rückwirkungen auf den Regulator kleiner.

Die Praxis ist diesem wohl begründeten Vorschlag nicht oder doch nur teilweise gefolgt, wie es scheint, weil kurze steife Federn leichter schlaff werden wegen der stärkeren Spannungswechsel und auch weil ein Schlaffwerden schneller fühlbar wird. Die Anwendbarkeit kurzer steifer Federn wird also in hohem Maße von der Qualität des Stahles, der Sorgfalt des Härtens und der Materialbeanspruchung abhängen. Hier mögen die oben angegebenen Werte von m gewählt werden, welche größer wie notwendig sind, aber sich nicht allzuweit von den gebräuchlichen Werten nach unten entfernen.¹⁾

448. Die sonst für gehärtete und angelassene zylindrische Schraubenfedern, die als Torsionsfedern aufzufassen sind, übliche und bewährte Materialbeanspruchung $k_d = 4500$ kg/qcm wird bei Ventildedern meist nicht als zulässig erachtet. Besonders ist die Gasmotorenpraxis auf zum Teil auffallend niedrige Materialbeanspruchungen zurückgegangen (bis unter 3000 kg/qcm), obwohl der Umstand, daß die

¹⁾ In der Praxis wird auch bei Reguliersteuerungen m oft noch größer wie oben angegeben gefunden, bis 10.

Arbeitsfähigkeit des Federmaterials mit dem Quadrat der Spannung abnimmt, auf Zulassung hoher Materialbeanspruchungen hinweist. Bei Dampfmaschinenventilfedern findet man höhere Beanspruchungen. Vielleicht ist die Ursache des Unterschiedes darin zu suchen, daß die großen Ventilhuben der einsitzigen Gasmotorenventile ein großes m wegen Platzmangel nicht zulassen und die verhältnismäßig steifen Federn eher zum Schlaffwerden neigen.

Will man die Häufigkeit und die Stärke des Spannungswechsels bei der Wahl der zulässigen Beanspruchung schätzungsweise berücksichtigen, so mag man setzen für gehärtete und angelassene Federn:

$$k_a = 4500 \frac{1}{1 + \frac{n}{100m}} \text{ kg/qcm}, \quad (51)$$

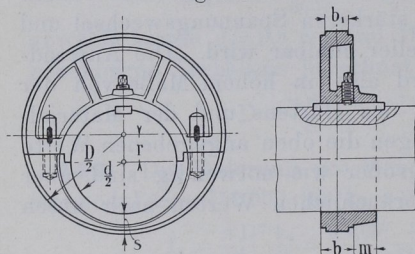
worin n die Zahl der Federspiele in der Minute ist und m die obige Bedeutung hat.

Steuerungstriebwerk.

449. Die Steuerungskräfte von Ventilsteuerungen mit entlasteten Doppelsitzventilen sind so gering, daß sie nicht die Grundlage der Berechnung des Steuerungstriebwerkes bilden können. Es werden vielmehr andere Rücksichten für die Bemessung bestimmend sein, z. B. bei langen Stangen, besonders solchen, welche sich sprungweise bewegen, die Forderung hinreichender Steifigkeit gegen Erzitterungen

unter der Wirkung der eigenen Masse oder bei der Steuerwelle die Bedingung, daß keine zu starke Torsionsschwingungen auftreten dürfen.

Fig. 166.



Die Exzenterbreite und die Exzenterbügelstärke wird man nach Verhältniszahlen wählen dürfen.

Die Stärke s an der schwächsten Stelle wähle man etwa = $0,1(d + 2r) + 10 \text{ mm}$. D folgt aus Fig. 166, indem $\frac{1}{2}D = r + \frac{1}{2}d + s$ ist, $D = 2(r + s) + d$. Die Breite mag man wählen $b = 0,1D + 15 \text{ mm}$.

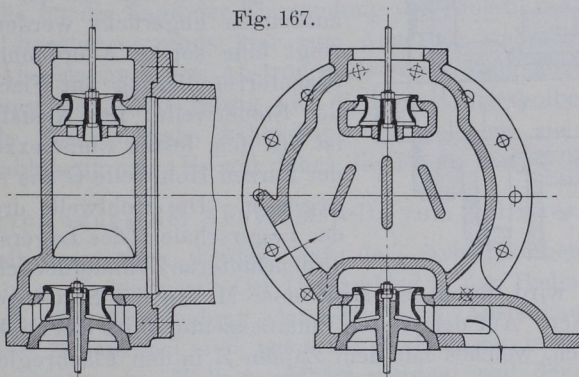
Am Wellensitz bringt man bei starken Wellen und schmalen Exzentern gerne eine Verbreiterung m einseitig oder beiderseitig an, um zuverlässig einen senkrechten Sitz des Exzenter zu erreichen. Es ist einleuchtend, daß eine solche Verbreiterung eher entbehrt werden kann, wenn das Exzenter seitlich an einem Wellenbund oder Wellenabsatz anliegt.

Wie das Steuerungstriebwerk und die Exzenterbreite für den Antrieb nicht entlasteter Steuerorgane mit großen Bewegungswiderständen zu rechnen ist, ist in Art. 469 bis 479 gezeigt.

Einbau der Steuerorgane in die Deckel.

450. Der Einbau der Steuerorgane, besonders der Einlaßsteuerorgane, in die Zylinderdeckel, welcher bei Corlißsteuerung schon seit langer Zeit üblich ist, findet seit einer Reihe von Jahren auch für Ventilsteuerungen Anwendung, indem man die wirtschaftlichen Vorteile dieser Bauweise schätzen gelernt hat, und die Schwierigkeiten der Konstruktion und des Zusammenbaues teils überwunden hat, teils auf sich zu nehmen entschlossen hat.

Die Vorzüge des Deckeleinbaues sind: kurze gerade Kanäle von dem Deckel nach dem Zylinder, dadurch bedingt Verkleinerung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen; Vermeidung der



Deckeleinziehung, dadurch bedingt weiter Einschränkung der schädlichen Flächen durch Fortfall der Flächen der Einziehung; Möglichkeit, den Ventilkorb wenigstens für den Einlaß fortzulassen (Führer 48, 27 u. 28); Heizbarkeit des Deckels mit strömendem Frischdampf.

451. Der Einbau der Steuerorgane in die Deckel- oder Zylinderköpfe hat für den Ab- und Anbau des hinteren Deckels einige Umständlichkeiten zur Folge: Der Steuerungsantrieb für die im Deckel untergebrachten Steuerorgane muß beim Abbau des Deckels von dem Hauptsteuerungsantrieb gelöst werden; dann muß beim Abbau des Deckels der Anschluß des Einströmrohres und, sofern auch das Auslaßorgan im Deckel liegt, auch der des Ausströmrohres losgenommen werden.

Durch geeignete Konstruktion wird man diese Arbeiten so sehr wie möglich zu vereinfachen suchen.

Für die Steuerung ist eine Konstruktion, welche eine einfache Trennung der am Deckel verbleibenden Steuerungsteilen vom Hauptgetriebe gestattet, ohne große Schwierigkeiten durchführbar. Am einfachsten wird die Trennung der Steuerungsteile bei Anwendung der Daumenschiene (Fig. 136 S. 207) oder ihrer kinematischen Umkehrung mit Rolle in der Schiene. Bei diesem Getriebe sind nicht einmal Sonderkonstruktionen für den genannten Zweck erforderlich.¹⁾

452. Etwas umständlicher wird die Konstruktion zur Erreichung eines leichten Ab- und Anbaues der Steuerungsteile bei Anordnung einer Steuerwelle: Am besten wird das eine Steuerwellenlager am Zylinderdeckel selbst angebracht und die Lagerung der zugehörigen Exzenter so ausgeführt, daß sie mit dem Deckel zusammen abgerückt werden.

Fig. 168.

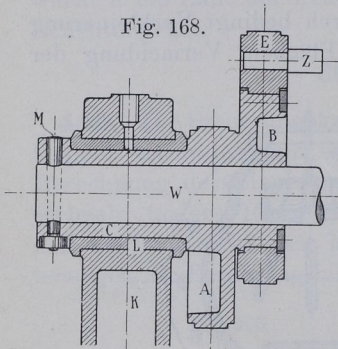


Fig. 168 zeigt eine solche Anordnung für Stell-exzenterregulierung mit Flachregler auf der Steuerwelle: Das Auslaßexzenter A ist mit dem festen Einlaßexzenter B und der kurzen Hohlwelle C aus einem Stück gegossen. Die Hohlwelle dreht sich in der Lagerschale L des Lagers K, welches an dem hinteren Zylinderdeckel angebracht

ist, und wird durch den Mitnehmer M von der Steuerwelle W mitgenommen. Auf dem festen Einlaßexzenter B ist das Drehexzenter E beweglich, welches mit dem Zapfen Z in den Flachregler eingreift.

Wenn der Zylinderdeckel abgerückt werden soll, wird der Mitnehmer M gelöst und die Steuerwelle mit dem schweren Regler unterstützt, weil der Steuerwelle beim Abrücken die Lagerunterstützung genommen wird.

453. Der Deckel wird, um den Ab- und Anbau in einfacher und sicherer Weise ohne Zuhilfenahme des Krans bewirken zu können und um beim Anbau die Stiftschrauben nicht zu beschädigen, zuweilen auf Gleitschienen abrückbar gemacht, mit Parallelführung durch zwei

¹⁾ Der Antrieb mittels Daumenschiene hat, wie alle direkten Antriebe von der Hauptwelle aus, den Nachteil, daß die Längenänderungen durch die Wärme-
dehnung die Dampfverteilung auf der Kurbel- und Deckelseite stark gegen-
einander verschieben.

in den Gleitführungen liegende Zahnstangen. Die Drehung der kleinen Zahnradwelle erfolgt mittels Ratsche (vgl. die Abbildung 31 in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1911 S. 1762). Die Lösbarkeit der Flanschenverbindung des Dampf einlaß- und Dampfauslaßrohres sollte durch Verwendung von Durchsteckschrauben oder von Einhängeschrauben an Stelle von Stiftschrauben erleichtert werden.

Einlaß im Deckel, Auslaß am Zylinder.

454. Wesentlich vereinfacht wird der An- und Abbau des Deckels, wenn nur das Einlaßorgan in den Deckel eingebaut wird und das Gehäuse für das Auslaßorgan am Zylinder angebracht wird (Fig. 169), weil dann beim Abbau des Deckels nur der Anschluß des Einlaßrohres zu lösen ist.

Die Bedingungen für die Lage der Einmündung des Auslaßkanals in den Zylinder (für die Lage der Abströmstelle) sind wesentlich andere wie die für die Lage der Einmündung des Einlaßkanals. Das ist in der Literatur nirgends klar zum Ausdruck gebracht. Die Frage der Abverlegung der Abströmstelle vom Zylinderende ist stets mit ausschließlichem Bezug auf die dem Arbeitskolben etwa zuzuweisende Steueraufgabe behandelt, von welchem sie jedoch zunächst unabhängig ist. Es soll daher die Frage der

455. Abverlegung der Abströmstelle vom Zylinderende für den Fall besprochen werden, daß dem Arbeitskolben keine Steueraufgabe zugewiesen ist. Der Unterschied in den Bedingungen für die Lage der Einmündung des Ein- und Auslaßkanals ist folgender: Der Einlaßkanal muß, wenn das Einlaßorgan im Zylinderkörper liegt, hinter den Kolben geführt werden, weil der Kolben sich gerade zu der Zeit in der Totlage und in ihrer Nähe befindet, in welcher die Hauptdampfmen gen in den Zylinder einströmen sollen. Bei seitlicher Einführung des Kanals und gleichzeitiger Einschränkung des Spielraumes zwischen Kolben und Deckel auf das aus anderen Rücksichten zulässige Maß würde der Kolben den Kanal in der Totlage fast ganz versperren.

Ganz anders beim Auslaß: Bei Beginn der Ausströmung befindet sich der Kolben in der Nähe des anderen Zylinderendes und bei Beginn der Kompression ist er noch ziemlich weit vom zugehörigen Zylinderende entfernt. Man darf also die Einmündung des Auslasses (die Abströmstelle) vom Zylinderende abrücken, ohne daß dadurch die Dampfverteilung irgendwie geändert wird oder der Strömungs-

querschnitt während der Strömung eingeengt wird. Der Kolben darf den Auslaßkanal gegen Ende des Hubes teilweise oder ganz abdecken oder auch ganz überfahren.

456. Wenn der Auslaßkanal nur so weit eingerückt wird, daß er vom Ende des Kolbenkörpers abgedeckt wird, sind keine besonderen Vorkehrungen erforderlich; wenn dagegen auch die Kolbenringe überlaufen, muß durch Stege verhindert werden, daß die Ringe in die Kanalöffnung hineinspringen.

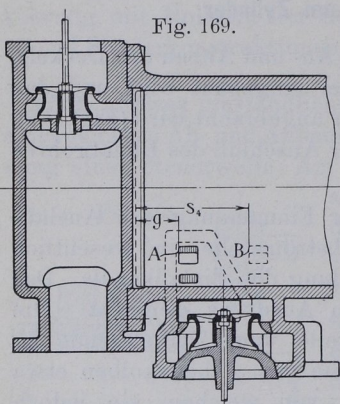


Fig. 169.

Die Abrückung der Abströmstelle vom Zylinderende ermöglicht die Anordnung eines Deckels ohne Einziehung, wenn nur das Einlaßorgan in den Deckel gebaut ist. Der Deckel kann dann, nur mit einer Zentrierungsleiste versehen, einfach aufgelegt werden. Über die Nachteile der Deckeleinziehung vgl. Führer 50, 8÷11.

In Fig. 169 ist die Abströmstelle nur so weit vom Zylinderende abgerückt, daß hinter dem Flansch noch die Muttern für die im Deckel sitzenden Stiftschrauben angezogen werden können.

457. Man kann aber auch noch über dieses durch rein konstruktive Rücksichten gebotene Maß hinausgehen, weil mit der Verschiebung der Abströmstelle noch ein wärmetechnischer Erfolg erzielt wird; durch die Hinausverlegung des Gehäuses für den Auslaß aus dem Füllungsgebiet des Dampfes werden die Nachteile dieses Teils des schädlichen Raumes und seiner Flächen, welche gerade der Bestromung durch den kälteren Abdampf ausgesetzt sind, gemindert. Der Raum kommt bei hinreichend weiter Hinausverlegung mit Frischdampf überhaupt nicht in Berührung und mit Expansionsdampf von hoher Temperatur nur kurze Zeit.

Es fragt sich, wie weit darf man mit der Hinausverlegung der Abströmstelle gehen? Wenn eine bestimmte Kompression als die vorteilhafteste erkannt ist, offenbar so weit, daß der Kolben mit seinem Rande beim Ausschub die Kante A in dem Augenblick überfährt, in welchem die Kompression beginnen soll.

Wenn also s_4 der vorteilhafteste Kompressionsweg ist, dürfte die Kante A bis B und mit ihr das Steuerorgan verschoben werden.

Eine Steueraufgabe braucht hierbei dem Arbeitskolben noch nicht zuzufallen; das Auslaßventil kann vielmehr in demselben Augenblick abschließen, in dem der Kolbenrand die Kanal-kante überfährt.

Am größten ist der zweckmäßige Kompressionsweg bei Einzylindermaschinen mit Kondensation, bei welchen auch eine möglichst weite Verlegung des Auslaßorgans und seines Gehäuses vom Deckel weg erwünscht ist. Wenn freilich die Maschine bei verstellter Auslaßsteuerung zeitweise mit Auspuff soll arbeiten können, darf die Abströmstelle nur bis zu dem hierdurch gebotenen Maß abgerückt werden. Beim Arbeiten mit Kondensation schließt dann das Auslaßorgan lange vor dem Überlaufen des Kolbens über den Abströmkanal ab.

Heranziehung des Arbeitskolbens zur Steuerung des Auslasses.

458. Dem Kolben kann auch eine Steueraufgabe zugewiesen werden, sei es um ein besonderes Steuerorgan für den Auslaßgang zu sparen, sei es um die Abschluß- und Abflußverhältnisse zu verbessern.

Wenn bei der Anordnung Fig. 169 mit weiter abgerücktem Auslaßventil der Kolben die Abströmöffnung überfährt, bevor das eigentliche Auslaßorgan abgeschlossen hat, so nimmt er damit an der Steuerung des Auslasses teil, er besorgt den Abschluß des Auslasses und bestimmt den Beginn der Kompression.

Die Arbeitskolbensteuerung und die Ventilsteuerung liegen in Hintereinanderschaltung wie bei einer Doppelschiebersteuerung für den Einlaß der Expansionsschieber und der Grundschieber. Es kann Dampf nur austreten, wenn beide Steuerorgane geöffnet sind; es müssen wegen der Hintereinanderschaltung aber auch beide den vollen, für den Durchlaß des gesamten Dampfes erforderlichen Querschnitt erhalten im Gegensatz zu Art. 460.

Da bei normaler Größe der Kompression die Öffnung der Abströmöffnung durch den Kolben für die Ausströmung zu frühzeitig stattfinden würde, wird man das Ventil so lange geschlossen halten, bis der richtige Zeitpunkt für die Vorausströmung gekommen ist. In der Ztschr. d. V. d. Ing. 1911 S. 1956 ist eine solche Maschine abgebildet, vgl. auch die Abbildungen auf S. 923 und 1686 desselben Jahrganges, in welchen die beiden besonderen Steuerorgane zu einem einzigen zusammengezogen sind. Der Kolben braucht bei dieser Anordnung nicht wesentlich länger zu sein wie bei normal gesteuerten Maschinen.

459. Bedeutsamer ist die Kombination der Arbeitskolbensteuerung mit einer zweiten durch Exzenter oder unrunde Scheiben betriebenen Auslaßsteuerung, welche mit der Arbeitskolbensteuerung parallel geschaltet ist, so daß der Abdampf, wenn beide Steuerungen gleichzeitig geöffnet sind, sich teilt und teils durch den einen, teils durch den anderen Auslaß abfließt, und wenn nur eine der beiden Auslaßsteuerungen geöffnet ist, durch diese abfließt. Abbildungen solcher Steuerungen aus älterer Zeit finden sich in der Ztschr. d. V. d. Ing. 1896 S. 162 und 299; vgl. ferner Führer 49, 39.

Bei der sogenannten Gleichstrommaschine¹⁾ hat der Arbeitskolben allein die Auslaßsteuerung zu besorgen, weitere Steuerorgane sind nicht vorhanden. Der endgültige Abschluß des Dampfes (der Beginn der Kompression) erfolgt sehr frühzeitig, weil die Abströmstelle mit Rücksicht auf die Vorausströmung sehr weit hinaus verlegt werden muß und der Beginn der Vorausströmung und der Beginn der Kompression bei der gleichen Kolbenstellung stattfindet. Der lange Kompressionsweg ist ohne Nachteil, wenn ein hohes Vakuum erreicht wird und auch dauernd erhalten wird.

460. Den Schwierigkeiten und wirtschaftlichen Nachteilen, welche sich bei mäßigem Vakuum oder beim Nachlassen eines sonst guten Vakuums ergeben, kann man durch eine der Arbeitskolbensteuerung parallel geschaltete Hilfssteuerung begegnen. Dem besonderen Auslaßorgan fällt dann die Aufgabe zu, den Auslaß bis zum planmäßigen Beginn der Kompression offen zu halten.

Gegenüber einem normal, ohne Zuhilfenahme des Arbeitskolbens, gesteuerten Auslaß hat die Kombination den Vorteil, daß die Arbeitskolbensteuerung sehr große Strömungsquerschnitte für die Abführung des Ausstoßdampfes freigibt und daß für die Abführung des Vakuumdampfes im Ausschub sehr hohe Geschwindigkeiten zugelassen werden können, ohne daß die Gefahr zu hoher Gegendrucke entsteht. Nach Art. 248 darf man für den Ausschub von Vakuumdampf auf 120 bis 150 m gehen (vgl. auch Art. 4). Bei Zulassung so hoher Geschwindigkeiten werden die Hilfsauslaßorgane und ihre Gehäuse sehr klein, so daß sie keinen großen Beitrag zu den schädlichen Räumen und schädlichen Flächen liefern.

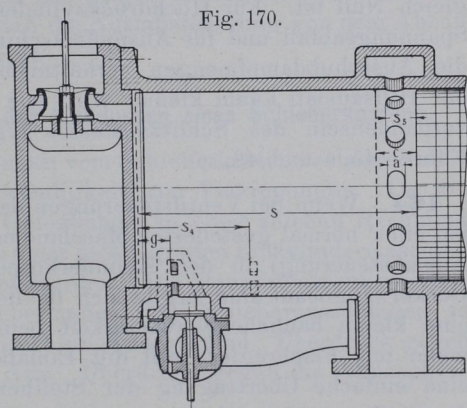
¹⁾ Vgl. die Zuschrift des Verfassers über dies System, Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1558. Ferner Ztschr. d. V. d. Ing. 1909 S. 1114; 1910 S. 1890, 2089, 2144, 2072; 1911 S. 1683, 1758, 988, 1026, 1699. Ferner Führer 49, 26-39 und diese Anleitung Art. 63.

461. In Fig. 170 ist das Hilfsauslaßorgan als einfaches Teller-ventil ausgeführt gedacht, welches den Vorzug zuverlässigerer Dichtung gegenüber den Doppelsitzventilen hat. Es macht hierbei wenig aus, daß das Ventil nicht entlastet ist; denn einmal ist es verhältnismäßig klein, dann ist der Druck, gegen welchen das Ventil geöffnet werden muß (ähnlich wie bei den Auslaßventilen der Gasmaschinen, die auch als Tellerventile ausgeführt werden), nicht hoch (Expansionsenddruck) und schließlich kann bei der vorliegenden doppelten Auslaßsteuerung das Ventil von dem Öffnungsgegendruck dadurch fast vollständig befreit werden, daß durch entsprechende Wahl des Voreilwinkels und der Überdeckung das Tellerventil erst angehoben wird, nachdem der Arbeitskolben den Schlitzauslaß geöffnet hat und den größten Teil des Dampfes ausgelassen hat.

462. Der Kolben muß bei parallel geschaltetem Hilfsauslaß ebenso lang sein wie bei der reinen Gleichstrommaschine, d. h. $l = s + a - 2s_5$ (Fig. 170), worin s_5 der vom Beginn der Vorausströmung bis zum Hubende zurückgelegte Kolbenweg ist, während er bei der Serienschaltung der Auslaßsteuerungen nach Art. 458 kurz sein darf. Bei der Anordnung Fig. 170 sind drei Schlitzreihen im Zylinder erforderlich: eine um den ganzen Zylinder herum reichende in der Mitte mit reichlich weiten Öffnungen für den Auslaß des Ausstoßdampfes, und zwei kleinere in der Nähe der Zylinderenden für die Abführung des Ausschubdampfes.

Hinsichtlich der zulässigen Größe des Maßes g Fig. 170 gilt dasselbe, was in Art. 457 über das Abverlegen der Abströmstelle

vom Zylinderende ohne Steuerwirkung des Arbeitskolbens gesagt ist. Man wird jedoch das Hilfsventil nicht weiter vom Zylinderende abrücken, als zur Unterbringung der Deckelflanschschrauben erforderlich ist, um Freiheit in der nachträglichen Änderung in der Kompression zu behalten und durch Handanhub der Hilfsauslaßventile beim Anfahren ohne Vakuum den Gegendruck beseitigen zu können.



Bei der geringen Größe des Gehäuses der Hilfssteuerung wird durch die weitere Abrückung und durch den späteren Zutritt von niedriger gespanntem Dampf nicht allzuviel in wirtschaftlicher Beziehung gewonnen.

Man kann den Hilfsauslaß natürlich auch in den Deckel verlegen, dann fallen die Überlaufschlitze an den Zylinderenden fort, die schädlichen Flächen der Hilfsauslaßgehäuse werden kleiner, aber ihre Schädlichkeit pro Flächeneinheit größer. Die Notwendigkeit, das Hilfsauslaßrohr beim Abbau des Zylinderdeckels abnehmen zu müssen, tritt wieder ein, ist aber wegen der geringen Anschlußquerschnitte weniger lästig wie beim Hauptauslaß.

463. Die Anordnung der doppelten Auslaßsteuerung mit parallel geschalteter Dampfabführung hat nur Zweck für Zylinder, welche ihren Dampf an ein Vakuum abgeben, weil nur bei diesen der bedeutende Unterschied zwischen den großen Ausstoßdampfmenge, welche in der Nähe der Totlage durch den Schlitzauslaß abgelassen werden können, und den geringen Ausschubdampfmenge, welche durch den Hilfsauslaß abzuführen sind, besteht. Für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen ohne Spannungsabfall hätte die Anordnung überhaupt keinen Sinn, weil die Ausstoßdampfmenge gleich Null ist. Für Hochdruckzylinder von Verbundmaschinen mit Spannungsabfall und für Auspuffmaschinen hat sie wenig Wert, weil die Ausschubdampfmenge verhältnismäßig groß sind und daher der Hilfsauslaß kaum kleiner wird wie ein Hauptauslaß bei Nichtvorhandensein des Schlitzauslasses (vgl. Art. 248, Art. 4; ferner Führer 45, 9 und 49, 39).

464. Wenn bei Ventilsteuerungen das Auslaßorgan (Hauptauslaß bei einer normal gesteuerten Maschine oder Hilfsauslaß bei doppelter Auslaßsteuerung) in den Zylinderkörper, die Einlaßventile in die Deckel eingebaut sind, ergibt sich für den Antrieb der Auslaßventile eine kleine bauliche Schwierigkeit beim Antrieb von einer Steuerwelle mit Flachregler, weil die Einlaßexzenter mit Rücksicht auf eine einfache Übertragung der Stellbewegung des Regulators auf die Stellexzenter nach innen verlegt werden müssen.

Man könnte die innen liegenden Auslaßventile von den außen liegenden Auslaßexzentern mittels Versatzhebel (vgl. Führer 42, 46÷49) antreiben. Einfacher und vor allem für den Abbau des Deckels zweckmäßiger ist die folgende, in Fig. 171 dargestellte Anordnung. Die beiden Auslaßventile werden von einem gemeinsamen Exzenter angetrieben, welcher auf der Kurbelseite angebracht

ist und seine Bewegung auf eine durchgehende Schwingwelle überträgt, von welcher aus die Bewegung weiter nach den Auslaßventilen geleitet wird.

Das deckelseitige Lager der Schwingwelle wird zweckmäßig nicht an dem mit dem Deckel abrückenden Hauptkonsol angebracht,

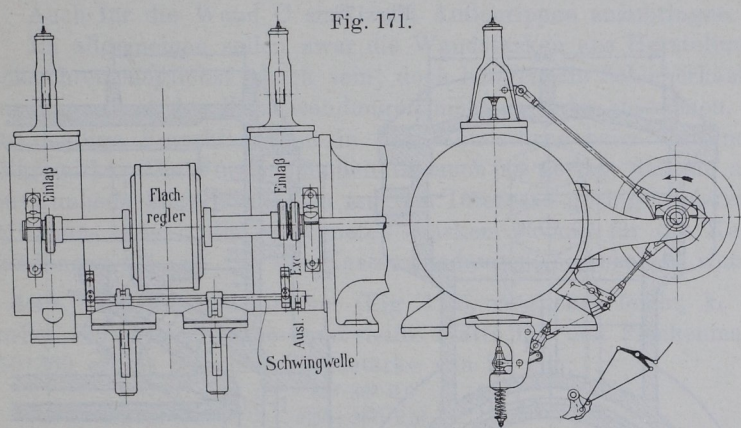


Fig. 171.

sondern von einem besonderen, mit dem Zylinderflansch verbundenen Lagerarm aufgenommen, so daß die Auslaßsteuerung von dem Abbau des Deckels nicht berührt wird.

Einschaltung: Berechnung der Wandungen eines Schieberkastens.

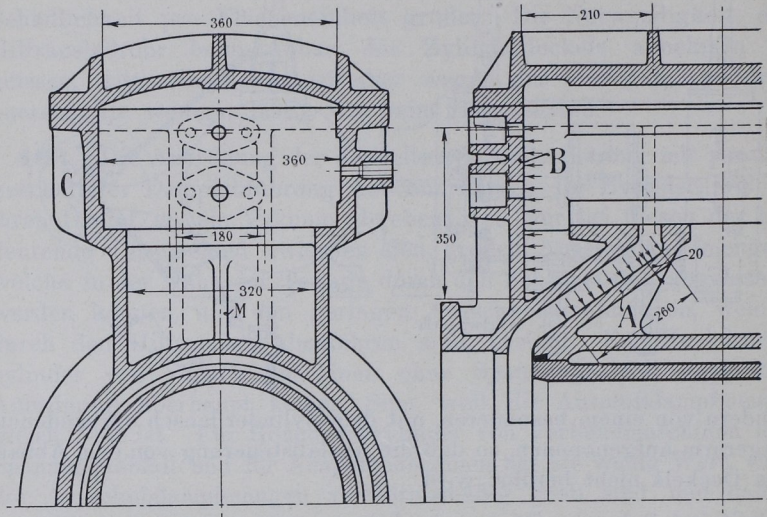
465. Die ebenen Wandungen vom Schieberkasten verlangen eine Nachrechnung auf die Notwendigkeit von Verrippungen. Da die vorliegende Aufgabe keine Gelegenheit zu einer solchen Rechnung bietet, soll der Schieberkasten einer gleich großen Einzylindermaschine mit Ridersteuerung berechnet werden. Die Hauptabmessungen derselben seien aus den Schiebermaßen und Schieberausschlägen so gefunden, wie sie in die Fig. 172 eingetragen sind. Überdruck gegen Kondensatorspannung = 6,8 Atm. Überdruck gegen die Atmosphäre = 6,0 Atm.

466. Kanalwand A, Druck im Kanal stark pulsierend. Rechteckige Platte 260 · 320 mm; Wandstärke vorläufig angenommen $s = 20$ mm. Nimmt man in nachstehender Formel für Gußeisen und unvollkommene Einspannung und $\varphi = 1$ an, so ist

$$\sigma_{\max} = 0,5 \cdot \varphi \frac{a^2 b^2 p}{(a^2 + b^2) s^2} = 0,5 \cdot 1,0 \frac{26^2 \cdot 32^2 \cdot 6,8}{(26^2 + 32^2) \cdot 2^2} = 346 \text{ kg/qcm,}$$

zu hoch! Bei einer Wandstärke von 25 mm vermindert sich die Spannung im Verhältnis $2^2:2,5^2$, wird also = 221; auch noch zu hoch, besonders in Anbetracht der stark pulsierenden Belastung und des großen Temperaturunterschiedes auf beiden Seiten. Statt die Wandstärke noch weiter zu vergrößern, werde die Wand durch eine

Fig. 172.



Rippe M verstärkt, welche die Wand in 2 Felder von $260 \cdot 160$ teilt. Es werde jetzt die Wandstärke berechnet und in Anbetracht der erwähnten Umstände eine Biegungsbeanspruchung k_b von nur 100 kg/qcm zugelassen. Es ist dann

$$s^2 = 0,5 \varphi \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot p}{(a^2 + b^2) k_b} = 0,5 \cdot 1,0 \frac{26^2 \cdot 16^2 \cdot 6,8}{(26^2 + 16^2) \cdot 100} = 6,31, \quad s = \sqrt{6,31} = \sim 2,5 \text{ cm.}$$

467. Wand B mit unverändertem Dampfdruck belastet, zulässige Beanspruchung $k_b = 150$ kg/qcm. Es werde angenommen, daß die Schwächung der Wand durch die Stopfbuchsenlöcher ausgeglichen wird durch die Stopfbuchsenkörper. Mit der gleichen Wandstärke wie die Wand A ergibt sich für die unversteifte Platte eine größte Biegungsspannung bei einer Fläche von $350 \cdot 360$:

$$\sigma_{\max} = 0,5 \cdot 1 \frac{35^2 \cdot 36^2 \cdot 6,0}{(35^2 + 36^2) \cdot 2,5^2} = 302 \text{ kg/qcm,}$$

zu hoch! Bei Anbringung zweier Rippen, welche die Fläche in drei Felder, ein mittleres von 180 mm Breite und zwei Seitenfelder von

je 90 mm Breite, teilen, wird die Beanspruchung des mittleren mit den Flächenmaßen 350·180:

$$\sigma_{\max} = 0,5 \cdot 1 \frac{35^2 \cdot 18^2 \cdot 6,0}{(35^2 + 18^2) \cdot 2,5^2} = 123 \text{ kg/qcm.}$$

Mit einer zugelassenen Beanspruchung $k_b = 150 \text{ kg}$ kommt man auf eine Wandstärke von rund 2,3 cm = 23 mm.

Auch für die Wand C sind zwei Außenrippen anzubringen.

Im allgemeinen sollen zwar die Wandstärken aus Herstellungsrücksichten möglichst gleich sein; doch hängen die Schieberkastengewandungen mit den Kanalwandungen nicht so nahe zusammen, daß eine mäßige Verschiedenheit in der Wandstärke beim Guß nachteilig wirkt. Die Verschiedenheit ist auch so gering, daß sie auch sonst unbedenklich zuzulassen ist. Im Interesse geringen Materialaufwandes mögen die errechneten Stärken, 25 mm für die Kanalwandungen, 23 mm für die Kastenwandungen, beibehalten werden.

468. Schieberkastendeckel (Fig. 173), möglichst leicht, k_b wie vorher 150 kg/qcm. Eine unversteifte Platte mit den Flächenmaßen 650·360 ergibt bei einer Wandstärke von 25 mm:

$$\sigma_{\max} = 0,5 \cdot 1 \frac{65^2 \cdot 36^2 \cdot 6,0}{(65^2 + 36^2) \cdot 2,5^2} = 476 \text{ kg/qcm,}$$

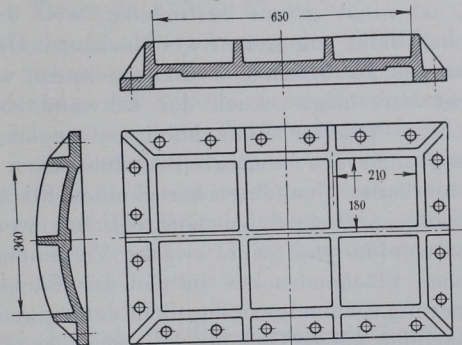
zu hoch, daher Teilung in 6 Felder durch 2 Querrippen, Feldgröße 210·180:

$$s^2 = 0,5 \cdot 1 \frac{21^2 \cdot 18^2 \cdot 6,0}{(21^2 + 18^2) 150} = 3,74; \quad s = \sqrt{3,74} = 1,93 \text{ cm.}$$

Gewählt wird $s = 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}$.

Die Rippen sind als Balken zu rechnen, ähnlich wie die Balken gleichmäßig belasteter Decken eines Bauwerkes. Bei sich

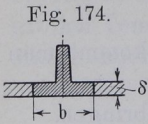
Fig. 173.



kreuzenden Rippen wird man sich zu entscheiden haben, welche Rippen man als Hauptträger ansehen will und welche als Zwischen-

träger (Wechsel in der Baukonstruktion). Im allgemeinen wird man die kürzeren Träger als Hauptträger auffassen.

Bei der Berechnung werden die zunächst angrenzenden Teile der Platte mit der Rippe zu einem Γ -Profil vereinigt gedacht werden dürfen (Fig. 174); man rechne b etwa $= 4\delta$.



Einschaltung: Berechnung der Kräfte und des Triebwerkes einer Schiebersteuerung.

469. Wie in Art. 449 bemerkt, sind die Kräfte zur Betätigung von Ventilsteuerungen so gering, daß Festigkeitsrechnungen des Steuerungstriebwerkes zu keinem brauchbaren Resultat führen. Bei Schiebersteuerungen dagegen sind die Kräfte, besonders wenn die Schieber nicht entlastet sind, häufig recht beträchtlich. Aber auch vollständig entlastete Schieber üben durch die Trägheit beim Hin- und Hergang zuweilen bedeutende Rückwirkungen auf das Steuergerüste aus.

Es mögen für eine Maschine ähnlicher Größe wie der hier behandelten die Kräfte an einem Muschelschieber untersucht werden.

Die der Bewegung des Schiebers sich widersetzenen Kräfte sind:

1. die Schieberreibung und Stopfbuchsreibung;
2. der Schieberbeschleunigungswiderstand;
3. bei stehenden Maschinen für die Aufwärtsbewegung das Schiebergewicht, wenn dasselbe nicht durch einen Tragkolben aufgenommen wird.

470. Die Kraft, mit welcher der Schieber auf die Lauffläche gedrückt wird, ist nicht genau bestimmbar, weil der Dampfdruck in den Laufflächen nicht angegeben werden kann. Den Gegendruck des Dampfes in den Laufflächen $= 0$ anzunehmen, wie es vielfach üblich, ist nicht berechtigt. Auch der Einwand, daß der Fehler dieser im Interesse größter Einfachheit zu machenden Annahme durch Einführung eines aus bewährten Ausführungen rückwärts mit der gleichen fehlerhaften Grundlage berechneten Flächendruckes für die Bemessung der Auflageflächen ausgeglichen werde, muß hier zurückgewiesen werden, weil eine zwecks Verminderung eines zu hohen spezifischen Flächendruckes in den Laufflächen eingeführte Flächenvergrößerung rechnerungsmäßig nicht denjenigen Erfolg haben würde, der tatsächlich hinsichtlich des Flächendruckes eintritt. Jede Vergrößerung der Auflagerfläche würde rechnerungsmäßig auch die Belastung in hohem Maße vergrößern.

471. Die volle Druckdifferenz zwischen Schieberkastendruck und Druck im Auspuff kommt dauernd zweifellos für die Fläche m b (Fig. 175) in Betracht. In den Kanälen wird der Druck wechseln; daher wird auf die vom Schieber überdeckte Kanalöffnung zeitweise nicht der volle Druckunterschied wirken.

Dieser Umstand mag dadurch zum Ausdruck gebracht werden, daß die Belastungsfläche mit dem vollen Druckunterschied bis zur Mitte der Kanäle reichend angenommen werde. Die kleinen der inneren Überdeckung entsprechenden Tragflächen sind dabei also noch mit in die Belastungsfläche eingerechnet.

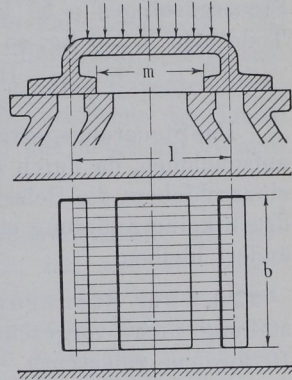
Mit $l=185$ und $b=320$ mm ergibt sich eine dem vollen Druckunterschied ausgesetzte Belastungsfläche von $18,5 \cdot 32 = 592$ qcm (in der Figur durch leichte Längsschraffierung angedeutet).

472. Beträgt der Druck im Schieberkasten 7 Atm. abs., der Druck im Auslaß 0,2, so ist der Druck auf die Schiebermuschel 592 $(7-0,2)=4025,6$ kg. Der Überdruck auf die gleichzeitig als Dichtungsflächen dienenden Tragflächen, in welchen die Tragwirkung des sich zwischen die Flächen drängenden Dampfes nicht bekannt ist, möge durch einen Zuschlag von 20 Prozent auf die oben berechnete Belastung berücksichtigt werden; dann ist die Belastung $=1,2 \cdot 4025,6 = 4830,7$ kg (vgl. auch die etwas ausführlichere Behandlung der Frage im Führer 46, 34).

Für die Flächendruckberechnung der Gleitflächen des Steuerungsgestänges nehme man unter Voraussetzung eines mittleren Schmierzustandes den Koeffizienten der Schieberreibung $=0,1$ an. (Versuche haben bei gutem Schmierzustand und gut eingelaufenen Schiebern 0,06 ergeben.) Es ist dann die vom Gestänge zu überwindende Schieberreibung infolge des Dampfdruckes $=0,1 \cdot 4830,7 = 483$ kg. Die Reibung durch das Gewicht des Schiebers ist unbedeutend und werde $=17$ kg geschätzt, womit die ganze Schieberreibung 500 kg beträgt.

473. Hierzu kommt die Beschleunigungskraft, welche in den Endlagen am größten ist, wo auch der Reibungskoeffizient wegen der Reibung der Ruhe seinen Höchstwert erreicht.

Fig. 175.



Mit einer Exzentrizität von 60 mm und 130 Umdrehungen ist die Beschleunigung b bei der Schieberumkehr, indem die Geschwindigkeit des Exzentermittelpunktes

$$v = \frac{0,06 \cdot 2\pi \cdot 130}{60} = 8,17 \text{ m ist; } b = \frac{v^2}{r} = \frac{8,17^2}{0,06} = 11,1 \text{ m/sec}^2.$$

Schätzt man das Gewicht des Schiebers, der entgegen Fig. 175 als ein nicht entlasteter Muschelschieber mit Gehäuse für einen entlasteten Riderkolbenschieber ausgeführt gedacht werde (etwa entsprechend Führer S. 1106 Fig. 1094), = 150 kg, das Gewicht des Steuergestänges = 50 kg, das Gewicht der hin und hergehenden Teile also = 200 kg, so wird die Beschleunigungskraft

$$B = \frac{11,1}{g} 200 = \frac{11,1}{9,81} 200 = 226 \text{ kg.}$$

Das Steuerungsgestänge hat also eine Kraft von $500 + 226 = 726$ kg aufzunehmen, da durch den Einbau des für sich entlasteten Expansionsschiebers die Belastung des Grundschiebers durch den Dampfdruck keine Änderung erfährt, wenn die Spiegelabmessungen unverändert bleiben.

474. Für Steuerungsbolzen sollte man, wenn eine Nachstellung nicht vorgesehen ist, keinen höheren Flächendruck wie 10 kg/qcm zulassen.¹⁾ Daraus ergibt sich mit einem ungefähren Längenverhältnis von z. B. 1,4 bei einer Stangenkraft von 726 kg ein Durchmesser von 70 und eine Zapfenlänge von 100 mm. Das ist ungeschickt, deshalb möge ein Kopf mit nachstellbaren Lagern angenommen werden (Normalien für solche Köpfe vgl. Führer 42, 4÷19).

Mit dem Flächendruck dürfte man bis an die bei Kreuzkopfzapfen zulässige Grenze gehen. Da jedoch eine Einschränkung auf die knappsten Maße hier kaum eine Ersparnis bringt, möge ein Zapfen von 40 mm Durchmesser und 55 mm Länge gewählt werden, welcher mit der obigen Kraft einen Flächendruck von rund 30 kg/qcm erhält.

475. Die Exzenterbreite b ist nach Art. 449 = $0,1 D + 15$ mm anzunehmen, wenn keine großen Kräfte auftreten. Sonst ist nachzuprüfen, ob keine zu große Erwärmung entsteht. Wenn der Wellendurchmesser im Exzenterstift $d = 230$ mm, die Exzentrizität 60 mm ist und die Stärke s gewählt wird = $0,1(d + 2r) + 10$ mm, d. h.

¹⁾ Für Lokomotivsteuerungen werden viel höhere Flächendrucke bei nicht nachstellbaren Gelenken zugelassen. Man läßt sich hier, im Interesse der Einfachheit der Konstruktion, die Notwendigkeit gefallen, die Lageraugen häufiger ausbuchsen und die Bolzen häufiger ersetzen zu müssen.

$= 0,1(230 + 120) + 10 = 45$ mm, so wird (nach Art. 449) $D = 2(r + s) + d = 2 \cdot 105 + 230 = 440$ mm. Mit $b = 0,1 D + 15$ mm wird $b = 59$ oder rund $= 60$ mm. Wenn man auf beiden Seiten einen Rand von 10 mm läßt, bleibt eine Laufflächenbreite b_1 von 40 mm.

Nach Hütte (21) Bd. 1 S. 939 ist zu setzen:

$$b \cong \frac{P n}{w} \text{ cm,}$$

mit $w = 10\,000$ für unausgegossene Exzenterbügel und $w = 20\,000$ für ausgegossene. Im ersten Falle ergibt sich mit $P = 726$, $n = 130$, die Laufflächenbreite $b = 9,4$ cm; im zweiten Falle $= 4,7$ cm. Im zweiten Falle darf als Laufflächenbreite nur die Breite b_1 Fig. 166 als b im Sinne der Formel gerechnet werden. Das Exzenter nach der Faustformel für schwache Kräfte ist also, auch wenn der Bügel mit Weißmetall ausgegossen wird, zu schmal und möge auf 70 mm $= 10 + 50 + 10$ mm verbreitert werden.

476. Der Anteil, welchen die Beschleunigungskräfte an der Belastung des Steuerungstriebwerkes haben, ist, wie die obige Rechnung zeigt, nicht unbedeutend. Die Masse des Schiebers ist allerdings im vorliegenden Falle (Muschelschieber mit Riderschiebergehäuse) verhältnismäßig groß. Bei schnell laufenden Maschinen werden aber auch bei kleinerer Schiebermasse die Beschleunigungskräfte wegen der größeren Beschleunigungen nicht unbedeutend sein, und man wird auch bei entlasteten Schiebern nachzuprüfen haben, ob durch dieselben das Steuerungsgetriebe in den Laufflächen nicht zu stark belastet wird, wenn man dieselben nach einer Faustformel für geringe Kräfte bemißt.

Das Gewicht des in dem Grundschieber laufenden entlasteten Expansionsschiebers möge $= 50$ kg gerechnet, seine Exzentrizität $= 61$ mm gewählt sein. Man übersieht sofort, daß bei 130 Umdrehungen und dem Fortfall der Reibungskräfte die Belastung des Gestänges so gering wird, daß die sich nach der Faustformel (Art. 449) ergebende Exzenterbreite mehr wie ausreichend ist.

477. Für die Festigkeitsrechnung ist zu berücksichtigen, daß das Steuerungsgetriebe auch bei mangelhaftem Schmierungs- zustand des Schiebers den auftretenden Kräften gewachsen sein muß, weshalb hier mit einem höheren Schieberreibungskoeffizienten ($\mu = 0,2$) gerechnet werden muß. Für die Flächenpressungen hat eine zeitweise mangelhafte Schmierung des Schiebers nur eine vorübergehend stärkere Abnutzung oder äußersten Falles ein Warmlaufen

zur Folge, so daß dort, um nicht unverhältnismäßig große Abmessungen zu erhalten, ein mittlerer Schmierungszustand angenommen werden konnte. Bei der Gefährdung auf Bruch ist dagegen der ungünstigere Fall anzunehmen. Es ergibt sich damit die maximale Kraft im Steuergestänge (in dem sich nur die Reibungskräfte im Verhältnis der angenommenen Reibungskoeffizienten $[0,2:0,1]$ vergrößern):

$$P_{\max} = 2 \cdot 500 + 226 = 1226 \text{ kg.}$$

478. Die Bolzen, welche die beiden Hälften des Exzenterbügels zusammenhalten, haben nicht nur Zugkräfte zu übertragen, sondern sollen die beiden Hälften gut gegeneinander versteifen, indem sie die Flächen am Stoß scharf aufeinander pressen. Man wähle daher den

Bolzendurchmesser d etwa $= 0,4 b$ und prüfe nach, ob die Zugbeanspruchung

250 kg/qcm im Kern überschreitet. Statt $d = 0,4 \cdot 70$

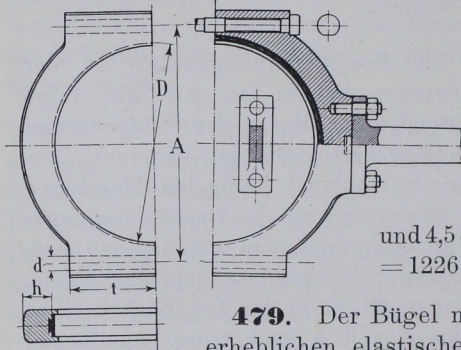
$= 28 \text{ mm}$ wird gewählt eine Schraube von $1\frac{1}{8}'' = 28,57 \text{ mm}$

Bolzendurchmesser und

23,93 mm Kerndurchmesser

und 4,5 qcm Kernquerschnitt; aus $2 \sigma_z 4,5 = 1226$ ergibt sich $\sigma_z = 136 \text{ kg/qcm}$.

Fig. 176.



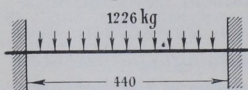
479. Der Bügel muß so steif sein, daß er keine erheblichen elastischen Deformationen erfährt, weil

sonst infolge des Unrundwerdens stellenweise erhöhte unberechenbare Flächendrücke zwischen Exzenter und Bügel eintreten würden. Die Bolzen rücke man zur Kleinhaltung der biegenden Momente möglichst nahe zusammen, etwa auf

$$A = 1,1 D + d = 512 \text{ mm.}$$

Um bei diesem kleinen Abstand genügend Platz für die Muttern und den Kopf zu gewinnen, ziehe man das Schraubenauge entsprechend weit herauf, d. h. mache die Höhe t so groß, daß auf der gewonnenen Auflagefläche die Mutter noch gedreht werden kann.

Fig. 177.



Eine Rechnung auf Deformation wird zu umständlich; deshalb mag eine Festigkeitsrechnung mit hinreichend kleinen Beanspruchungen die Deformationsrechnung ersetzen.

Belastungsfall: Eingespannter Träger, gleichmäßig belastet über die Länge des Zapfendurchmessers.

$$M = \frac{1226 \cdot 44}{12} = 4495 \text{ kgcm}; \quad M = \frac{b h^2}{6} k_b;$$

mit $k_b = 100$ wird $h = 6,2 \text{ cm} = 62 \text{ mm}$.

Die Annahme fester Einspannung setzt gute Aufeinanderpassung der Stoßflächen und kräftige Schrauben voraus (vgl. über Exzenter, Exzenterbügel, Exzenterstangen auch Führer 42, 20 ÷ 30).

Berechnung des Dampfzylinders

mit den zugehörigen Verbindungen und Anschlüssen.

480. Für die Wandstärke der Dampfzylinder werden in der Literatur Formeln angegeben, welche den Druck nicht enthalten und nur auf die gute Herstellbarkeit, insbesondere auf die Vermeidung unzulässig großer Formänderungen beim Aufspannen auf die Werkzeugmaschinen Rücksicht nehmen. Für stehend gegossene Zylinder wird in der Regel die Formel für die Wandstärke

$\delta = 0,02 D + 13 \text{ mm}$, für liegend gegossene $0,025 D + 15 \text{ mm}$ angegeben.

Die Praxis geht über diese Maße oft erheblich hinaus. Wegen der anschließenden Flanschen, welche bei höheren Drucken stärker sein müssen, empfiehlt es sich, auch für die Zylinderwandstärke dem Dampfdruck einen kleinen Einfluß auf die Wandstärke einzuräumen und wenigstens zwischen Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder zu unterscheiden und zu setzen für Überdrucke unter 4 Atm. bei stehend gegossenen Zylindern•

$$\delta = 0,024 D + 13 \text{ mm}$$

und für Überdrucke über 4 Atm.

$$\delta = 0,003 (p + 4) D + 13.$$

Doppelwandige Zylinder (mit zwischenliegendem Dampfmantel) dürfen, besonders wenn beide Wandungen in einem gegossen sind, schwächere Einzelwandstärken erhalten. Die Formeln gelten für ortsfeste Maschinen; Schiffsmaschinen- und Lokomotivzylinder werden leichter konstruiert.

481. Die Flanschenstärke wähle man zunächst 1,3 bis 1,4 δ und behalte sich Änderungen vor, wenn die gewählte Schraubentfernung nach der weiter unten gegebenen Formel dies verlangt. Schwabende Flanschen müssen in der Regel stärker sein und verlangen eine besondere Nachrechnung.

Die Flanschenbreite richtet sich nach der Schraubenstärke, daher sind zunächst die Schrauben zu berechnen.