

# Die Entwicklung

der

# Doppeldarmensteuerungen

Von

Professor K. KÖRNER

Mit 40 Textfiguren

---

*Sonderabdruck aus der »Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines« 1915, H. 32—34*

---



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Die Entwicklung  
der  
Doppeldarmensteuerungen

Von

Professor K. KÖRNER

Mit 40 Textfiguren

---

*Sonderabdruck aus der »Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereines« 1915, H. 32—34*

---

Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>.

ISBN 978-3-662-24167-7 ISBN 978-3-662-26279-5 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-26279-5

## Die Entwicklung der Doppeldamensteuerungen.

Von Professor K. Körner.

Es ist manchmal anregend, die Entstehung und Weiterbildung eines Konstruktionsgedankens zu verfolgen, festzustellen, wie eine Idee zu neuen führen kann und wie diese sich auf dem vorher Bekannten aufbauen. Nur auf diese Weise kann auch der gedankliche Wert einer Bauart richtig beurteilt werden, da die industrielle Verwertung hierfür oft gar nicht maßgebend ist.

Eine solche Betrachtung soll hier über die sogenannten Doppeldamensteuerungen angestellt werden, die ihren Ursprung von einer von Gebr. Sulzer in Winterthur geplanten Bauart (D. R. P. Nr. 117,967, Ö. P. Nr. 4924) genommen haben. Die Abb. 1 und 2 stellen die aus den Patentschriften entnommenen Zeichnungen dar. Der als gekrümmter Ventilhebel ausgebildete Doppelnocken *b* liegt zwischen zwei Rollen *p* und *q*, die durch entsprechend starke Federn *v* und *w* an die Lauffläche des Nockens gedrückt werden, derart, daß sie diese auch während des Ventilschlusses nicht verlassen. Die die Rollzapfen tragenden Querstücke *n* und *o* sind durch Schrauben *r* miteinander verbunden und bilden die Führung der Ventilspindel in der Hubenbohrung. Die sonst gebräuchliche ruhende Belastungsfeder für die Ventilspindel ist nicht vorhanden, etwaiger Andruck des Ventiles auf seinen Sitz kann durch entsprechende Formgebung des Dammens bei Zusammenpressung der unteren Rollenfeder erzielt werden.

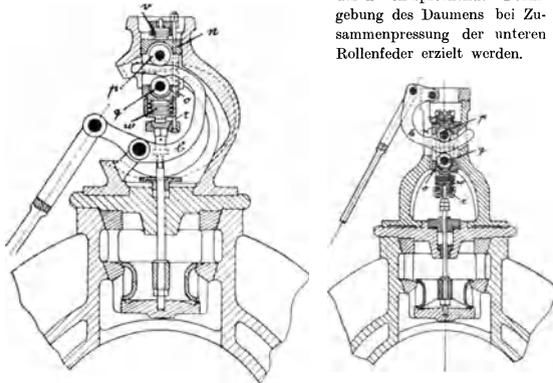


Abb. 1. Patent Sulzer.

Abb. 2. Patent Sulzer.

Bei einiger Überlegung erkennt man leicht einen Mangel dieser Anordnung; denn die augenblickliche Lage der Ventilspindel ist abhängig von den Spannungen beider Rollenfedern und diese wieder von den an der Spindel selbst angreifenden Kräften. Jede Zusammendrückung einer Feder bewirkt eine Entspannung der anderen, der Unterschied der Kräfte, die von den Federn ausgehen, ist gleich dem Spindeldruck. Dieser rührt vom Auflagedruck auf dem Sitz, vom Dampfdruck auf das Ventil beim Öffnen und Schließen, von den Strömungsdrücken, von den Beschleunigungen der mit dem Ventil bewegten Massen und endlich von den Reibungen in Stopfbüchse und Führung her, ist daher wechselnd und nicht einmal genau vorher bestimmbar. Damit ist nun ausreichend gekennzeichnet, daß auch die Lage des Ventils nicht für jeden Augenblick der Bewegung unmittelbar festgestellt, ja nicht einmal die Zeitpunkte des Ventilöffnens und -schließens genau angegeben werden können. Denn zum Beispiel beim Öffnen muß die obere Feder zuerst so lange gespannt und die untere entspannt werden, bis der entstehende Kräfteunterschied den zur Überwindung des Dampfüberdruckes und der Adhäsion in der Sitzfläche nötigen Betrag erreicht. Die unmittelbar darauffolgende rasche Verminderung der Spindelzugkraft bringt auch kleine Schwingungen

hervor. Ändern sich für irgend einen Augenblick bei geöffnetem Ventil die genannten Kräfte, zum Beispiel durch Änderung der Dampfspannung oder der Drehzahl oder auch durch zufällige Einflüsse, wie Staub an den Führungsflächen, Temperaturunterschiede durch Überhitzung in den Labyrinthstopfbüchsen, Fremdkörper oder Undichtheit im Ventilsitz usw., so werden auch die Öffnungs- und Schließmomente und die Geschwindigkeiten des Öffnens und Schließens geändert. Ebenso tritt eine Änderung der Bewegungsverhältnisse ein, wenn die Rollenfedern schlaff werden.

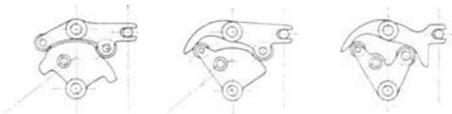


Abb. 3. Patente der Prager Maschinenbau-A.-G.

Nach Bekanntwerden der Sulzerischen Bauart hat Doerffel den Gedanken des Doppeldammens aufgegriffen und im österreichischen Patent Nr. 8845 der Prager Maschinenbau-Aktiengesellschaft verwertet, während das Zusatzpatent Nr. 16,497 von dieser Firma selbständig angemeldet wurde (Abb. 3). Bei diesen Bauarten wurden die Rollenfedern ganz weggelassen, ursprünglich jedoch die ruhende Ventilfeder beibehalten, so daß der Gegendamm anfangs nur eine Sicherheit gegen das Hängenbleiben der Ventilspindel bieten sollte. Erst nach den von mir bei der genannten Firma ausgeführten Versuchen wurde diese Ventilfeder weggelassen. Da wegen Eindringens von Fremdkörpern zwischen Ventil und Sitz oder wegen etwaiger relativer Verlängerung der Ventilspindel in höheren Temperaturen ein nachgiebiges Zwischenglied zwischen Damm und Ventil unbedingt erforderlich ist, wurde dieses in Form einer zwischen Spindel und Ventil eingelegten Spiralfeder angewendet, die diesbezüglich denselben Dienst leistet wie die untere Rollenfeder bei Sulzer, nur bleibt hier die Bewegung der Spindel vollkommen bestimmt, während für das Ventil selbst die früher erwähnte Unsicherheit bestehen bleiben könnte. Spannt man jedoch diese Ventilfedern so stark, daß sie bei allen während der Ventilöffnung vorkommenden oder zu erwartenden Achsialkräften stets die Berührung des Ventiles mit einem an der Spindel befestigten Anschlag sichert, so wird auch die Bewegung des Ventiles vollständig gegeben. Darin liegt also der wesentliche Unterschied zweier gegeneinander gerichteter Druckfedern und einer Feder mit festem Anschlag.

In der Nähe des Ventilsitzes summieren sich die Massendrucke mit dem stets in der Schlußrichtung wirkenden Dampf- und Strömungsdruck. Ursprünglich ließ man die Hubrolle bei geschlossenem Ventil vom Damm ablaufen, so daß die damals verwendete Ventilschlußfeder, die ihren Angriffspunkt am oberen Ende der Ventilspindel hatte, nicht mehr Druck ausüben durfte als die Spindelfeder, da sonst kein richtiges Anlaufen der Rolle auf den Damm möglich gewesen wäre. Durch Verwendung einer unmittelbar das Ventil fassenden Druckfeder wäre diese Beschränkung zu umgehen, bei Weglassung derselben liegt ebenfalls keine Gefahr vor, daß die Lage der Ventilspindel während des Ventilschlusses geändert würde. Später wurde auch der Hubdamm derart verlängert, daß die Hubrolle stets mit ihm in Verbindung bleibt, während der Gegendamm die Spindelfeder etwas andrückt, wie dies auch schon von Sulzer geplant war, um einen ausreichenden Druck auf den Ventilsitz zu sichern und um das durch die sonst unvermeidlichen, wenn auch kleinen Stöße beim Auftreffen des Nockens auf die Rolle entstehende, stellenweise Eindringen des Damms zu vermeiden. Freilich sind dadurch die Zapfen und Wälzflächen der fortwährend in Bewegung befindlichen Rollen mehr der Abnutzung unterworfen.

Eine ähnliche Bauart hat auch Lenz (Abb. 4) angegeben (D. R. P. Nr. 144.816).

Die ganz starre Führung der Spindel durch Hub- und Gegenrolle hat sich indessen nicht tadellos bewährt, sondern hat viele Störungen zur Folge gehabt. Schon die unbedingte Genauigkeit der Herstellung des Doppeldamens und Rollenhebels sowie die genaue Einhaltung der gegenseitigen Lage ihrer Drehpunkte bereitet gewisse Schwierigkeiten, die nur durch besondere Hilfsmittel behoben werden konnten. Bald nach Einführung der Bauart wurde unter meiner Leitung eine Art Kopierfräse für den Gegendaumen gebaut, deren Fräseführung von der Bewegung der Hubrolle abgeleitet wurde usw. Aber durch die unvermeidlichen Abnützungen der Zapfen, Rollen und Daumen und durch die Temperaturunterschiede wurde auch der Gang eines genau ausgeführten Getriebes gestört. Wenn es im kalten Zustande der Maschine richtig eingestellt ist, werden bei der Erwärmung die Formänderungen der Ventilhubse und des Daumens und Hebels verschieden und die Spielräume zwischen Daumen und Rollen zu groß. Stellt man mit Hilfe von exzentrischen Zapfen eine der Rollen nach, so klemmt das Getriebe beim Erkalten oder Neuanlaufen der Maschine. Hierbei wirkt die verhältnismäßig große Entfernung der Drehpunkte des Nockens und Kolbenhebels schädlich, weshalb Bauarten, die diese Entfernung klein halten lassen oder bei ihrer Änderung nur kleine Relativbewegungen der Rollen bewirken, grundsätzlich vorzuziehen sind.

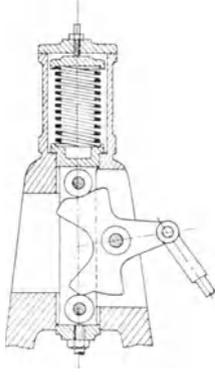


Abb. 4. Patent Lenz.

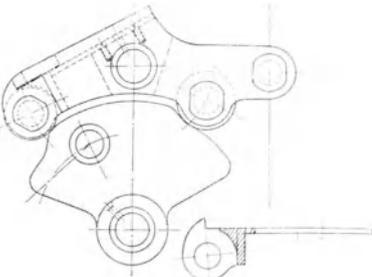


Abb. 5. Ausführung Körner.

Um diesen Übeln im vorhinein zu begegnen, habe ich schon bei einer der ersten Ausführungen im Jahre 1903 die durch Anschlag begrenzte Federung der Schlußrolle eingeführt, eine Bauart, die, strenggenommen, nicht unter den Patentanspruch der Prager Maschinenbauanstalt fällt (Abb. 5). Die Wirkungsweise geht aus der Abbildung hervor. Auch hier muß, wenn die Hubrolle vom Daumen abläuft, die Spindelfeder stärker gespannt sein als die Rollenfeder, wobei natürlich die Übersetzung zu berücksichtigen ist, um die Lage der Hubrolle und der Spindel bei geschlossenem Ventil zu sichern. Auch hier ist es wohl vorteilhafter, die Rolle stets am Daumen laufen zu lassen, da der Druck der Rollenfeder wegen der Aufnahme der Beschleunigungsdrücke verhältnismäßig groß sein muß. Die Gegenrolle ist nicht starr am Daumenhebel, sondern an einer mit diesem verbundenen Blattfeder befestigt und kann so Ungenauigkeiten der Daumenflächen oder Formänderungen ausgleichen. Die Feder ist gewissermaßen eine Ventilderfeder im gewöhnlichen Sinne, die nur fast genau die Bewegung des Ventilhebels mitmacht wie bei Sulzer. Durch den festen Anschlag zwischen Hubrolle und Daumen ist aber jede Unbestimmtheit der Lage der Ventilschleife vermieden. Um auch die Sicherheit gegen Hängenbleiben derselben zu

bieten, ist ein in ganz geringer Entfernung vom Lager der Gegenrolle befindlicher Anschlag am festen Ventilhebel angebracht.

Auch dieser Gedanke wurde von Doerffel später verwendet, indem der Hebelzapfen mit einer Kulisse umgeben wurde, auf der der Rollenhebel federnd mit Anschlag geführt wird (Abb. 6, Österr. Patent Nr. 37.997).

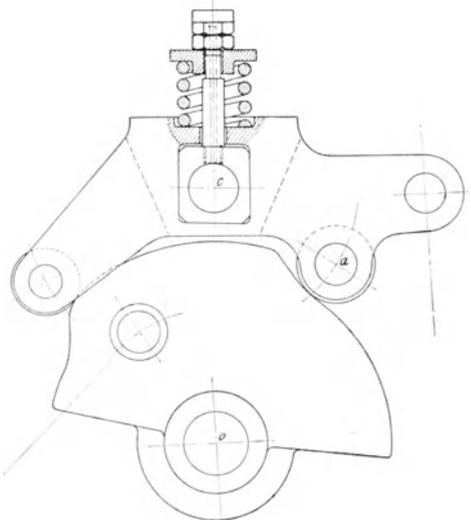


Abb. 6. Patent Doerffel.

Eine wesentliche Verbesserung der Hubverhältnisse ist aber Jilovsky gelungen (D. R. P. Nr. angemeldet, österr. Patent 63.712). Der Gedanke Proells, durch Schrägstellung der Rollenbahn gegen den Halbmesser des Daumens bessere Ventilöffnungen zu erlangen, hat bei dem einfachen Schwingdaumen keinen allzugroßen Wert, weil man angenähert gleiche Verhältnisse auch durch steilere und höhere Anlaufkurven des Nockens erhält. In Abb. 7 ist ein Vergleich zwischen zentrischer und exzentrischer Lagerung des Daumens durchgeführt, bei dem gleiche Bewegungsverhältnisse zu Grunde gelegt sind. Bei Geradföhrung der Ventilrolle ist dabei die Erhöhung der Seitendrücke zu fürchten, vergl. Abb. 25. Beim Doppeldamen mit Hebeföhrung wird durch diese Anordnung aber der wesentliche Vorteil erreicht, daß bei der Schrägstellung der Hubrollenbahn, also bei einem kleineren Winkel  $AO C$  (Abb. 8) günstigere, das ist größere Halbmesser an der gefährlichen Stelle des Gegendaumens auftreten, während steilere Anlaufkurven diesen Halbmesser verkleinern und endlich zur Bildung unzulässiger Schleifen föhren (vergl. Abb. 37). Abb. 9 läßt die Ventilerhebungslinien der ursprünglichen Doerfelschen und der Anordnung von Jilovsky unmittelbar vergleichen und es mag erwähnt werden, daß bei den ohnehin recht ungünstigen Erhebungsverhältnissen, die bei Verwendung von Achsenreglern mit unmittelbarer



Abb. 7. Vergleich der Anlaufkurven für gleiche Erhebungen bei zentrischer und exzentrischer Geradföhrung der Spindel.

Einwirkung auf die Steuerung vorhanden sind, eine derartige Verbesserung recht erfolgreich ist.

Mit Ausnahme der Bauarten von Sulzer und Lentz zeigen alle bisher beschriebenen Steuerungsantriebe eine recht große Zahl von Getriebezapfen und Gleitflächen. Wenn man vom Angriff der Exzenterstange beginnt und die Kulissenführung und die Spindelführung hinzu-

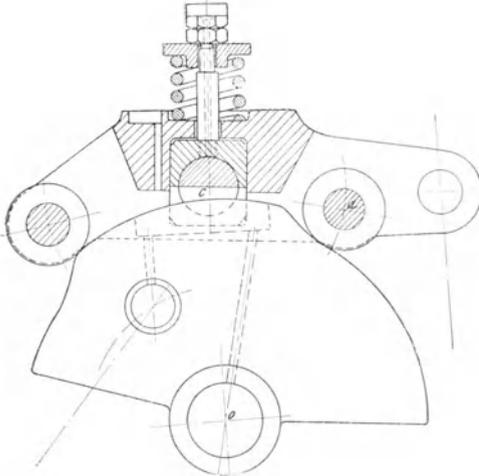


Abb. 8. Patent Jilovsky.

rechnet, benötigt man zum Beispiel für ein Ventil bei der Bauart Abb. 6 nicht weniger als neun Gleitflächen, zu denen noch die beiden Rollenwälzbahnen kommen, bei Abb. 5 fällt ebenfalls nur eine Gleitfläche weg. Deshalb ist Professor Breinl auf die Anordnung Sulzers zurückgegangen, indem er nur die Rollenfederung wegließ und die Spindelfeder allein benützte. In einem anderen Entwurf (Abb. 10), der kinematisch interessant ist, habe ich ebenfalls die Anzahl der Gelenke und Gleitflächen auf sechs vermindern können\*). Die Bauart zeigt nur eine einzige

VENTILERHEBUNGSDIAGRAMM.

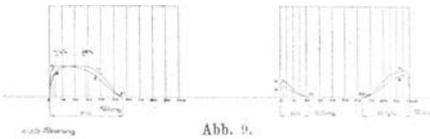


Abb. 9.

Querbohrung der Ventilhaube, die Rollen stehen einander so nahe, daß Formänderungen bei Temperaturschwankungen nur unbedeutend einwirken können, so daß man die Federung der Schlußrolle auch weglassen kann. Die Schlußfeder selbst ist ungemein leicht unterzubringen, die Schmierung sehr leicht zu bewirken. Die Ventilhaube wird sehr klein und ist sehr einfach auszuführen. Bei der hier dargestellten Form ist die Spindelfeder außen angebracht, wodurch zwar die Masse der frei beweglichen Teile um jene der Ventilschnecke vermehrt, jedoch die Zugänglichkeit und Haltbarkeit der nicht mehr im Dampf liegenden Feder erreicht und außerdem bewirkt wird, daß man bei Einstellung der Spindellänge die Spindel selbst nicht mit einem Schlüssel anfassen muß, was leicht zum Verbiegen derselben und zur Störung der Labyrinthdichtung führen kann. Diese Dichtungsflächen werden hier von jeder seitlichen Beanspruchung befreit, man wird der sonst sehr genauen Zentrierung der Ventilhaube entthoen. Endlich trifft etwa ausströmender Dampf die eigentlichen

\*) An dem Entwurf hat mein damaliger Assistent Herr Ing. Haackele mitgearbeitet.

Steuerteile nicht unmittelbar, da diese durch eine Zwischenführung abgetrennt sind.

Das gleiche Bestreben, die Zahl der Gelenke zu vermindern, zeigen auch die Ausführungen von Schüchtermann & Kremer in Dortmund, von Pfeiffer in Kaiserslautern\*) und von der Teplitzer Maschinenfabrik (Abb. 11 nach dem Entwurfe von Wildt, D. R. P. und öster. Patent). Die letztgenannten Bauarten knüpfen an jene von Lentz und Schwabe an, jene von Wildt zeigt jedoch insoferne eine eigentümliche Neuerung, als hier die Hubrolle federnd angebracht ist, während die Schlußrolle mit der Ventilschnecke starr verbunden ist. Die Hubfeder muß natürlich beim Einbau so stark angezogen werden, daß sie auch beim stärksten Spindeldruck nach unten, also im Augenblick des Anhubes, noch nicht zusammengedrückt wird, so daß die Schlußrolle

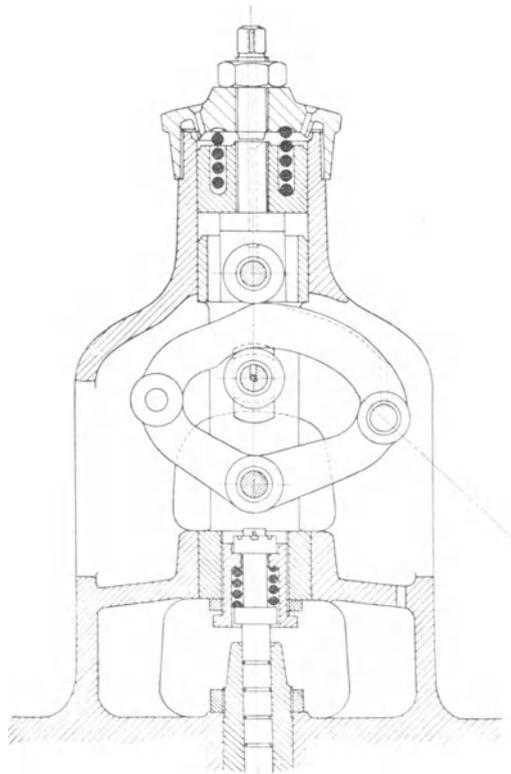


Abb. 10. Entwurf Körner.

stets am Daumen anliegt. Daher bestimmt hier eigentlich die Daumenform an der Schlußrolle die Ventilbewegung, während dies sonst der Teil an der Hubrolle zu tun hat. Es ist hier zum Beispiel ermöglicht, durch teilweise Entspannung der Rollenfeder nach dem Ventilanhub die auf die Rollen kommenden Drücke zu vermindern, indem man sich den vom Dampf auf das Ventil kommenden Kräften anpaßt. Die Spindelfeder kann hier auch bei fortwährendem Laufen der Rolle auf den Daumenflächen ohne Rücksicht auf andere Federn stark gewählt werden, weil das Andrücken des Ventils im geschlossenen Zustand zwangsläufig geschieht, während jede Schlußfeder stets stärker wirken muß als die Spindelfeder. Übrigens ist die Bauart ungemein einfach und vereinigt alle Vorzüge, insbesondere ist jede Gefahr des Abhebens der Hubrolle vom Daumen vermieden.

\*) Siehe D u b b e l, „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“ 1915, S. 166 u. 167.

Endlich wäre das österr. Patent Nr. 59.056 von Döerfel jr. (Abb. 12) zu erwähnen, dessen Aufbau aber wieder eine nicht genügend begründete Vermehrung der Teile aufweist. Auch bei der Wildt'schen Anordnung kann man durch seitliche Verlegung des Daumdrehpunktes unter Zulassung größerer Führungsdrücke bessere Erhebungslinien erzielen, ebenso auch durch Vergrößerung der Halbmesser des Schlußdaumens.

Die bisher besprochenen Verhältnisse genügen aber durchaus nicht zur Beurteilung und zum richtigen Vergleich der einzelnen Bauarten. Denn sie zeigen nur die rein baulichen Eigenschaften, nicht aber die Güte der Wirkung, die Größen der in den einzelnen Gleitflächen auftretenden Kräfte und Abnützungen, die erforderlichen Federstärken usw. Es sollen daher im folgenden vergleichsweise für einige Bauarten jedesmal die

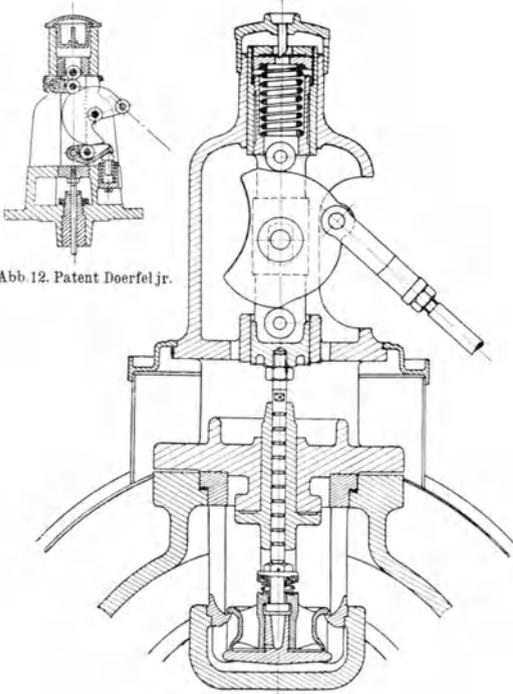


Abb. 12. Patent Döerfel jr.

Abb. 11. Patent Wildt.

Ventilerhebungslinien und die wesentlichen Kräfte ermittelt werden. Zur Bestimmung der letzteren sind vor allem die äußeren Kräfte und die Beschleunigungen erforderlich. Von jenen soll überall die zum Anheben des Ventiles in einem bestimmten Fall notwendige Kraft gleich groß angenommen werden; gleich nach dem Anhub werden raschere Ventilerhebungen auch schnellere Abnahme dieser Kraft zur Folge haben. Auch die knapp vor Ventilschluß auftretenden Spindelzugkräfte werden natürlich von den Ventilerhebungen beeinflusst, sie sind aber stets kleiner als im Augenblick des Anhubes.

Zur Bestimmung der Beschleunigungskräfte ist die von Pöschl angegebene zeichnerische Art weiter ausgebildet worden\*). Sie wurde auf den Fall ausgedehnt, daß die Rollenbahn nicht durch den Drehpunkt des Nockens geht, sondern auch andere Lagen haben kann und auch nicht geradlinig sein muß. Etwas anders verhält es sich auch mit der hier ungleichförmigen Drehbewegung des Daumens. In der genannten

Arbeit hat Pöschl bereits die Anregung auch für diesen Fall gegeben und die geometrische Lösung ergibt sich verhältnismäßig einfach.

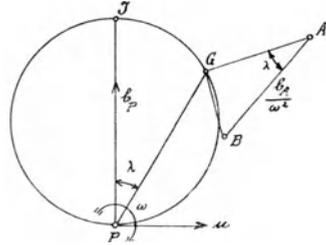


Abb. 13. Allgemeine Bewegungsverhältnisse.

In Abb. 13 bildet die Entfernung des Systempunktes A vom Geschwindigkeitspol P unmittelbar ein Maß für die zur Verbindungsgeraden PA normale Geschwindigkeit im Maßstab  $\frac{1}{\omega}$  (reduzierte Geschwindigkeit). Die Beschleunigung des Punktes A hingegen ist gegeben durch den Ausdruck:

$$b_A = A G \sqrt{\omega'^2 + \omega^4} = \frac{A G \omega^2}{\cos \lambda} = A B \omega^2,$$

worin  $\omega$  die augenblickliche Winkelgeschwindigkeit,  $\omega'$  die Winkelbeschleunigung bedeuten, während G den Beschleunigungspol auf dem Wendekreis PGJ darstellt. Die Richtung der Beschleunigung  $b_A$  ist gegeben durch den Winkel  $\lambda$ , der der Größe von  $\tan \lambda = \frac{\omega'}{\omega^2}$  entspricht.

Dieser Winkel  $\lambda$  bestimmt, von PJ im positiven Drehsinn aufgetragen, auch den Beschleunigungspol G, zur Bestimmung von  $b_A$  ist er von AG aus im entgegengesetzten Sinne aufzutragen. PJ ist senkrecht auf der Wechselgeschwindigkeit u des Drehpoles P in jener Richtung, die man durch Zurückdrehen von u um 90° erhält, und hat stets die Größe  $b_P = \frac{u}{w}$ . Zur Bestimmung von J benötigt man daher nur die Geschwindigkeit u der Größe und Richtung nach.

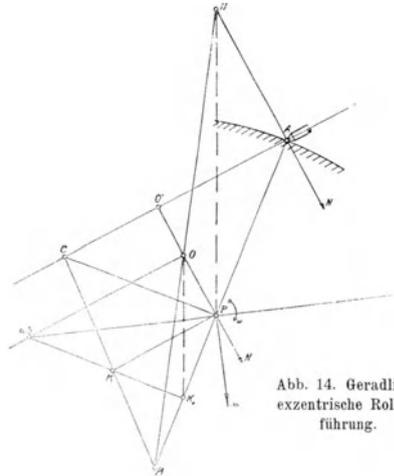


Abb. 14. Geradlinig exzentrische Rollenführung.

Wenn die geradlinige Führungsbahn nicht durch den Nockendrehpunkt geht, ist die von Pöschl angegebene Konstruktion etwas abzuändern. Ist in Abb. 14 O der Scheibendrehpunkt und M der Krümmungsmittelpunkt des Nockens bei A, so ergibt sich sofort das Momentanzentrum P durch den Schnitt von AM mit der durch O gelegten Senk-

\*) Diese „Zeitschr.“ 1912, Nr. 19. Vergl. auch W. Hartmann, „Z. d. V. D. I.“ 1909, S. 1361, und 1906, S. 1391.

rechten zur Führungsbahn  $\overline{AO'}$ . Eine in  $P$  auf  $\overline{AM}$  errichtete Senkrechte enthält den beliebig gewählten, zum Beispiel auf  $\overline{AO'}$  gelegenen Punkt  $C$ , den man mit  $M$  verbindet und durch eine Gerade  $PK \parallel AC$  in  $K$  schneidet. Dort errichtet man eine Senkrechte zu  $\overline{AP}$ , ebenso in  $O$  eine Senkrechte zu  $\overline{OP}$ , ihr Schnittpunkt ergibt unmittelbar ( $J$ ) und den Wendepol  $J$ , der für gleichförmige Drehung, das heißt  $\omega' = 0$ , mit  $G$  zusammenfällt. Eine zweite Konstruktion, die aus der späteren Entwicklung klar hervorgeht, besteht darin, daß man durch  $A$  eine Parallele zu  $\overline{OP}$  zieht, ihren Schnitt in  $H$  mit  $\overline{OM}$  aufsucht und diesen Punkt mit  $P$  verbindet. Die Parallele dazu durch  $O$  schneidet  $\overline{AP}$  in  $K_1$ , die dort auf  $\overline{AM}$  errichtete Normale und jene in  $O$  auf  $\overline{OP}$  schneiden sich wieder im Punkte ( $J$ ). Diese Konstruktion ist nämlich ein Sonderfall der folgenden, bei der der Punkt  $A$  nicht mehr gerade geführt wird, sondern einen Kreisbogen beschreibt (Abb. 15), dessen Mittelpunkt  $N$  sei. Die Strecken  $ONAM$

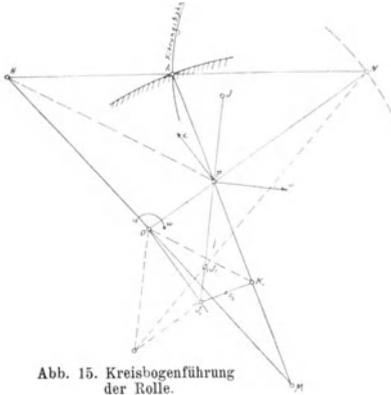


Abb. 15. Kreisbogenführung der Rolle.

bilden ein Kurbelviereck. Betrachtet man die Bewegung des Koppelgliedes  $\overline{AN}$ , so ist sie durch die von  $A$  und  $M$  und von  $N$  und  $O$  beschriebenen Kreise bestimmt, wobei wie früher der Daumen als ruhend angesehen wird. Der Pol der Relativbewegung der beiden Kurbeln  $H$  liegt auf  $\overline{AN}$  und  $\overline{OM}$ , bildet also deren Schnitt. Der augenblickliche Drehpol ist  $P$ , der Schnitt von  $\overline{ON}$  und  $\overline{MA}$ . Der Drehpol  $P$  würde als Punkt der Kurbel  $\overline{ON}$ , die die Drehgeschwindigkeit  $\omega$  besitzt, die Geschwindigkeit  $c_1 = \overline{OP} \cdot \omega$  haben, deren Maß im Maßstab  $\frac{1}{\omega}$  die Strecke selbst ist. Dieser Geschwindigkeit entspricht die Geschwindigkeit  $c_2 = \overline{PK}_1 \cdot \omega$  des Punktes  $P$  auf  $\overline{MA}$ . Errichtet man in  $O$  und  $K$  Senkrechte auf  $\overline{MA}$  und  $\overline{ON}$ , so ist die Verbindungslinie ihres Schnittpunktes mit  $P$  die Strecke  $\frac{u}{\omega}$ , während die Wechselgeschwindigkeit  $u$  selbst darauf normal liegt. Zur Kontrolle oder bei sehr spitzwinkligen Schnitten ist auch die von Hartmann angegebene Konstruktion anzuwenden, wonach die Verbindungslinie der Schnittpunkte  $M'$  und  $N'$  der verlängerten Kurbeln  $\overline{ON}$  und  $\overline{MA}$  mit dem über  $H$   $P$  gezogenen Kreise parallel der Richtung  $\overline{PJ}$  sein muß. Die Richtung  $\overline{PJ}$  ist also auch die Richtung von  $\overline{PJ}_1$  selbst, der Wendepol  $J$  wird durch die Strecke  $b_P = \frac{u}{\omega_1}$  gefunden, wenn  $\omega_1$  die Drehgeschwindigkeit der Koppel bedeutet. Da  $N$  die Geschwindigkeit  $\overline{ON} \cdot \omega$  hat, ist  $\omega_1 = \frac{\overline{ON}}{\overline{PN}} \omega$ , die Strecke  $\overline{PJ} = \frac{u}{\omega_1} = \frac{u}{\omega} \frac{\overline{PN}}{\overline{ON}}$  ist also leicht zu zeichnen.

Hat man den Wendepol  $J$  gefunden, so kann man auch leicht die Winkelbeschleunigungen des Daumens in Betracht ziehen. Man hat im Falle der Geradföhrung der Rolle den in Abb. 16 dargestellten Vorgang einzuhalten: Über  $\overline{PJ}$  liegt der Wendekreis. Trägt man von  $\overline{PJ}$  aus im Drehsinn  $\omega$  den Winkel  $\angle JPQ = \lambda$  auf, der gegeben ist durch

$\operatorname{tg} \lambda = \frac{\omega'}{\omega^2}$ , so ergibt sich der Beschleunigungspol  $G$ . Nun ist, wie früher angegeben wurde,  $b_0 = \overline{GO} \cdot \sqrt{\omega'^2 + \omega^4} = \frac{\overline{GO} \cdot \omega^2}{\cos \lambda}$ ,

also die reduzierte Beschleunigung im Maßstab  $\frac{1}{\omega^2}$ , die wir  $\rho$  nennen,

gleich  $\frac{\overline{GO}}{\cos \lambda} = \overline{OJ}_1$ . Für Winkelverzögerungen wird  $\lambda$  negativ und ist im entgegengesetzten Sinne aufzutragen, so daß dann  $\overline{OJ}_1'$  die gesamte Beschleunigung von  $O$  darstellt. Ihre Komponente in der Föhrungsrichtung kann auch einfacher durch den entgegengesetzten Kreis  $OP$  ( $J$ ) mit den entgegengesetzten Werten von  $\lambda$  gefunden werden, wie unmittelbar aus der Abbildung hervorgeht. Es kann gezeigt werden, daß stets  $\overline{O(J_1)} = (\overline{O})J_1$ .

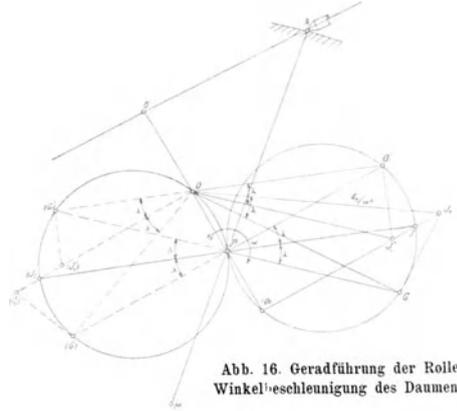


Abb. 16. Geradföhrung der Rolle. Winkelbeschleunigung des Daumens.

Etwas verwickelter noch wird die Bestimmung der Beschleunigungen für die Kreisführung der Rolle (Abb. 17). Hat man hier  $G$  gefunden, so ist wieder

$$b_0 = \frac{\overline{GO} \omega^2}{\cos \lambda} \text{ oder } \rho = \frac{\overline{GO}}{\cos \lambda_1} = \overline{OJ}_1.$$

$J_1$  kann auch einfacher gefunden werden, indem man die Normale auf  $\overline{ON}$  in  $g$ , dem Schnitte des Wendekreises mit  $\overline{ON}$ , zieht, in der auch  $J$  liegt.  $\overline{OJ}_1$  ist parallel  $\overline{JL}$ , mit  $L$  als Schnitt des Wendekreises mit  $\overline{OG}$ .

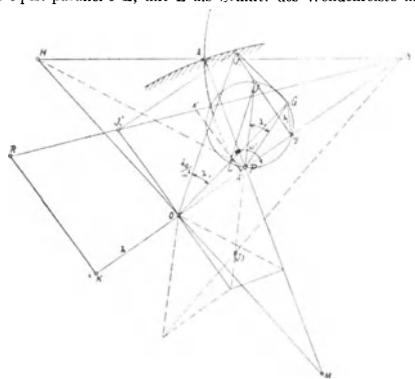


Abb. 17. Kreisführung der Rolle, Winkelbeschleunigung des Daumens.

Von der Beschleunigung  $\overline{OJ}_1$  kommt nur die Tangentialkomponente  $\overline{J_1g} = \overline{OJ}_1'$  in Betracht, für irgend eine Hebellänge  $\overline{NK} = h$  ergibt sich die Beschleunigungskomponente ihres Endpunktes in  $\overline{KR}$ .

So kann man zum Beispiel auch für den Punkt  $A$  die Tangentialbeschleunigung finden. Hierbei war vorausgesetzt, daß der Wert von  $\text{tg } \lambda = \frac{\omega_1'}{\omega_1^2}$  bekannt ist. Gewöhnlich kann man aber unmittelbar nur  $\omega$



Abb. 18. Bestimmung von  $\lambda_1$ .

und  $\omega_1$  für den Daumen selbst finden. Die folgende Abb. 18 gibt an, wie hieraus  $\lambda'$  bestimmt werden kann. Man sucht die Richtung und Größe der Beschleunigung des Punktes  $N$  als Teil der Koppel. Hierzu braucht man nur  $\lambda$ , gegeben durch  $\text{tg } \lambda = \frac{\omega_1'}{\omega_1^2}$ , von  $\overline{NO}$  entgegen dem Drehsinn aufzutragen und in  $O$  eine Senkrechte zu  $\overline{ON}$  zu errichten, wodurch der Endpunkt der Beschleunigung  $-b_N = \overline{M'N}$  gefunden wird. Durch zweimalige Reduktion im Verhältnis  $\overline{PN} : \overline{ON}$  erhält man  $b_N$  im Maßstab  $\frac{1}{\omega_1^2}$  als Strecke  $\overline{NM_1}$ . Diese Strecke stellt nun die Beschleunigung von  $N$  entsprechend dem Wendekreis dar, muß also gleich sein  $\overline{NM_1} = \frac{\overline{GN}}{\cos \lambda_1}$ . Zieht man daher über  $\overline{NM_1}$  einen Halbkreis, so schneidet er den Wendekreis in  $G$  und bestimmt unmittelbar  $\lambda_1$ . Der Mittelpunkt des Kreises über  $\overline{NM_1}$  wird auch gefunden, indem man die Sehne  $\overline{Ng}$  halbiert und im Mittelpunkte derselben eine Senkrechte zieht. Da  $\overline{Ng} : \overline{NP} = \overline{NO} : \overline{NP}$ , weil gleich der Beschleunigung von  $N$  für  $\lambda = \alpha$ , kann in sehr einfacher Weise auch die Lage von  $J$  kontrolliert werden. Dieser Punkt liegt in der Normalen in  $g$  auf  $\overline{ON}$ . Man kann die Richtigkeit leicht kontrollieren, da der Winkel  $JPG$  ebenfalls gleich  $\lambda_1$  sein muß. Ebenso kann man aus der Beschleunigung von  $A$ , die durch  $\overline{AB}$  gegeben ist, die Führungsbeschleunigung finden, indem man die Systembeschleunigung  $\overline{AO}$  und  $\overline{OC} = \overline{AO} \text{tg } \lambda$  und die Corioliskraft  $\overline{CD} = 2 \frac{\omega'}{\omega} = 2 \overline{DE}$  hinzufügt. Die Strecke  $\overline{AD}$  ist im Verhältnis  $\frac{\omega^2}{\omega_1^2}$  zu vermindern, wodurch sich  $D_1$  ergibt. Die Strecke  $\overline{BD_1}$  ist die Relativbeschleunigung von  $A$  gegen den Daumen und hat als Tangentialkomponente die Strecke  $\overline{BK}$ , die mit der früher gefundenen  $\overline{A'A''}$  übereinstimmen muß.

Mit Hilfe dieser Konstruktionen hat man die Möglichkeit, in allen dargestellten Getrieben die Beschleunigungen und Massenkräfte zu finden, wenn die Werte von  $\omega$  und  $\omega'$  bekannt sind. In den meisten Fällen wird der Steuerdaumen unmittelbar von einem Exzenter angetrieben, dessen Exzentrizität von einem Flachregler verstellbar wird. Hat man zum Beispiel die Anordnung Abb. 19, so ergeben sich die gesuchten Werte bei Annahme gleichbleibender Drehgeschwindigkeit  $\omega_c$  der Steuerwelle und bei Vernachlässigung der Endlichkeit der Exzenterstange in folgender Weise: die Geschwindigkeit der Exzenterstange ist



Abb. 19. Ermittlung der Drehbeschleunigung des Daumens.

gegeben durch  $v_c = c \sin \alpha$ , ihre Beschleunigung durch  $b_c = \frac{c^2}{r_0} \cos \alpha$ , wenn  $c = r_0 \omega_c$  die Umfangsgeschwindigkeit des Exzentermittelpunktes bedeutet. Die Abbildung läßt sogleich die Winkelgeschwindigkeit des Daumens  $\omega = \frac{v_c}{r} = \frac{c}{r} \sin \alpha$  finden. Da jedoch  $r$  während der Bewegung veränderlich ist, ergibt sich:

$$\omega^2 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{r} \frac{dv_c}{dt} - \frac{v_c}{r^2} \frac{dr}{dt} = \frac{b_c}{r} - \frac{v_c}{r} \frac{1}{r} \frac{dr}{dt};$$

darin ist  $r = \alpha \cos \beta$ ,  $\frac{dr}{dt} = -\alpha \sin \beta \frac{d\beta}{dt}$ , somit  $\frac{1}{r} \frac{dr}{dt} = -\omega \text{tg } \beta$ .

Ferner kann man setzen:

$$\frac{b_c}{r} = \frac{c^2}{r r_0} \cos \alpha = \frac{c^2}{r^2} \sin^2 \alpha \cdot \frac{r}{r_0} \cos \alpha = \omega^2 \frac{r}{r_0} \frac{\cot \alpha}{\sin \alpha}.$$

Daher ergibt sich

$$\text{tg } \lambda = \frac{\omega^2}{\omega^2} \frac{r}{r_0} \frac{\cot \alpha}{\sin \alpha} + \text{tg } \beta.$$

Da während der Zeit der Ventilöffnung  $\alpha$  stets größer als  $90^\circ$  ist, sind hier die Werte von  $b_c$  stets negativ. Man erkennt daher sogleich den Einfluß der Schränkung  $\beta$ , der eine Verkleinerung der Winkelverzögerung hervorruft, und da diese oft einen gefährlichen Wert erreichen kann, zeigt sich neben der günstigen Hubwirkung auch bezüglich der Massendrucke eine günstige Wirkung der Schränkung  $\beta$ .

Die Größe von  $\lambda$  läßt sich nach der gefundenen Formel ganz leicht zeichnerisch ermitteln. Es fragt sich jedoch, wann sie für eine gegebene Stellung des Steuerdaumens den größten negativen Wert ergibt. Dieser kann nämlich bei kleinster oder bei größter Exzentrizität eintreten. Wie aus den später ermittelten Verhältnissen hervorgeht, ist zumeist eine Gefahr des Abhebens der Rolle vom Daumen im Wendepunkt des letzteren vorhanden, wo die Ventilbeschleunigung plötzlich vom positiven in den negativen Wert übergeht, der dann abnimmt. Diese gefährliche Daumenlage entspricht einem Winkel  $\alpha_1$  und einem Winkel  $\beta_1$ , der Ausschub des Exzenters von der Mittellage hierfür sei  $x$  genannt (Abb. 20). Da  $x$  für die verschiedenen Exzentrizitäten  $r$  gleich bleibt, ist sein Wert  $x = -r_c \cos \alpha_1$  ebenfalls gleichbleibend und die Exzenterbeschleunigung wird:

$$b_c = \frac{c^2}{r_0} \cos \alpha_1 = -x \omega_c^2.$$

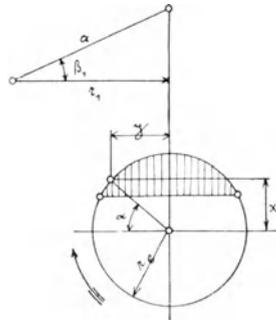


Abb. 20. Bestimmung der gefährlichen Daumenlage.

Wir hatten nun:

$$\omega^2 = \frac{b_c}{r} + \omega^2 \text{tg } \beta,$$

also wird mit  $\omega_1 = \frac{c \sin \alpha_1}{r_1} = \frac{r_0 \omega_c \sin \alpha_1}{r_1} = \frac{\omega_c}{r_1} \sqrt{r_0^2 - x^2}$

$$\omega^2 = \left[ -\frac{x}{r_1} + \frac{\text{tg } \beta_1}{r_1^2} (r_0^2 - x^2) \right] \omega_c^2$$

oder  $\omega = \frac{\omega_c}{r_1} y$ ,

$$\omega^2 = \omega_c^2 \left[ -\frac{x}{r_1} + \text{tg } \beta_1 \frac{y^2}{r_1^2} \right];$$

damit wird  $\text{tg } \lambda = -\frac{r_1 x}{y^2} + \text{tg } \beta$ , worin nur  $y$  veränderlich ist.

Additional material from *Die Entwicklung der Doppeldarmensteuerungen*,  
ISBN 978-3-662-24167-7 (ISBN 978-3-662-24167-7\_OSFO1)  
is available at <http://extras.springer.com>



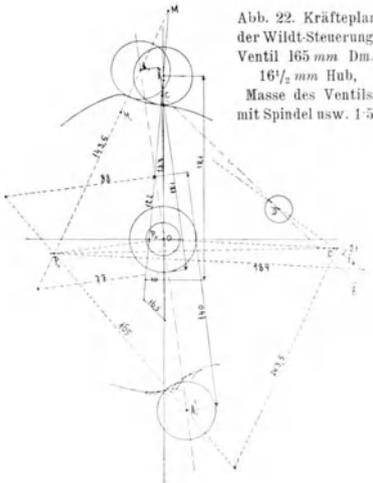


Abb. 22. Kräfteplan der Wildt-Steuerung Ventil 165 mm Dm., 16 1/2 mm Hub, Masse des Ventils mit Spindel usw. 1:5

1. Anhub: Ventildruck 100 kg, Beschleunigung 14 m, Kraft . . . 21 kg, zusammen . 121 kg = Federkraft, Führung in A 10 kg, Hubrollenzapfen 122 kg, Stangenkraft 16.5 kg, Daumenzapfen 133 kg.
2. Größte Verzögerung 12.8 m, Kraft 19.2 kg, Rollenzapfen A 143.5 kg, Führung 77 kg, Rollenzapfen A' 165 kg, . . . 88 kg, Stangenkraft 21 kg, Daumenzapfen 184 kg.

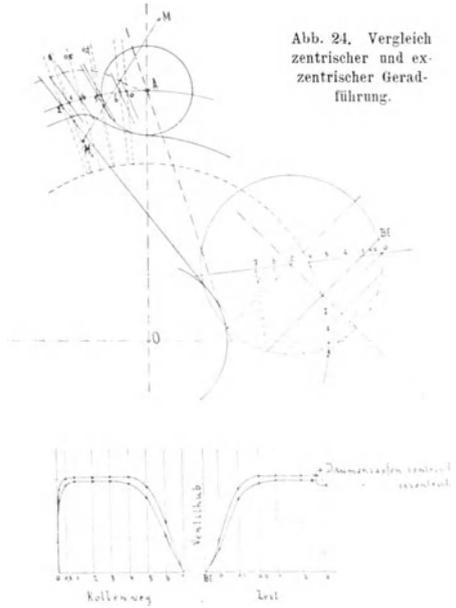


Abb. 24. Vergleich zentrischer und exzentrischer Geradföhrung.

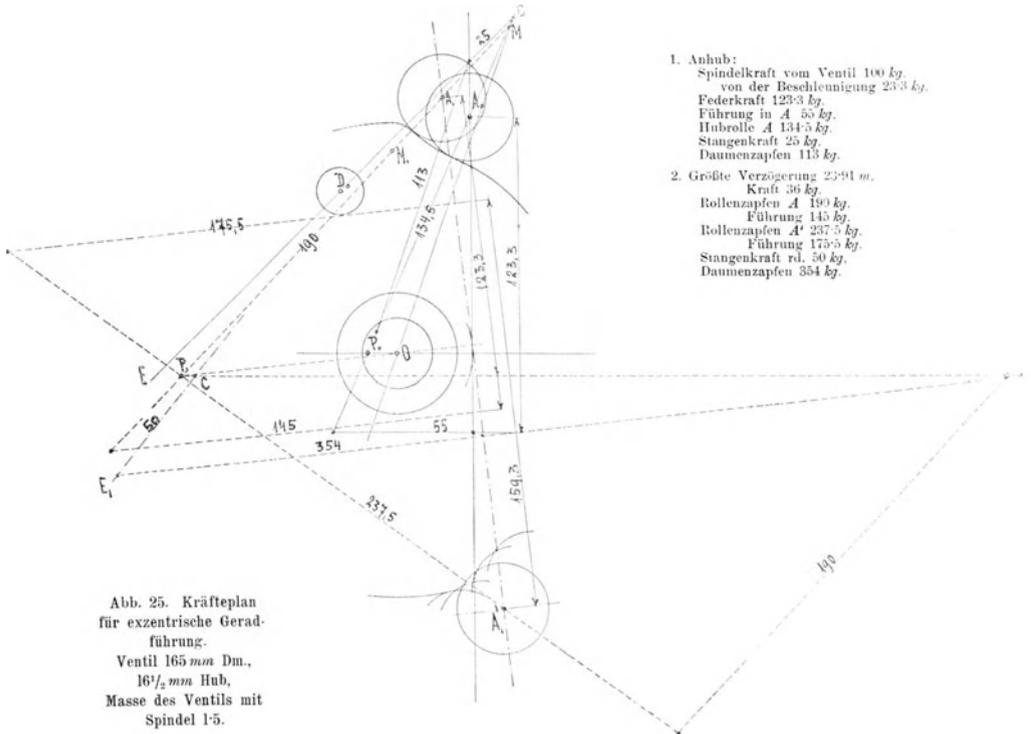


Abb. 25. Kräfteplan für exzentrische Geradföhrung. Ventil 165 mm Dm., 16 1/2 mm Hub, Masse des Ventils mit Spindel 1:5.

1. Anhub: Spindelkraft vom Ventil 100 kg, von der Beschleunigung 23.3 kg, Federkraft 123.3 kg, Führung in A 55 kg, Hubrolle A 134.5 kg, Stangenkraft 25 kg, Daumenzapfen 113 kg.
2. Größte Verzögerung 23.91 m, Kraft 36 kg, Rollenzapfen A 199 kg, Führung 145 kg, Rollenzapfen A' 237.5 kg, Führung 175.5 kg, Stangenkraft rd. 50 kg, Daumenzapfen 354 kg.

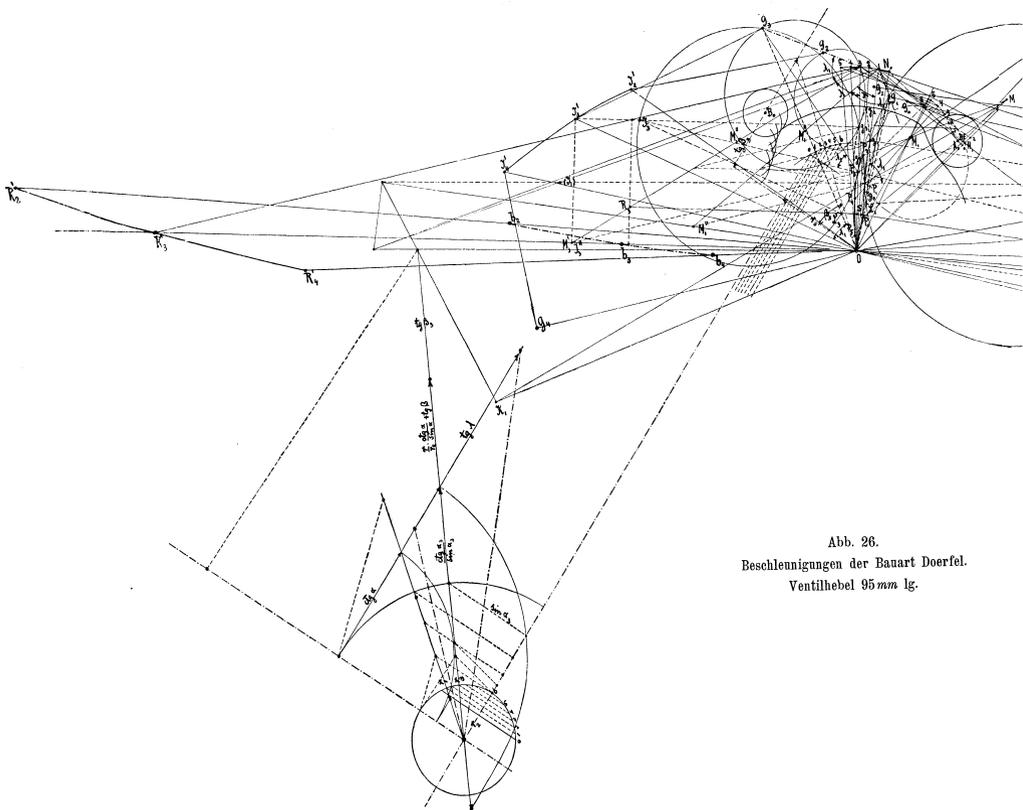


Abb. 26.  
Beschleunigungen der Banart Doerfel.  
Ventilhebel 95 mm lg.

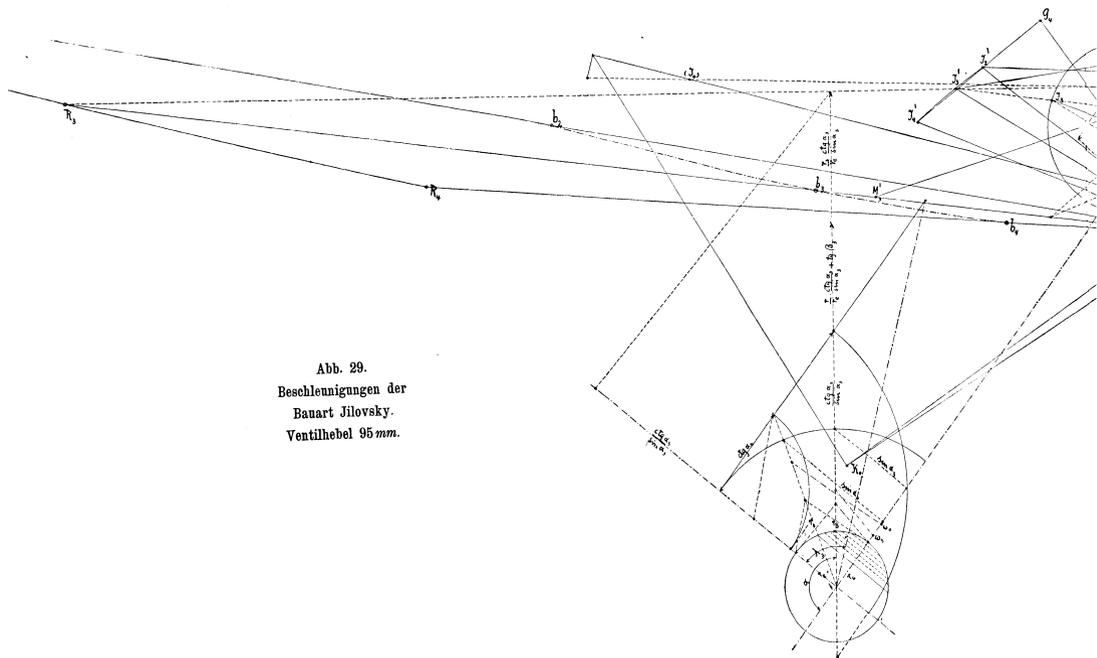
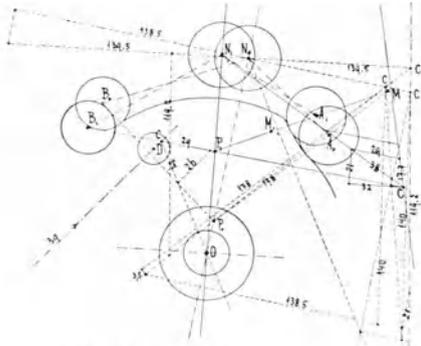


Abb. 29.  
Beschleunigungen der  
Banart Jilovsky.  
Ventilhebel 95 mm.

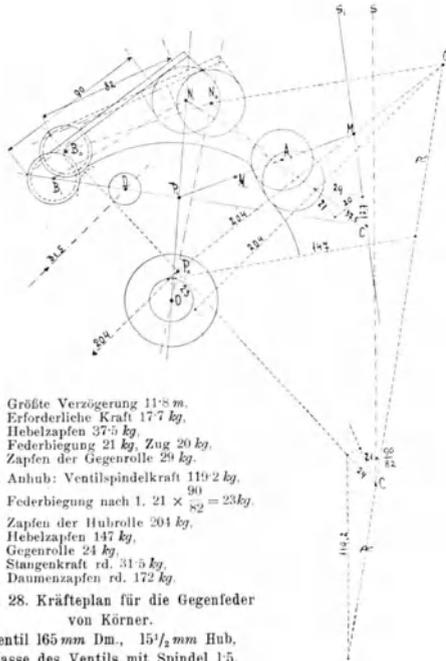




1. Größte Verzögerung 11·8 m, Erforderliche Kraft 17·7 kg, Federkraft 21 kg, Kulisse 32 kg, Hebelzapfen 38 kg, Gegenrolle 29 kg, Stangenkraft 26 kg Zug, Daumenzapfen 27 kg.
  2. Anhub: Ventildruck 100 kg, Beschleunigung 13·2 m, Kraft 119·2 kg, Federdruck nach 1. 21 kg, Hubrolle 178 kg.
- Kulisse 138·5 kg, Hebelzapfen 138·5 kg, Gegenrolle 3·5 kg, Stangenkraft Druck 30 kg, Daumenzapfen 139 kg.

Abb. 27. Kräfteplan der Doerfelsteuerung.

Ventil 165 mm Dm., 15 1/2 mm Hub, Masse des Ventils mit Spindel 1·5.



1. Größte Verzögerung 11·8 m, Erforderliche Kraft 17·7 kg, Hebelzapfen 37·5 kg, Federbiegung 21 kg, Zug 20 kg, Zapfen der Gegenrolle 29 kg.
2. Anhub: Ventilspindelkraft 119·2 kg, Federbiegung nach 1.  $21 \times \frac{99}{102} = 20·3$  kg, Zapfen der Hubrolle 204 kg, Hebelzapfen 147 kg, Gegenrolle 24 kg, Stangenkraft rd. 31·5 kg, Daumenzapfen rd. 172 kg.

Abb. 28. Kräfteplan für die Gegenfeder von Körner.

Ventil 165 mm Dm., 15 1/2 mm Hub, Masse des Ventils mit Spindel 1·5.

Aus Abb. 18 geht hervor, daß bei Geradföhrung der Hubrolle der Punkt *O* auf dem Wendekreis liegt. Hier ist dann leicht zu finden, daß die Strecke

$$\begin{aligned} \overline{OJ}' &= \frac{\overline{OG'}}{\cos \lambda} = \overline{OJ} + \overline{OP} \operatorname{tg} \lambda \\ &= \overline{OJ} + \overline{OP} \left( -\frac{r_1 x}{y^2} + \operatorname{tg} \beta_1 \right) \\ &= \overline{OJ} + \overline{OP} \operatorname{tg} \beta_1 - \overline{OP} \frac{r_1 x}{y^2}. \end{aligned}$$

Dementsprechend wird:

$$b_0 = \overline{OJ}' \omega^2 = \frac{\omega^2}{r_1^2} [y^2 (\overline{OJ} + \overline{OP} \operatorname{tg} \beta_1) - \overline{OP} r_1 x],$$

woraus folgt, daß die Gleitbeschleunigung mit *y*, also auch mit der Exzentrizität ihrem Absolutwerte nach wächst. Hier hat man demgemäß nur die größte Exzentrizität in Betracht zu ziehen. In anderen Fällen kann man leicht zeichnerisch den ungünstigsten Wert von *y* finden, als Vergleich genügen jedenfalls die Werte für *y* = 0 und das größte vorkommende *y*.

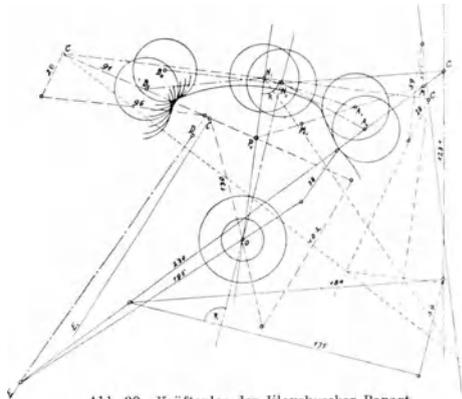


Abb. 30. Kräfteplan der Jilovskyschen Bauart.

1. Anhub: Ventildruck 100 kg, Beschleunigung 15·4 m, Beschleunigungsdruk 23·1 kg.
  2. Größte Verzögerung 22·2 m, Kraft 33·3 kg, Feder nach 1. 59 kg, Kulisse 96 kg, Gegenrolle 91 kg, Hubrolle 0 kg, Stange 102 kg Zug, Daumenzapfen 130 kg.
- Zusammen 123·1 kg.
- Gegenrolle lose, Hubrolle 230 kg, Feder 59 kg, Hebelzapfen 184 kg, Kulisse 175 kg, Stange Druck 38 kg, Daumenzapfen 195 kg.

In den folgenden Abbildungen sind nun einige der beschriebenen Steuerungsbaarten untersucht worden. Am einfachsten gestaltet sich die Berechnung bei der Geradföhrung der Hubrolle, die durch den Nocken-drehpunkt geht. Abb. 21 zeigt diesen Fall für die Steuerung von Wildt (Abb. 11), die Ventilerhebungslinie ist auf Abb. 24 verzeichnet. Die Linien *J*<sub>1</sub>—*J*<sub>1</sub> und *b*<sub>0</sub>—*b*<sub>0</sub> geben die Lagen der früher mit (*J*<sub>1</sub>) bezeichneten Punkte und die Größen der Gleitbeschleunigungen im Maßstab 1:60 für eine Drehgeschwindigkeit der Steuerwelle  $\omega_e = 10$  an. Für andere Drehgeschwindigkeiten ändert sich nur der Maßstab im umgekehrten quadratischen Verhältnis.

Diese Beschleunigungen dienen nun dazu, mit den als bekannt angenommenen äußeren, auf die Ventilspindel wirkenden Kräften die Zapfen- und Federdrücke zu bestimmen. Wie bereits erwähnt, kommt es hauptsächlich auf die Anhubkraft des Ventils an, die hier mit 100 kg angenommen wurde. Für den hier betrachteten Fall sind in Abb. 22 die Zapfen- und Federkräfte zeichnerisch ermittelt, und zwar für den Augenblick des Anhubes und jenen der größten Verzögerung. Für den letztgenannten Fall ist der etwa noch vorhandene Strömungsdruck vernachlässigt, ebenso überall die Reibungen, da es sich ja nur um einen Vergleich der Bauarten handelt. Für das Niederdrücken des Ventils

nach Schluß desselben mit Hilfe der Spindelfeder braucht hier keine besondere Ausmittlung zu erfolgen, da das Spannen dieser Feder zwangsläufig und nicht durch eine andere Feder geschieht. Die auf die einzelnen Gleitflächen und Federn kommenden kleinstmöglichen Kräfte sind in den nebenstehenden Tabellen angenähert angegeben.

Zum Vergleich sind in Abb. 23 die Beschleunigungen für einen seitlich von der Ventilverföhrungsbahn liegenden Nockendrehpunkt aus-

1. Größte Verzögerung 22·2 m,  
Kraft 33·3 kg,  
Hubrolle lose,  
Hebelzapfen 105 kg,  
Gegenrolle 91 kg,  
Feder: Biegung 55 kg, Zug 72 kg,  
Daumenzapfen 97 kg,  
Stange Zug 95 kg.

2. Anhub: Spindelkraft zus. 123·1 kg  
Federbiegung nach 1. 55 kg,  
Zug 27 kg,  
Gegenrolle 62 kg,  
Hubrolle 325 kg,  
Hebelzapfen 245 kg,  
Daumenzapfen 280 kg,  
Stange Druck 45 kg.

Abb. 31.  
Kräfteplan der Bauart  
Jilovsky  
mit Gegenfeder  
nach Körner.

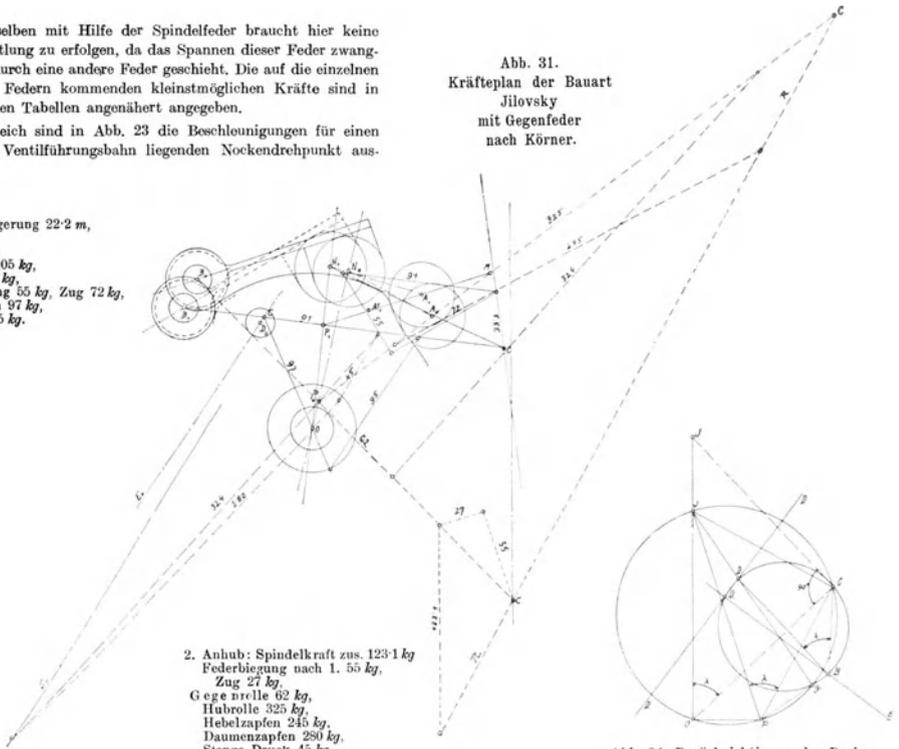


Abb. 34. Berücksichtigung der Drehbeschleunigung Bauart Körner.

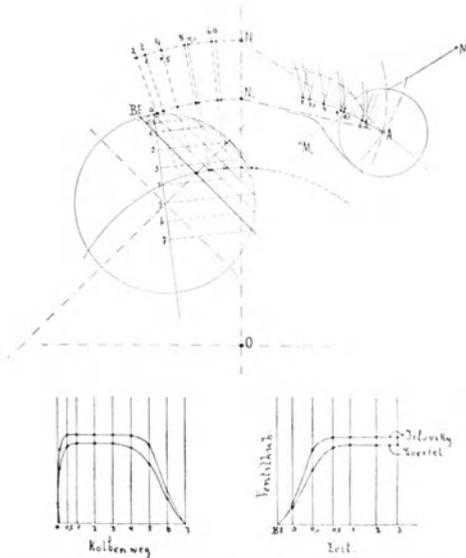


Abb. 32. Vergleich der Ventilerhebungen der Anordnungen Doerfler und Jilovsky.

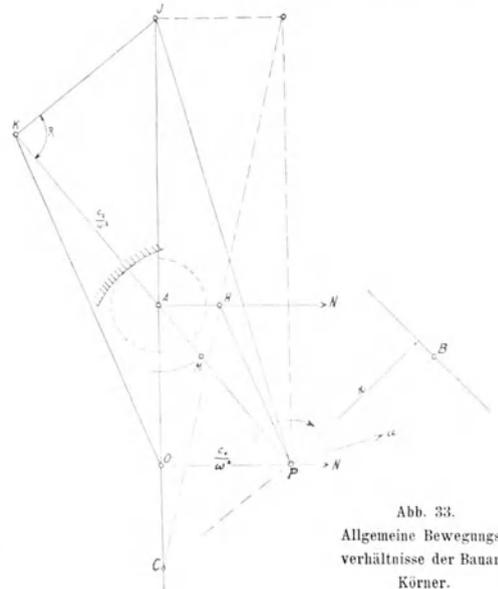


Abb. 33.  
Allgemeine Bewegungs-  
verhältnisse der Bauart  
Körner.

gemittelt worden, während Abb. 24 die Ventilerhebungen und Abb. 25 wieder die Kräfteermittlung zeigt. Dabei ist die Stangenrichtung des Exzenters verlegt worden, um den Einfluß derselben zu zeigen. Der Maßstab für die Beschleunigungen ist hier 1:45. Man erkennt aus den Tabellen, wie ungünstig die seitliche Verlegung des Nockendrehpunktes auf die Führungsdrücke wirkt, während die Ventilerhebungslinien weitaus günstiger ausfallen (vergl. auch Abb. 7).

Die Abb. 26, 27 und 28 zeigen ähnliche Ausmittlungen für die Dörfelsche Bauart. Hat man die Linien  $J' - J'$  gefunden, so ist hier noch die Bestimmung von  $\omega_1$  notwendig, um die Werte  $b - b$  zu erhalten. Für jeden Punkt ist:  $\omega = \frac{r_c \omega_c}{r} \sin \alpha$ , worin wieder  $\omega_c$  überall gleich 10 angenommen wurde und  $r$  den jeweiligen Hebelarm des Daumens bedeutet. Hieraus ergibt sich dann  $\omega_1 = \omega \frac{ON}{PN}$ . In Abb. 26 sind die

Werte von  $b$  von  $O$  aus im Maßstabe 1:120 aufgetragen. Mit diesen Werten sind dann in Abb. 27 die wesentlichen Kräfte und die Federdrücke für diese Bauart ermittelt und in der beigegebenen Tafel festgestellt. Auch hier sind die Augenblicke des Anhubes und der größten Verzögerung berücksichtigt. Man sieht, daß die Federkräfte bei entsprechender Lage der Kulisse mäßig ausfallen, ungünstig wirkt aber die verhältnismäßig große quer zur Kulisse des Hebelrohropunktes wirkende Kraft beim Anhub. Sie entfällt bei der Anordnung nach Abb. 5, die entsprechenden Kräfte sind in Abb. 28 zusammengestellt. Die vergrößerten Drücke beim Anhub und auch beim Zusammendrücken der Spindelfeder können durch die Formgebung des Gegendaumens teilweise beseitigt werden, indem zwischen den Stellungen  $B_1$  und  $B_0$  der Gegenrolle eine Entspannung der Feder eingeleitet wird.

In den Abb. 29, 30 und 31 sind die gleichen Ausmittlungen für die Verbesserung von Jilovsky durchgeführt. Man sieht, wie sehr die Beschleunigungen gegenüber Abb. 26 wachsen, was übrigens durch die Formgebung des Nockens nach Wunsch ausgeglichen werden kann, wie überhaupt eine Übergangskurve zwischen den hier überall gewählten Kreisbegrenzungen in dieser Hinsicht und auch wegen allmählicheren Druckwechsels im Steuergestänge vorteilhaft wirkt. Der Maßstab für die Beschleunigungen ist hier 1:150. Es ist zu beachten, daß die Beschleunigungskraft sogar größer als die Anhubkraft werden kann. Abb. 30 läßt durch Vergleich mit Abb. 28 die Änderung der in Betracht kommenden Zapfen- und Federdrücke erkennen. Auch hier kann natürlich die Anordnung nach Abb. 5 zur Anwendung kommen, die zugehörigen Werte sind in Abb. 31 verzeichnet. Die passende Entspannung der Gegenfeder verändert ebenfalls die Anhubkräfte, die Form des Gegendaumens hierfür ist gestrichelt eingetragen. Die vergleichsweise Ermittlung der Ventilerhebungen ist in Abb. 32 dargestellt.

Für den Antrieb nach Abb. 10 ist die Ermittlung der Bewegungsverhältnisse etwas anders, weil hier nur der Steuerdaumen allein gedreht wird. Man kann seine Bewegung unmittelbar als die der Koppel eines Kurbelvierecks auffassen, wobei der Punkt  $O$  in einer Geraden geführt wird (Abb. 33, Kurbeltrieb). Der Mittelpunkt der Anlaufkurve ist dabei im Kreise um den Rollenmittelpunkt bewegt, die Linie  $\overline{MO}$  stellt die Koppel dar. Der Mittelpunkt der Relativbewegung der Kurbeln ergibt sich in  $H$  durch  $\overline{AN}$ , die Normale auf  $\overline{OA}$ .  $\overline{OK} \parallel \overline{PH}$  und  $\overline{KJ} \perp \overline{MA}$  bestimmen  $J$ , da die Geschwindigkeit von  $P$  als Punkt von  $\overline{NO}$ , das ist  $c_1 = \overline{OP} \cdot \omega^2$  ist.  $\overline{PK}$  stellt  $c_2$  im Maßstab 1:  $\omega^2$  dar. Man kann zur Bestimmung von  $J$  auch die Konstruktion von Pöschl anwenden, indem man wieder den Daumen festhält und die stets durch  $O$  gehende Führung dreht. Die Koppel wird dann  $\overline{NA}$ , die Kurbeln sind durch  $\overline{ON}$  und  $\overline{MA}$  dargestellt. Die Konstruktion ist gestrichelt eingetragen. Hier ist  $J$  der richtige Wendepol. Zur Bestimmung der Geschwindigkeitspole  $P$  empfiehlt es sich, ebenfalls die Umkehrung mit ruhendem Daumen zu verwenden, da die Genauigkeit größer wird als bei der unmittelbaren Ermittlung. Erst mit Hilfe der Punkte  $P$  ergeben sich dann auch die richtigen Mittelpunkte  $M$ . Um nun aber  $\omega$  und  $\omega'$  zu finden, ist die Bestimmung des Antriebes erforderlich. Die Exzenterstange greife in  $B$  in der Richtung  $\overline{BE}$  an. Hat sie die Geschwindigkeit  $v_c$ , so ist  $\omega$  unmittelbar durch  $\omega = \frac{v_c}{r}$  gegeben; hingegen hängt

$$\omega' = \frac{1}{r} \cdot \frac{dv_c}{dt} - \frac{v_c}{r} \cdot \frac{dr}{dt} = \frac{1}{r} b_c \omega_c \frac{dr}{dt}$$

wieder von der Bewegung von  $P$  ab. Man könnte  $\frac{dr}{dt}$  durch die Geschwindigkeit des Drehpols  $u$  bestimmen, was sich jedoch als unnötig erweist. Man hat nämlich wieder

$$b_c = \frac{c^2}{r_c} \cos \alpha_1 \text{ und } v_c = c \sin \alpha,$$

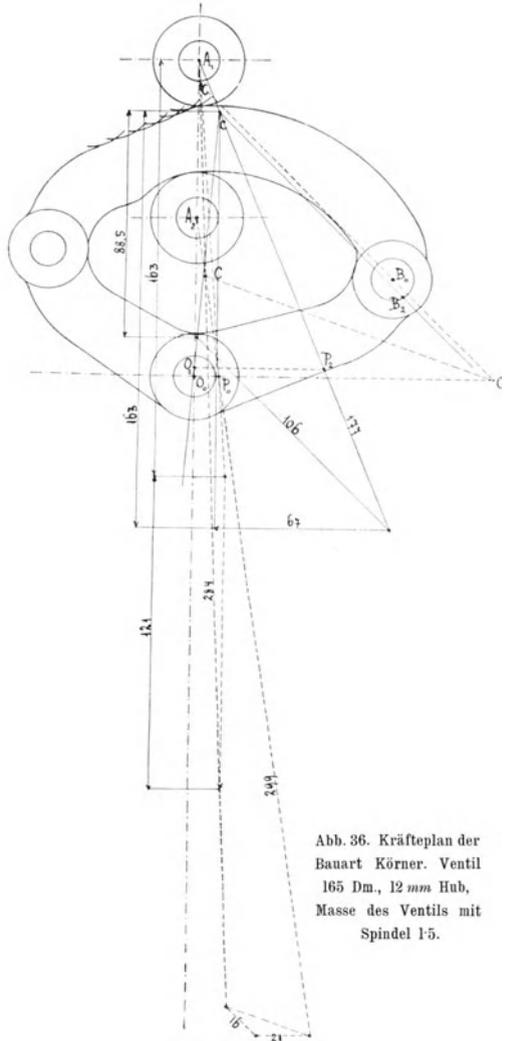


Abb. 36. Kräfteplan der Bauart Körner. Ventil 165 Dm., 12 mm Hub, Masse des Ventils mit Spindel 15.

1. Größte Verzögerung 59 m, Erforderliche Kraft 88·5 kg, Zapfendruck in Gegen. A<sub>1</sub> 177 kg, Federkraft 103 kg, Führungsdruck bei A<sub>1</sub> 67 kg, Stangendruck in B 106 kg.
2. Anhub: Ventildruck 100 kg, Beschleunigung 10·25 m, Beschleunigungsdruck 15·4 kg, kleiner als bei 3. 115·4 kg.
3. Größte Beschleunigung 81 m, Beschleunigungskraft 121 kg, Federdruck nach 1. 163 kg, Hubrollendruck 299 kg, Stangenkraft 16 kg, Führungsdruck in O 21 kg.

Additional material from *Die Entwicklung der Doppeldarmensteuerungen*,  
ISBN 978-3-662-24167-7 (ISBN 978-3-662-24167-7\_OSFO2)  
is available at <http://extras.springer.com>



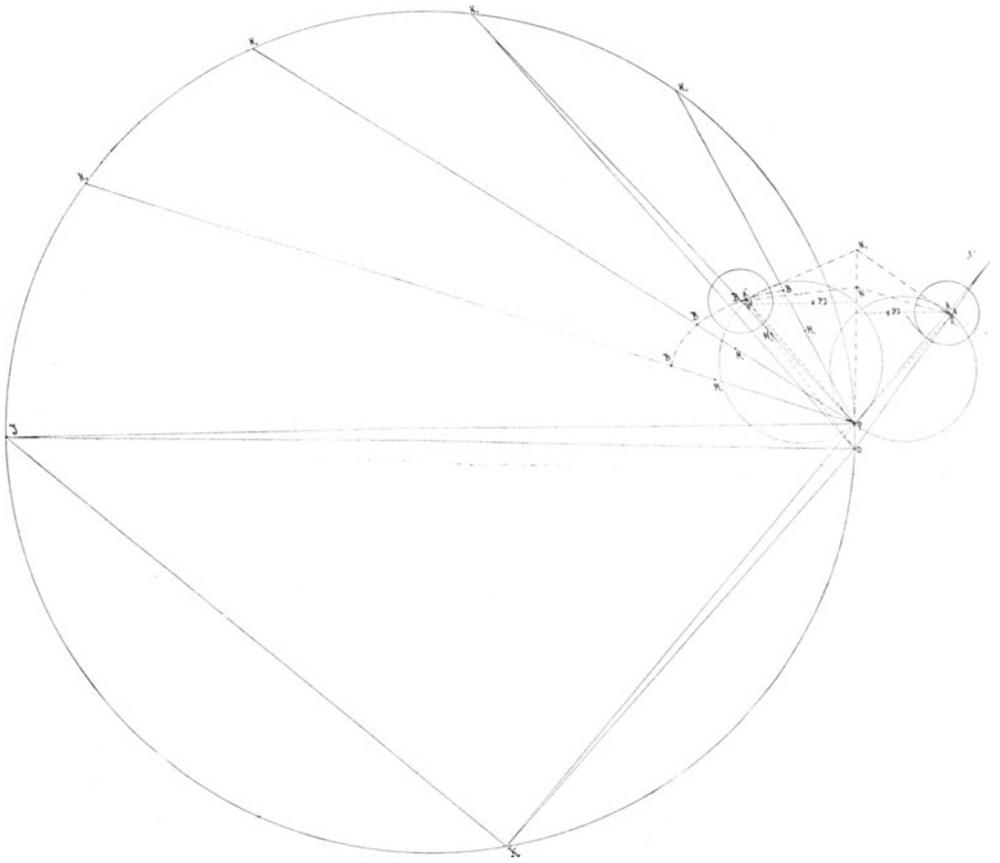


Abb. 37. Bestimmung der Krümmungshalbmesser für den Gegendannen.

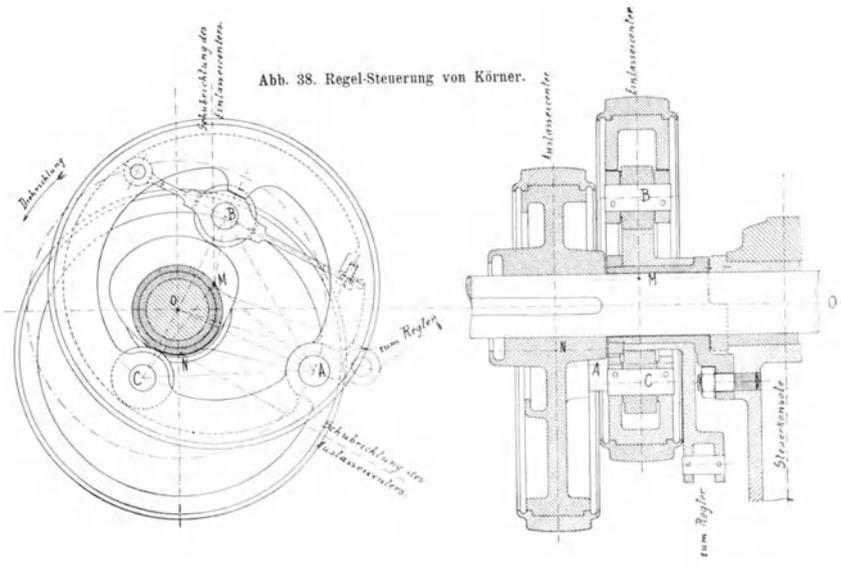


Abb. 38. Regel-Steuerung von Körner.

es wird demnach:  $\omega = \frac{c}{r} \sin \alpha$  und

$$b_c = \frac{r^2}{r_0} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\sin^2 \alpha_1} = \frac{r^2}{r_0} \cdot \frac{\operatorname{ctg} \alpha_1}{\sin \alpha_1},$$

eine Größe, die zeichnerisch leicht ermittelt werden kann. Hat man nun in Abb. 34 die Punkte  $O, P, B$  und  $J$  sowie den Wendekreis verzeichnet, so kann man die tangentielle Beschleunigung  $\overline{BD}$ , der Exzenterstange im Maßstab  $\frac{1}{10^3}$  eintragen. Die Beschleunigung von  $B$  muß dann ihren Endpunkt in einer Senkrechten durch den Punkt  $D$  auf  $\overline{BE}$  finden. Man hat nun den Beschleunigungspol  $G$  so zu suchen, daß die Winkel  $\lambda = J P G = G B D$  gleich groß sind, wobei die Länge

$$\overline{BD} = \frac{BG}{\cos \lambda}$$

sein muß. Dies ist derart zu erreichen, daß man durch  $J$  eine Senkrechte zu  $\overline{PB}$  zieht; ihr Schnitt mit  $\overline{D_1 D_1}$  ergibt  $D$  und ein über  $\overline{BD}$  gezogener Kreis bestimmt  $G$  und  $\lambda$ . Der Nachweis wird durch die Ähnlichkeit der Dreiecke  $D J G$  und  $B P G$  erbracht. Man erkennt wie bei früheren Abbildungen, daß trotz der Verzögerung  $b_c$  eine Winkelbeschleunigung auftritt, da  $\lambda$  positiv ausfällt. Die reduzierte Gleitbeschleunigung wird

$$\overline{O J_1} = \frac{b}{10^3} = \rho, \text{ worin wieder } \omega = \frac{r_0}{r} \cdot \omega_0 \sin \alpha \text{ zu setzen ist.}$$

In Abb. 35 ist diese Ausmittlung für einen bestimmten Fall durchgeführt. Man erkennt wieder in den Linien  $J' - J'$  die vom jeweiligen Punkte  $O$  abzumessenden Größen  $\rho$  und in  $b - b$  die vom gleichbleibenden Punkte  $O_0$  aus aufgetragenen Beschleunigungen und Verzögerungen. Der Maßstab für diese ist 1:350. Der Ventilhub (Abb. 35 a) nur 12 mm, trotzdem ist ein Exzenterhub von 80 mm nötig. Abb. 36 gibt den Kräfteplan und die zugehörige Tafel, aus deren Zahlen hervorgeht, daß die Gegenfeder hier recht kräftig gehalten sein muß, um das Abheben des Daumens von der Rolle mit Sicherheit zu verhindern. Die von der Feder ausgeübte Kraft beeinflußt auch die Hubkraft, die Abnutzung der Gegenrolle und ihres Zapfens sowie den im Wendepunkt des Daumens hervorgerufenen Druckwechsel im Steuergestänge. Man kann jedoch die hier gegebenen Werte durch entsprechende Übergangslinien am Daumen wesentlich vermindern, außerdem gestattet die Bauart auch, die Gegenrolle nur zeitweilig, das ist in der Nähe des Augenblickes der großen Verzögerung, laufen zu lassen und sie sonst durch Anschlag in der Spindelbohrung der Ventilhaube zu begrenzen.

Mit Hilfe der Betrachtungen über die Bewegungsverhältnisse der Steuertriebe ist es auch leicht, den augenblicklichen Krümmungshalbmesser des Gegendamens zu bestimmen. In Abb. 37 ist dies zum Beispiel für die Steuerung nach Abb. 8 durchgeführt. Der Krümmungshalbmesser für den Punkt  $B$  liegt auf  $\overline{B P}$ . Zieht man von  $J$  aus eine Senkrechte auf diese Richtung nach  $K_1$ , verbindet diesen Punkt mit  $O$  und zieht durch  $P$  eine Parallele zu  $\overline{K_1 O}$ , so ergibt sich  $H_1$  auf  $\overline{B N}$ . Im Schnitt von  $\overline{H_1 O}$  und  $\overline{B P}$  liegt der Krümmungsmittelpunkt  $M_1$ . Die Strecke  $\overline{M_1 B}$  muß entsprechend größer als der Rollenhalbmesser sein. Man erkennt zum Beispiel durch Nähern des Hebeldrehpunktes  $N$  nach  $O$  den Einfluß der Anordnung von Jilovskij, indem dann  $\overline{MB}$  größer wird, während wegen der Schrägstellung der Hubrollenbahn bessere Öffnungsverhältnisse auftreten. Man kann auch durch Umkehrung der Konstruktion den kleinsten Halbmesser der Anlaufkurve der Hubrolle für ein Minimum von  $\overline{B M_2}$  bestimmen, wie aus der Abbildung ersichtlich ist. Endlich kann man für eine gegebene Anlaufkurve und gleiche Lage und Form des Hubdamens jene Grenzlagen des Punktes  $B$  finden, die einen kleinstzulässigen Krümmungshalbmesser seiner Bahn ergeben. Für den hier dargestellten Fall ist die Linie  $\overline{B - B}$  für gleiche Krümmungshalbmesser verzeichnet. Im Strahl  $\overline{P B}$  wird der Krümmungshalbmesser um so größer, je weiter  $B$  von  $P$  oder  $O$  abrückt, bei kleineren Hebeln  $\overline{NB}$  wird die Entfernung  $\overline{OB}$  für gleiche Krümmungshalbmesser ebenfalls kleiner.

Wo statt der mit Achsenreglern ausgestatteten Drehexzenter andere Formen zwangläufiger Regelsteuerungen angewendet werden, ist die Bestimmung von  $b_c$  entsprechend vorzubereiten. Als Beispiel diene die von mir entworfene Bauart Abb. 38 in Verbindung mit dem W i l d t-

schen Antrieb, der auch große nach aufwärts gerichtete Spindelkräfte aufnehmen kann. Die Steuerung besteht aus einem von Exzenterung mit Stange umschlossenen, ebenfalls ringförmigen Steuerkörper, der einerseits an einem seitlich am Auslaßexzenter befestigten Zapfen  $A$  hängt, andererseits durch Hubrolle  $B$  und Gegenrolle  $C$ , die auf entsprechenden Daumen laufen, geführt ist. Die Daumen werden vom Regler gemeinsam um die Achse der Steuerwelle gedreht. In dem hier

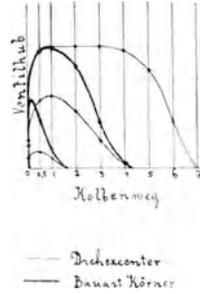


Abb. 39. Vergleich der Ventilhebungen bei Drehexzenter- und Körnersteuerung.

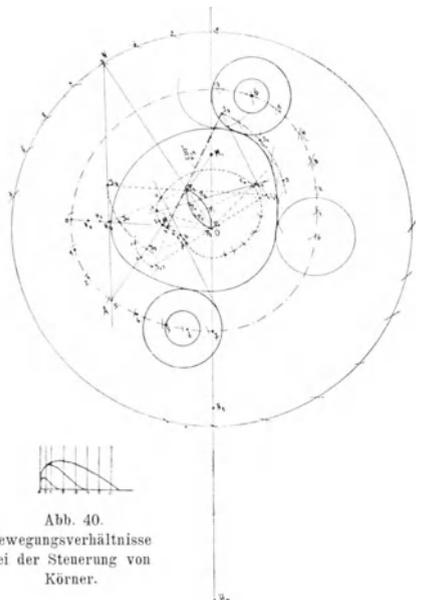


Abb. 40. Bewegungsverhältnisse bei der Steuerung von Körnern.

dargestellten Fall sind Daumen und Gegendamen in einen einzigen vereinigt, der fast genau der festen Lagerung beider Rollen entspricht, so daß die Formänderungen der Feder nur gering sind. Bei größter Füllung laufen die Rollen während der Ventilöffnung auf konzentrischen Zylindern des Daumens, so daß auch die Öffnungskurve selbst ein Kreisbogen ist. Bei kleineren Füllungen wird sie durch entsprechende Ablaufkurven an den Daumen verkürzt. Man erkennt die großen Vorzüge dieser Anordnung bezüglich der Ventilhebungen. Neben der außerordentlichen Einfachheit und Billigkeit ist noch die leichte Regelbarkeit hervorzuheben, die insbesondere auch während des Ventilhubes bestehen bleibt, weil hier durch Verdrehen der Daumen nur an den Ablaufkurven

Verschiebungen des Ventiles auftreten. Abb. 39 gibt einen Vergleich der Ventilerhebungskurven bei gleichen Verhältnissen zwischen dieser Antriebsart und einem Drehexzenter wieder. In Abb. 40 endlich ist in der früher beschriebenen Art bei einer Drehgeschwindigkeit der Steuerwelle  $\omega_e = 10$  die Exzenterbeschleunigung bestimmt. Ihr größter Wert beträgt bei den früher (Abb. 21) verwendeten Abmessungen  $19.2 m$ , eine Größe, die sowohl für die Bestimmung der im Steuerring auftretenden Kräfte als auch der Ventilbeschleunigung zu verwenden ist. Es ist zu beachten, daß dieser Wert für  $b_e$  nur mit der in die Exzenterstangenrichtung fallenden Komponente einzuführen ist. Man hat, wie früher angedeutet, die Größen  $\sqrt{\omega'^2 + \omega^2}$  und ihren höchsten Wert für den dem Wendepunkt im Ventildaumen entsprechenden Augenblick aufzusuchen. Wird dieser eben erreicht, was hier bei  $10.5 mm$  Öffnungsweg der Exzenterstange der Fall ist, so ist  $\omega = 0$  zu setzen, während  $b_e = 15.9 m$  wird. Dementsprechend wird  $\omega' = \frac{b_0}{r}$ , da mit  $w = \omega$  auch  $\frac{dr}{dt} = 0$  wird. Für diesen Fall, der wenigstens nahe dem ungünstigsten liegt, wird also wegen  $\tan \lambda = \infty$  oder  $\lambda = \frac{\pi}{2}$ :  $b = PA \cdot \omega'^2$  (Abb. 13). Nach

Abb. 21 ergibt sich:  $b = 9.065 \cdot \frac{15.9}{0.055} = 18.9 m$ ,

während beim Drehexzenter  $b = 12.7 m$  betrug. Wenn man den Krümmungshalbmesser des Regeldaumens verkleinert, steigen allerdings diese Werte sehr rasch.

Die hier angegebene Bestimmung der auf die Zapfen und Federn kommenden Kräfte kann auch zur Beurteilung dienen, ob man sich überhaupt zur Verwendung der immerhin verwickelteren Doppeldaumen entschließen, oder ob man Bauarten wie die bekannten von *Lentz* oder *Schwabe* vorziehen soll, bei denen neben der Einfachheit noch der Vorteil besteht, daß man Druckwechsel im Steuergestänge vermeiden kann.

**Zusammenfassung.** Die Arbeit bietet ein Bild der Entwicklung der Doppeldaumensteuerungen sowie eine vergleichende Besprechung der wichtigsten Bauarten. Die Bewegungs- und Kräfteverhältnisse werden zeichnerisch nach einer Verallgemeinerung bereits bekannter Verfahren für einige Fälle bestimmt, wodurch eine Beurteilung der einzelnen Ausführungen ermöglicht wird.

