

# **Badische Landesbibliothek Karlsruhe**

**Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe**

## **Theoretische Maschinenlehre**

in 4 Bänden

Theorie der Getriebe und der mechanischen Messinstrumente

**Grashof, Franz**

**Leipzig, 1883**

IV. Regulatoren für Kraftmaschinen

[urn:nbn:de:bsz:31-282938](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-282938)

Aus Gl. (1) im vorigen Paragraph folgt dann

$$A_0 = 208,7 \text{ Meterkgr.} = \frac{A}{3,6}$$

und aus Gl. (9) der resultirende Wirkungsgrad:

$$\eta' = 0,894 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 0,608. —$$

Mit Hilfe desselben Accumulators von  $V = 0,254$  Cubikmtr. wirksamem Inhalte und derselben Pumpe, die, mit der Arbeitsstärke  $A_0 = 208,7$  betrieben, in  $t_0 = 600$  Secunden ihn ganz zu füllen vermag, ferner mit Hilfe desselben Systems von Leitungsröhren und einer Wasserdruckmaschine mit dem Wirkungsgrade  $\eta = 0,8$  würde höchstens eine Nutzarbeitsstärke  $= A_{max}$ , die durch Gl. (12) im vorigen Paragraph bestimmt ist, während eines durch Gl. (11) daselbst bestimmten kürzern Zeitraumes  $t$  geleistet werden können. Aus dieser letzten Gleichung findet man hier:

$$x = 0,051055 = \frac{1}{600} + \frac{1}{t}, \text{ also } t = 20,25$$

und dann nach Gl. (12) mit

$$\alpha = (1 - \rho) H - h = 370$$

$$A_{max} = 2566 = 12,3 A_0$$

mit einem übrigens erheblich reducirten resultirenden Wirkungsgrade, der, weil jetzt nach Gl. (8) daselbst

$$u = x \frac{V}{q} = 4,587 \text{ und somit } (1 + \epsilon) \frac{u^2}{2g} = 123,3$$

wäre, nach Gl. (9) sich ergäbe zu  $\eta' = 0,402$ .

#### IV. Regulatoren für Kraftmaschinen.

##### §. 105. Uebersicht.

Nach §. 87 sind die hier in Rede stehenden Regulatoren als Mechanismen zu bezeichnen, die dazu dienen, den Gang einer Kraftmaschine und damit auch den davon abhängigen Gang einer jeden von ihr zu treibenden Arbeitsmaschine bei veränderlicher Grösse der Nutzarbeitsstärke (in der Zeiteinheit geleisteter Nutzarbeit) der Kraftmaschine oder bei veränderlichem Bedarfe der Arbeitsmaschinen an Betriebsarbeitsstärke (Betriebsarbeit in der Zeiteinheit) selbstthätig möglichst gleichförmig zu erhalten, und zwar durch entsprechende Aenderung der von der Kraftmaschine in der

Zeiteinheit geleisteten Nutzarbeit, insbesondere dadurch, dass die Arbeitsflüssigkeit (motorische Substanz), die als Trägerin des zum Betriebe der Kraftmaschine disponiblen und von ihr in nutzbare mechanische Arbeit umzusetzenden Arbeitsvermögens dient, in entsprechend veränderter Menge zugelassen wird. Letzteres geschieht durch Aenderung der Grösse oder periodisch unterbrochenen Eröffnungsdauer einer Durchflussöffnung, abhängig von der Stellung eines Hahnes, Schiebers, Ventils oder einer ähnlichen Vorrichtung, die hier sammt den Gliedern, wodurch sie mit dem Regulator selbst verkettet ist, kurz und allgemein als Stellzeug bezeichnet werden soll. Der Gang der Kraftmaschine werde beurtheilt durch die Grösse der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  einer Welle, welche, indem sie als Bestandtheil der Maschine die Verbindung derselben mit dem Regulator so vermittelt, dass seine Configuration von  $\omega$  abhängt, im Folgenden kurz als Regulatorwelle bezeichnet werden soll.

Als die der Gleichförmigkeit des Ganges schädlichen Arbeitsänderungen, deren Einfluss auf Aenderung von  $\omega$  durch die Wirksamkeit des Regulators möglichst compensirt werden soll, kommen hier nur solche in Betracht, die bei im Allgemeinen nicht periodischem Verlauf zu gross und von zu langer Dauer sind, als dass ein Schwungrad von praktisch zulässiger Masse und Winkelgeschwindigkeit die entsprechende Veränderlichkeit des Ganges der Maschine in hinlänglich engen Grenzen zu erhalten vermöchte, und zwar sind es vorzugsweise nicht Arbeitsänderungen der Triebkraft, die dann also durch entgegengesetzte Aenderungen dieser Betriebskraft nur rückgängig zu machen wären, sondern Aenderungen des Arbeitsbedarfes der Arbeitsmaschinen, also Aenderungen des gesammten Widerstandes, den die Kraftmaschine zu überwinden hat, und die selbst von verschiedenen Ursachen herrühren können. Mit Rücksicht darauf sind die hier in Rede stehenden Regulatoren zu unterscheiden als\*:

1. Regulatoren, die durch dieselbe Ursache in Thätigkeit gesetzt werden, welche den Widerstand ändert;
2. Regulatoren, welche durch die erfolgte Aenderung des Widerstandes in Thätigkeit kommen;
3. Regulatoren, die erst durch die eingetretene Geschwindigkeitsänderung wirksam werden.

\* Siehe J. Lüders: „Ueber die Regulatoren“. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1861, S. 60. Dieser Aufsatz, der eine werthvolle und sehr vollständige Uebersicht der damals bekannt gewesenen Regulatoren nebst wissenschaftlicher Besprechung ihrer Eigenschaften enthält, liegt in mancher Hinsicht der folgenden Darstellung zum Grunde.

Im Anschlusse an die von Reuleaux\* für die Regulatoren der 2ten und 3ten Classe gewählten Bezeichnungen mögen die der beiden ersten Classen zusammen dynamometrische, die der dritten Classe tachometrische Regulatoren genannt werden. Der Umstand, dass letztere das zu vermindernde Uebel erst bis zu gewissem Grade anwachsen lassen müssen, bevor sie es bekämpfen können, bedingt einen nur theoretischen Mangel, denn praktisch genügt es, die Geschwindigkeitsschwankungen in gewisse Grenzen einzuengen; darin aber, dass ihre Wirksamkeit von den Ursachen der Ungleichförmigkeit des Ganges unabhängig ist, liegt ein wesentlicher und um so grösserer Vortheil, je vielfältiger jene Ursachen sein können. Thatsächlich haben auch die unter 3. genannten Regulatoren viel allgemeinere Anwendung, als die unter 1. und 2. genannten gefunden.

Jede Aenderung der Configuration eines solchen Regulators erfordert die Ueberwindung gewisser Bewegungswiderstände, besonders derjenigen des Stellzeuges, falls er mit diesem zwangsläufig verkettet ist. Wenn im Beharrungszustande der Maschine, entsprechend der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle, jene Widerstände weder im einen noch im umgekehrten Sinne auch nicht theilweise entwickelt sind, so muss deshalb  $\omega$  bis zu einer gewissen Grösse  $\omega_1$  wachsen oder bis  $\omega_2$  abnehmen, bevor die Configurationsänderung entgegen den im einen oder andern Sinne vollständig entwickelten Bewegungswiderständen eintreten kann. Der Quotient

$$\varepsilon = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega} \dots \dots \dots (1)$$

heisse dann der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators, analog dem früher in §. 92 definirten Ungleichförmigkeitsgrade  $\delta$  des Ganges einer Maschine, bzw. eines Punktes, auf den die bewegten Massen einer Maschine reducirt werden. Soll auch natürlich diese Grösse  $\varepsilon$  klein sein, so darf sie doch nicht beliebig klein, jedenfalls dann, wenn  $\omega$  unbeschadet eines unveränderlichen Mittelwerthes periodisch veränderlich ist, nicht kleiner sein, als der Ungleichförmigkeitsgrad (§. 92) dieser periodischen Bewegung. Denn sonst würde der Regulator schon für die kleinen Geschwindigkeitsänderungen in den einzelnen je eine kleinere Zeitdauer umfassenden Perioden empfindlich und ein unruhiger Gang der Maschine die Folge davon sein. Während vielmehr die periodischen Geschwindigkeitsänderungen durch Schwungräder in engere Grenzen eingeschlossen werden, sollen die hier in Rede stehenden Regulatoren thatsächlich nur bewirken, dass die mittleren Geschwindigkeiten für die auf einander folgenden Perioden möglichst wenig

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1859, S. 165.

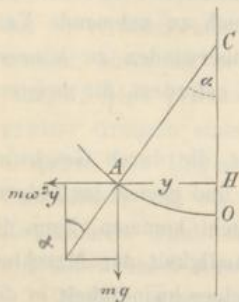
unter sich verschieden, nämlich nicht viel verschiedener seien, als die augenblicklichen Geschwindigkeiten in den einzelnen Perioden. Auch ist zu berücksichtigen, dass der Unempfindlichkeitsgrad, indem er durch den Bewegungswiderstand bedingt wird, mit diesem zugleich zu- und abnimmt, und dass deshalb das für den Regulator in Anspruch zu nehmende Vermögen, diesen Widerstand von gewisser Grösse überwinden zu können, nothwendig eine gewisse entsprechende Grösse von  $\varepsilon$  erfordert, die meistens = 0,04 bis 0,05 angenommen werden kann.

Bei diesen tachometrischen Regulatoren, die durch Geschwindigkeitsänderungen in Wirksamkeit gesetzt werden und ebenso im Folgenden wie in der Praxis fast ausschliesslich in Betracht kommen, kann die Abhängigkeit ihrer Configuration von der Geschwindigkeit der Maschine, nämlich von der dieselbe charakterisirenden Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle von zweifach verschiedener Art sein. Wenn nämlich ein Gleichgewichtszustand des Regulators, bei welchem der Bewegungswiderstand gegen seine Configurationsänderung in keinem Sinne und in keinem Theilbetrage entwickelt ist, als mittlerer Gleichgewichtszustand bezeichnet wird, so kann es entweder der Fall sein, dass in solchem mittleren Gleichgewichtszustande jedem Werthe von  $\omega$  nur eine bestimmte Configuration des Regulators, einer stetigen Folge wechselnder Geschwindigkeiten somit auch eine stetige Folge verschiedener Configurationen entspricht, oder es kann der Regulator überhaupt nur bei einer bestimmten Geschwindigkeit, bei dieser aber in jeder an sich möglichen Configuration sich in mittlerem Gleichgewichtszustande befinden. Wenn, abgesehen von Bewegungswiderständen, die Configuration des Regulators durch eine vorübergehende Kraftwirkung verändert wird, so kehrt er beim Aufhören der letzteren im ersten Falle in seine frühere Gleichgewichtslage zurück, im zweiten nicht. Indem also das Gleichgewicht des Regulators in jenem Falle stabil, in diesem indifferent ist, könnten die Regulatoren dieser zwei Arten selbst als stabile und indifferente unterschieden werden; doch ist es üblich geworden, sie mit Reuleaux bezw. als statische und astatische Regulatoren zu bezeichnen. Während jene den allgemeinen, stellen diese einen Grenzfall dar; sie würden nur einem Uebergangsfalle, nämlich zum Falle des labilen Gleichgewichtes entsprechen, wenn solches nicht von vornherein als unzulässig hier ausgeschlossen wäre.

Zu näherer Erläuterung des bemerkten Artunterschiedes diene das folgende Beispiel, das zugleich als ideale, aller Nebenumstände entkleidete Ausführung eines sogenannten, demnächst noch eingehender zu besprechenden, Centrifugalregulators von Interesse ist: Fig. 109. Mit der verticalen

Axe  $OC$  der Regulatorwelle sei die ebene Curve  $OA$  so verbunden, dass ihre durch  $OC$  gehende Ebene zusammen mit der Regulatorwelle rotirt.

Fig. 109.



Auf dieser Curve sei ohne Reibung ein materieller Punkt von der Masse  $m$  beweglich, dessen Lagenänderung die Bewegung des Stellzeuges vermittelt. Die Lage  $A$  dieses Punktes in der Entfernung  $HA=y$  von der Axe  $OC$  ist dann bei der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle eine Gleichgewichtslage, wenn die Resultante der auf den Punkt wirkenden Kräfte, nämlich der im Sinne  $CO$  wirkenden Schwerkraft  $=mg$  und der im Sinne  $HA$  wirkenden Centrifugalkraft  $=m\omega^2y$  in die Richtung der Normale  $CA$  für den Punkt  $A$

der Leitcurve fällt, wenn also, unter  $\alpha$  den Winkel  $OCA$  und unter  $h = y \cot \alpha$  die Subnormale  $CH$  verstanden,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y}{h} \qquad \operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega^2 y}{g} \quad \text{oder} \quad \omega^2 = \frac{g}{h} \dots \dots \dots (2)$$

ist. Indem hiernach das Gleichgewicht einen mit wachsendem Werthe von  $\omega$  abnehmenden Werth von  $h$  erfordert, mit wachsender Winkelgeschwindigkeit aber der materielle Punkt durch die entsprechend vergrößerte Centrifugalkraft weiter von der Axe weg getrieben wird, so ist ein solcher Regulator statisch, wenn die Subnormale der Leitcurve im Sinne von  $O$  gegen  $A$ , nämlich mit wachsender Entfernung des betreffenden Punktes von der Axe  $OC$  abnimmt, wie es z. B. dann der Fall ist, wenn die Leitcurve ein Kreisbogen mit dem Mittelpunkte  $C$  oder allgemeiner ein nach oben concaver Ellipsenbogen mit der Hauptaxe  $OC$  ist. Ist aber diese Curve eine Parabel mit der Hauptaxe  $OC$ , so ist die Subnormale constant  $=p$ , entsprechend mit  $OH=x$  der Parabelgleichung:  $y^2 = 2px$ . Nach Gl. (2) ist dann das Gleichgewicht nur für die Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{h}} = \sqrt{\frac{g}{p}}$$

möglich, für diese aber bei jeder Lage  $A$  des materiellen Punktes; der Regulator ist astatisch. Wäre endlich die Leitcurve ein nach oben concaver Hyperbelbogen mit  $OC$  als Hauptaxe, so würde mit wachsender Winkelgeschwindigkeit, also wachsender Entfernung des Punktes  $A$  von der Axe, die Subnormale  $h$  selbst wachsen im Widerspruch mit Gl. (2).

Das Gleichgewicht des materiellen Punktes an einer gewissen Stelle  $A$  wäre labil; bei geringster Störung desselben würde er sich bis zum Scheitelpunkte  $O$ , bezw. bis zum äussersten Punkte der Leitcurve bewegen. Die Vorrichtung wäre als Regulator nicht brauchbar.

Die relative Lage der Glieder eines Regulators oder seine Configuration (z. B. die Lage des materiellen Punktes in seiner Leitcurve für den durch Fig. 109 dargestellten idealen Fall) ist zwischen zwei Grenzlagen veränderlich, die als obere und untere Grenzlage unterschieden werden mögen, beziehungsweise entsprechend dem Maximum und Minimum von  $\omega$ . Ist dann insbesondere bei mittlerem Gleichgewichtszustande der Werth von  $\omega$  für die obere Grenzlage =  $\omega'$ , für die untere =  $\omega''$ , so würde der Ausdruck

$$\delta = 2 \frac{\omega' - \omega''}{\omega' + \omega''} \dots \dots \dots (3)$$

als Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators, nämlich analog §. 92 als der durch ihn noch zugelassene Ungleichförmigkeitsgrad der Bewegung der betreffenden Maschine bezeichnet werden können, wenn die Configurationsänderung des Regulators ohne Widerstand und bei irgend einer bestimmten Aenderung des Gesamtwiderstandes der Maschine ohne Schwingungen stets nur in ebenso bestimmtem Sinne, die Geschwindigkeitsänderung der Maschine selbst ohne Schwankungen in entsprechendem Sinne stattfände; denn bei der Zufälligkeit des Gesetzes, nach welchem sich  $\omega$  hier zwischen den Grenzen  $\omega'$  und  $\omega''$  ändert, ist das arithmetische Mittel =  $\frac{\omega' + \omega''}{2}$

am einfachsten und passendsten als Mittelwerth von  $\omega$  zu betrachten. Mit Rücksicht darauf aber, dass sich der Regulator entgegen gewissen Bewegungswiderständen jenen Grenzlagen nähert, wird thatsächlich (immer noch abgesehen von Schwingungen) die obere bei einer Winkelgeschwindigkeit der Regulatorwelle erreicht, die etwas  $> \omega'$ , die untere bei einer solchen, die etwas  $< \omega''$  ist, und zwar kann erstere =  $\omega' \left(1 + \frac{\epsilon'}{2}\right)$ , letztere =  $\omega'' \left(1 - \frac{\epsilon''}{2}\right)$  gesetzt werden, falls der von seiner Configuration möglicherweise abhängige Unempfindlichkeitsgrad des Regulators für die obere Grenzlage =  $\epsilon'$ , für die untere =  $\epsilon''$  ist. Hiernach ist der resultirende Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zu setzen:

$$A = 2 \frac{\omega' \left(1 + \frac{\epsilon'}{2}\right) - \omega'' \left(1 - \frac{\epsilon''}{2}\right)}{\omega' + \omega''} = \delta + \frac{\omega' \epsilon' + \omega'' \epsilon''}{\omega' + \omega''} \dots (4).$$

105.  
dass  
otirt.  
mate-  
glich,  
Stell-  
ktes  
OC  
der  
wenn  
nden  
nden  
HA  
die  
kt A  
unter  
  
(2)  
von  
win-  
serte  
ein  
rve  
ung  
e es  
ittel-  
der  
OC,  
Pa-  
nur  
  
der  
con-  
nder  
von  
(2).

Uebrigens pflegt die Grösse  $\varepsilon$ , wenn überhaupt, dann doch nur wenig mit der Lage des Regulators veränderlich zu sein, und wenn deshalb  $\varepsilon' = \varepsilon'' = \varepsilon$  gesetzt wird, unter  $\varepsilon$  nöthigenfalls einen Mittelwerth verstanden, so ist nach Gl. (4):

$$A = \delta + \varepsilon \dots \dots \dots (5).$$

Bei einem astatischen Regulator ist  $\omega' = \omega''$ , also  $\delta = 0$  und  $A = \varepsilon$  so klein wie möglich. Indessen wird dieser Vorzug durch grössere Uebelstände mehr als aufgewogen, wie folgende Ueberlegung erkennen lässt. Wenn von einem solchen Zustande aus gerechnet, wobei sich der Regulator in mittlerem Gleichgewichtszustande befindet, die Geschwindigkeit der Maschine und somit  $\omega$  in Folge einer eingetretenen Minderung des Gesamtwiderstandes wächst, so kommt der Regulator, sobald  $\omega$  bis  $\omega_1$  gewachsen ist, in Wirksamkeit, d. h. in relative Bewegung solchen Sinnes, dass durch die entsprechende Bewegung des Stellzeuges der Zufluss motorischer Substanz und somit die mittlere Grösse der Triebkraft vermindert wird. Hat diese Verminderung einen solchen Grad erreicht, dass dadurch ein neuer Beharrungszustand der Maschine ermöglicht wird mit einer mittleren Geschwindigkeit, für welche sich der Regulator bei seiner augenblicklichen Configuration in mittlerem Gleichgewichtszustande befände, so ist thatsächlich doch  $\omega$  in diesem Augenblicke noch grösser, als der jenem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Werth, weil die betreffende Lage des Regulators unter Ueberwindung eines gewissen ihm eigenthümlichen Bewegungswiderstandes erreicht werden musste. Der Regulator bleibt also vorläufig noch in relativer Bewegung im Sinne gegen die obere Grenzlage hin um so mehr, als die der Geschwindigkeit dieser relativen Bewegung entsprechende lebendige Kraft seiner beweglichen Glieder einen plötzlichen Stillstand nicht zulässt; auch kommt dabei in Betracht, dass die Reibung im Zustande der Bewegung meistens wesentlich kleiner, als bei beginnender Bewegung ist und dass deshalb nach Beginn der relativen Bewegung des Regulators ein gewisser Theil der bis dahin vom Bewegungswiderstande aufgehobenen bewegendenden Kraft zur Beschleunigung und somit zur Erzeugung jener relativen lebendigen Kraft des Regulators selbst dann disponibel werden würde, wenn  $\omega$  gar nicht über  $\omega_1$  hinaus zunähme. So kann es der Fall sein, dass, wenn endlich der Zustand relativer Ruhe erreicht ist, der Regulator bereits so weit über seine den veränderten Umständen im Beharrungszustande entsprechende Gleichgewichtslage hinaus gelangte, dass in Folge des jetzt übermässig verminderten Zuflusses motorischer Substanz der entsprechende Werth von  $\omega$  schon kleiner, als der



betreffende Grenzwert  $\omega_2$ , somit alsbald eine rückgängige Relativbewegung des Regulators die nothwendige Folge ist. Bei ihr machen ähnliche Umstände in umgekehrtem Sinne sich geltend, und kann es so geschehen, dass der Regulator dauernd zwischen zwei Grenzlagen hin und her geht und entsprechend die Geschwindigkeit der Maschine zwischen zwei Grenzwerten schwankt um so mehr, je mehr der Regulator seine den veränderten Umständen entsprechende Gleichgewichtslage überschreiten kann, am meisten also jedenfalls bei astatischen Regulatoren, bei denen solche Lagenänderung nur durch Bewegungswiderstände und nicht zugleich durch Gleichgewichtsstörung der übrigen Kräfte erschwert ist. In der That hat sich bei der Anwendung astatischer Regulatoren vielfach ein unruhiger Gang der Maschine als Uebelstand gezeigt, und sind ihnen deshalb in neuerer Zeit statische Regulatoren mit zwar passend verkleinerten, niemals aber bis Null verkleinerten Werthen von  $\delta$  mit Recht vorgezogen worden. Die denselben nicht sehr passend beigelegte Bezeichnung: „pseudoastatische Regulatoren“ rührt daher, dass es bei ihrer Construction ursprünglich beabsichtigt war, dem Zustande eines indifferenten mittleren Gleichgewichtes so viel wie möglich nahe zu kommen, und dass es irriger Weise als ein Mangel betrachtet wurde, wenn dies nur unvollkommen gelang.

Ist auch diese vorläufige Erörterung der Mangelhaftigkeit eines astatischen Regulators durchaus nicht erschöpfend, insofern dabei namentlich von der Art seiner Verbindung mit dem Stellzeuge und vom Einflusse der Trägheit der bewegten Massen der zu regulirenden Maschine selbst abstrahirt wurde, so darf doch die Verwerflichkeit eines vollkommen astatischen Regulators auch ohne weitere Prüfung wenigstens dann schon jetzt als unzweifelhaft gelten, wenn sein astatischer Charakter auf solchen Umständen beruht, dass er durch die geringfügigste Unvollkommenheit seiner Ausführung oder nachträglich eintretende Aenderung seiner Verhältnisse in einen als Regulator offenbar ganz unbrauchbaren Mechanismus mit labilem relativem Gleichgewichtszustande übergehen könnte. —

Hinsichtlich der Art, wie ein Regulator mit dem Stellzeuge verbunden wird, sind zwei Fälle zu unterscheiden:

a) Der Regulator ist in zwangläufiger Verkettung mit dem Stellzeuge, so dass die Stellungsänderung des letzteren nur durch entsprechende Aenderung der Configuration des ersteren herbeigeführt werden kann, die daher auch zwischen weiteren Grenzen veränderlich sein muss, entsprechend einerseits der vollständigen Absperrung und andererseits dem Maximum der Zuflussöffnung oder der Zuflussdauer der motorischen Substanz, z. B. bei Dampfmaschinen der ganz geöffneten Drosselklappe oder dem Maximum

des Füllungsgrades. Indem ein solcher Regulator selbst das Stellzeug bewegt, kann er *direct* wirkend genannt werden.

b) Bei normaler Geschwindigkeit ist der Regulator und überhaupt die Maschine ausser Verbindung (kinematischer Verkettung) mit dem Stellzeuge, und es wird (bei üblicher Anordnung: siehe §. 122) diese Verbindung nur dadurch hergestellt, dass in Folge einer kleinen Geschwindigkeitsänderung die zwischen engen Grenzen veränderliche Configuration des Regulators die eine oder andere Grenze erreicht. Indem also ein solcher nicht selbst das Stellzeug bewegt, sondern nur die zu regulirende Maschine oder auch einen besonderen Hilfsmotor zwingt, dies zu thun, ist er als *indirect* wirkend zu bezeichnen.

Denkt man z. B. bei dem oben besprochenen idealen Centrifugalregulator (Fig. 109) den materiellen Punkt  $A$  durch eine starre Linie mit einem in der Regulatoraxe  $OC$  beweglichen Punkt  $B$  verbunden, der etwa als eine mit der Regulatorwelle prismatisch gepaarte Hülse materiell ausgeführt sein mag, so ist dieser Regulator *direct* wirkend, wenn die Hülse z. B. vermittle einer ihre Halsnuth umgreifenden Gabel unmittelbar und beständig mit dem Stellzeuge verkettet ist, so dass jede Verschiebung der Hülse eine entsprechende Lagenänderung des Stellzeuges zur Folge hat; dagegen ist der Regulator *indirect* wirkend, wenn etwa die Hülse, zwischen gewissen Grenzlagen unabhängig vom Stellzeuge verschieblich, in diesen Grenzlagen selbst die Kuppelung der Regulatorwelle mit dem einen oder anderen Endgliede eines Wendegetriebes vermittelt, so dass dadurch von der Regulatorwelle aus die Bewegung des Stellzeuges im einen oder anderen Sinne bewirkt wird.

Mit Rücksicht darauf, dass die Configurationsänderung eines *indirect* wirkenden Regulators nur durch seine eigenen Bewegungswiderstände, nicht zugleich durch diejenigen des Stellzeuges erschwert wird und dass auch diese Aenderungen zwischen weit engeren Grenzen stattfinden, ist sowohl sein Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  wie auch (bei Voraussetzung eines mehr oder weniger statischen Charakters) sein Ungleichförmigkeitsgrad  $\lambda$  kleiner, als für einen *direct* wirkenden unter übrigens gleichen Umständen. Abgesehen davon indessen, dass der Ungleichförmigkeitsgrad  $\lambda$  des Regulators selbst von demjenigen des Ganges der durch ihn regulirten Maschine unterschieden werden muss, welcher letzterer in Folge grösserer Geschwindigkeitschwankungen beim Uebergange aus einem Beharrungszustande in einen anderen hier grösser, als bei einem *direct* wirkenden Regulator sein kann, pflegt letzterer schon seiner grösseren Einfachheit wegen meistens vorgezogen zu werden. Ist aber der Bewegungswiderstand des Stellzeuges von

beträchtlicher Grösse, wie z. B. bei hydraulischen Kraftmaschinen behufs Aenderung der Aufschlagwassermenge durch Verstellung der Schütze, so ist die indirecte Wirkung vorzuziehen und kaum vermeidlich. Jedenfalls ist dabei in noch höherem Grade, als bei directer Wirkung, ein hinlänglich statischer Charakter, d. h. genügende Stabilität des Regulators unerlässlich, weil die sonst nach obiger Auseinandersetzung zu befürchtende beständige Schwankung desselben zwischen zwei Grenzlagen und der Maschine zwischen zwei Grenzgeschwindigkeiten (nicht zu verwechseln mit der unvermeidlichen Geschwindigkeitsänderung in den einzelnen Perioden bei periodischem Gange) dann um so leichter eintreten würde, je enger die Grenzen sind, zwischen denen hier die Configuration des Regulators veränderlich ist, und ausserdem deshalb schädlicher wäre, weil hier durch die Kuppelung der Regulatorwelle mit dem Stellzeuge im einen oder anderen Sinne nicht nur das mässige Arbeitsvermögen des Regulators selbst, sondern das grosse Arbeitsvermögen der ganzen Maschine zu ungehöriger Bewegung des Stellzeuges disponibel werden kann. Selbst die Verminderung der Stabilität durch solche demnächst näher zu besprechende Einrichtungen, wie sie den sogenannten pseudoastatischen Regulatoren eigenthümlich und bei directer Wirkung vortheilhaft sind, würde bei indirecter Wirkung durch nichts begründet sein, da der Ungleichförmigkeitsgrad  $\Delta$  wegen Kleinheit des Unterschiedes zwischen  $\omega'$  und  $\omega''$  für die wenig verschiedenen Grenzlagen des Regulators hier fast gar nicht vom Stabilitätsgrade abhängt. —

Diesen allgemeinen Bemerkungen über die Eigenschaften direct oder indirect wirkender Regulatoren lag zunächst die Voraussetzung einer solchen Einrichtung zum Grunde, durch welche die regulirende Wirkung lediglich von der augenblicklich stattfindenden Configuration des Regulators an sich abhängig gemacht wird, unabhängig davon, ob ihre Abweichung von der mittleren Configuration in der Zunahme oder Abnahme begriffen ist. Indessen sind auch und zwar sowohl direct wie indirect wirkende Regulatoren so eingerichtet worden, dass sie nur dann reguliren, nämlich Bewegung des Stellzeuges direct oder indirect bewirken, wenn und so lange ihre Configuration sich von der mittleren entfernt, wobei die Erwägung zum Grunde liegt, dass die störenden Geschwindigkeitsschwankungen beim Uebergange von einem Beharrungszustande in einen anderen grossen Theils dadurch verursacht werden, dass der Regulator in unverändertem Sinne den Zufluss der motorischen Substanz auch dann noch zu ändern fortfährt, wenn, nachdem durch seine Vermittelung die zu gross oder zu klein gewordene Geschwindigkeit wieder zur Abnahme oder Zunahme, also zur Annäherung

an die Normalgeschwindigkeit gebracht worden ist, er selbst gegen die Mittellage hin zurückgeht. Je nachdem letzteres der Fall ist, oder aber nur bei Vergrößerung des Unterschiedes der Configuration des Regulators von der mittleren die entsprechende Bewegung des Stellzeugs bewirkt wird, kann er als zweiseitig oder einseitig, doppelt oder einfach wirkend bezeichnet werden, auch mit Bodemer und Müller-Melchior's\* als continuirlich oder intermittirend wirkend. Ein Regulator der letzteren Art muss selbst dann, wenn er indirect wirkend angeordnet wird, Configurationsänderungen zwischen weiteren Grenzen gestatten, womit dann auch ein weniger statischer Charakter nicht als ebenso unmotivirt ausgeschlossen zu werden braucht wie bei indirect continuirlicher Wirkung. —

Ausser den im Vorhergehenden besprochenen Umständen kommen zur Beurtheilung der Eigenschaften eines Regulators namentlich noch in Betracht: die Möglichkeit und Leichtigkeit der Adjustirung, d. h. der Umstand, ob und wie die zugehörige Normalgeschwindigkeit  $\omega$  den Umständen entsprechend verändert werden kann, und ferner die Energie. Was diese letztere Eigenschaft betrifft, so wurde schon früher hervorgehoben, dass ein Regulator, um in Wirksamkeit zu kommen, einen um so grösseren Widerstand zu überwinden vermag, je mehr auf Empfindlichkeit verzichtet, ein je grösserer Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  also zugelassen wird. Indem aber  $\varepsilon$  über eine gewisse Grenze hinaus nicht wachsen darf und doch der Regulator, wenigstens bei directer Wirkung, einen möglichst grossen Widerstand zu überwinden im Stande sein soll, ist das Verhältniss dieses Widerstandes  $W$  zum Unempfindlichkeitsgrade  $\varepsilon$  als ein Maass der Fähigkeit zu betrachten, mit gewisser Empfindlichkeit der Wirkung einen gewissen Widerstand überwinden zu können, und es werde dieses Verhältniss:

$$E = \frac{W}{\varepsilon} \dots \dots \dots (6)$$

als die Energie des Regulators bezeichnet, indem dabei  $W$  als reducirter Bewegungswiderstand des Regulators verstanden wird, reducirt nämlich (d. h. angreifend und im entgegengesetzten Bewegungssinne des Angriffspunktes wirkend) auf die Hülse, überhaupt auf das bewegliche Glied, das bei directer Wirkung unmittelbar, bei indirecter mittelbar die Bewegung des Stellzeugs veranlasst. Namentlich im ersten Falle ist die Brauchbarkeit des Regulators in hohem Grade durch einen möglichst grossen Werth von  $E$  bedingt. —

\* Dingler's polytechnisches Journal, 1876, Bd. 222, S. 505.

Schliesslich ist zu bemerken, dass die lediglich statischen Eigenschaften eines tachometrischen Regulators, die durch seine Energie, seinen Unempfindlichkeits- und Ungleichförmigkeitsgrad zu mathematischem Ausdrucke gebracht werden, das Verhalten und den Werth desselben nur unvollständig bestimmen, dass vielmehr zu vollständiger Beurtheilung wesentlich auch die mechanische Untersuchung des Gesetzes gehört, nach welchem bei eingetretener Störung des Gleichgewichtes zwischen Triebkraft und Widerstand (Nutz- und Bewegungswiderstand) der Uebergang aus dem früheren in einen neuen Beharrungszustand des Regulators selbst und der durch ihn zu regulirenden Maschine sich vollzieht; denn es kann der Fall sein, dass dieser Uebergang mit solchen Schwingungen des Regulators und Schwankungen der Maschinengeschwindigkeit verbunden ist, dass der Unterschied zwischen grösster und kleinster Geschwindigkeit bei diesen Schwankungen und somit der entsprechende Ungleichförmigkeitsgrad wesentlich grösser ist, als derjenige, der dem früheren und dem neuen Beharrungszustande entspricht. Die erschöpfende Untersuchung dieses Einflusses eines Regulators auf den Gang der betreffenden Maschine ist mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden, indem dabei ausser seinem Stabilitätsgrade und der directen oder indirecten, continuirlichen oder intermittirenden Wirkung, deren Eigenthümlichkeiten durch jene Untersuchung erst in volles Licht gesetzt werden können, noch manche andere Umstände wesentlich mit in Betracht kommen, insbesondere die Trägheit der Massen des Regulators selbst und der zu regulirenden Maschine, ferner die Art, wie Triebkräfte und Widerstände eventuell von der Maschinengeschwindigkeit abhängen, und die Art der Einwirkung des Stellzeuges auf den Zufluss der motorischen Substanz, somit auch das Gesetz, nach welchem die Grösse der Triebkraft von der Lage des Stellzeuges abhängt. So sehr sich deshalb auch die Erfindung auf dem Gebiete des Maschinenbaues seit Jahren mit besonderer Vorliebe den Regulatoren für Kraftmaschinen zugewendet und eine nur schwer übersehbare reichhaltige Literatur zur Folge gehabt hat, so sind dabei doch fast nur die kinematischen und statischen Eigenschaften in Betracht gezogen worden, während die mechanische Untersuchung viel weniger ausgebildet ist, und zwar hauptsächlich in allgemeinen Zügen von J. Lüders\* und nach seinem Vorgange mit specielleren Anwendungen auf bestimmte Fälle von L. Kargl.\*\* Im Folgenden soll es sich zunächst um eine übersichtliche Classification und Rücksichtnahme auf die statischen

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1865, S. 402.

\*\* Der Civilingenieur, Jahrgang 1871, S. 265 und S. 385; Jahrgang 1873, S. 422.

Eigenschaften der Regulatoren handeln, bevor auf die mechanische Untersuchung der tachometrischen und besonders der Centrifugalregulatoren in einem letzten Abschnitte eingegangen wird, der indessen auf erschöpfende Behandlung keinen Anspruch macht. Beispiele von indirecter und von intermittirender Wirkung werden vorher in §. 122 und in §. 123 besprochen.

#### a. Dynamometrische Regulatoren.

##### §. 106. Regulatoren, welche durch dieselbe Ursache in Thätigkeit gesetzt werden, die den Widerstand ändert.

Wegen grösstmöglicher Unmittelbarkeit ihrer Wirkung könnten solche Regulatoren auf den ersten Blick als die vollkommensten erscheinen, indem es denkbar ist, dass durch die Gleichzeitigkeit der Aenderung des Widerstandes und der durch den Regulator vermittelten, von derselben Ursache herrührenden Aenderung der bewegenden Kraft eine Geschwindigkeitsänderung ganz verhindert wird. Indessen ist zu berücksichtigen, dass eine solche nicht nur von einer Aenderung des Widerstandes, sondern auch von einer Aenderung der bewegenden Kraft herrühren kann, z. B. bei Windrädern als Folge veränderlicher Windstärke, bei hydraulischen Kraftmaschinen in Folge veränderlichen Gefälles, bei Dampfmaschinen wegen ungleichmässiger Feuerung und entsprechender Verdampfung im Kessel, oder wenn eine Dampfmaschine die Wirkung einer variablen anderen Triebkraft nur ergänzen, z. B. eine Schiffsmaschine den veränderlichen Winddruck auf die Segel unterstützen soll. Aenderungen der Geschwindigkeit, die von solchen Aenderungen der Triebkraft herrühren, würden durch entsprechende Aenderung der Zuflussmenge der motorischen Substanz (bedingt bei Windrädern durch die bedeckte Flügelfläche, bei hydraulischen Motoren durch die Schützenöffnung, bei Dampfmaschinen durch die Oeffnung des Zulassventils oder durch den Expansionsgrad des Dampfes) zu compensiren sein, werden aber thatsächlich durch Regulatoren von der hier in Rede stehenden Art nicht verhindert oder rückgängig gemacht, so dass diese schon deshalb nur in solchen Fällen nützliche Anwendung finden können, in denen es, wie bei Dampfschiffen, weniger auf Einhaltung einer Normalgeschwindigkeit, als auf den Schutz der Maschine gegen die schädliche Wirkung schnell eintretender und bedeutender Aenderungen des Widerstandes ankommt. Ausserdem liegt es in der Natur der Sache, dass ein Regulator dieser Art im Allgemeinen nur gegen eine einzige Ursache der Aenderung des Widerstandes empfindlich ist, während dergleichen

besonders bei Kraftmaschinen, die ausgedehnte Gruppen von Arbeitsmaschinen zu treiben haben, thatsächlich sehr mannigfach sich geltend machen können.

Hiernach ist es erklärlich, wenn Regulatoren dieser Classe, so viel bekannt, bisher nur bei Schiffsdampfmaschinen praktische Anwendung gefunden haben. Es handelt sich hier darum, dass, wenn durch Schlingern des Schiffes (Drehung um eine Längsaxe) ein Schaufelrad allzu tief in das Wasser eingetaucht wird, somit einen schnell und beträchtlich vergrösserten Widerstand findet, sofort durch dieselbe Ursache das Dampfzulassventil weiter geöffnet, oder wenn durch das Stampfen des Schiffes (Drehung um eine Queraxe) die Schiffsschraube theilweise aus dem Wasser gehoben wird und dadurch die Maschine in beschleunigte Bewegung zu kommen droht, sofort das Ventil mehr geschlossen werde. Das zu bewirken ist auf zweierlei Weise versucht worden: durch ein mit der Drosselklappe verbundenes schweres Pendel, das dieselbe entsprechend dreht, indem es, beständig fast ganz vertical hängend, den Schwankungen des Schiffes relativ folgt, sowie auch durch Jensen's sogenannten Marine Governor, einen in der Schiffswand befestigten, nach aussen und innen offenen Cylinder mit einem darin anschliessend beweglichen, mit der Drosselklappe verbundenen Kolben, dessen Gleichgewichtslage durch den von aussen wirkenden veränderlichen hydrostatischen Druck und durch einen von innen wirkenden, mit der Einwärtsbewegung des Kolbens zunehmenden Federdruck bedingt wird.

§. 107. Regulatoren, die durch Aenderungen des Widerstandes  
in Thätigkeit kommen.

Haben auch solche Regulatoren nicht die mangelhafte Einseitigkeit der in §. 106 besprochenen, nur gegen eine bestimmte Ursache der Widerstandsänderung empfindlich zu sein, so theilen sie doch mit ihnen den Mangel, dass sie solche Geschwindigkeitsänderungen nicht hindern oder rückgängig machen, die von einer Aenderung der Triebkraft herrühren. Von einer bestimmten oder zwischen engen Grenzen liegenden Normalgeschwindigkeit kann deshalb auch bei ihnen nicht die Rede sein.

Wenn freilich der Widerstand, wie z. B. bei Schiffen, eine Function der Geschwindigkeit ist, so könnte es scheinen, dass Regulatoren dieser Art mittelbar auch durch Triebkraftänderungen bedingte Geschwindigkeitsänderungen reguliren könnten, indem dieselben durch die entsprechenden Widerstandsänderungen auf den Regulator einwirken. In der That aber ist das deshalb nicht der Fall, weil der Widerstand, wenn er überhaupt von

der Geschwindigkeit abhängt, dann jedenfalls gleichzeitig mit ihr ab- und zunehmen wird, der Regulator aber natürlich so eingerichtet sein muss, dass er bei zu- oder abnehmendem Widerstande auch die Triebkraft im ersten Falle vergrössert, im zweiten verkleinert. Nähme nun letztere selbständig z. B. ab, so würde entsprechend die Geschwindigkeit und damit der Widerstand abnehmen, der Regulator folglich die Triebkraft noch mehr verkleinern und somit das Uebel noch vergrössern.

Jedenfalls müsste, wenn der Regulator wenigstens eine von einer Widerstandsänderung herrührende Geschwindigkeitsänderung vollkommen verhindern soll, seine Verbindung mit dem Stellzeuge so eingerichtet werden, dass eine gewisse Aenderung des Widerstandes gerade eine solche Aenderung der Triebkraft zur Folge hat, wie sie der Bedingung gleich bleibender Geschwindigkeit entspricht, was im Allgemeinen auf einfache Weise kaum zu erreichen sein, wenigstens eine gewisse Leitcurve nöthig machen wird, deren Construction die Kenntniss des Abhängigkeitsgesetzes zwischen der Grösse des Widerstandes und der Configuration des Regulators einerseits, sowie zwischen der Grösse der Triebkraft und der Lage des Stellzeuges andererseits voraussetzt.

Die in Vorschlag gebrachten Regulatoren dieser Classe beruhen darauf, dass die Transmissionswelle, durch welche die Nutzarbeit der Kraftmaschine auf die von ihr zu treibenden Arbeitsmaschinen übertragen wird, an geeigneter Stelle unterbrochen ist und beide Theile  $A, A'$  durch eine elastische Kuppelung verbunden sind. Eine Grössenänderung des Widerstandes hat eine entsprechende Formänderung jener elastischen Kuppelung und somit eine relative Verdrehung der coaxialen Wellenstücke  $A, A'$  zur Folge, die durch Uebertragung auf das Stellzeug zur Regulirung benutzt werden kann. Je nach der besonderen Beschaffenheit der elastischen Kuppelung und der Art, wie die relative Verdrehung der Wellenstücke  $A, A'$  die Lagenänderung des Stellzeuges bedingt, sind verschiedene Anordnungen möglich.

Nach einem Vorschlage von Poncelet z. B., der die in Rede stehenden Regulatoren im Princip zuerst angegeben hat, trägt das eine der Wellenstücke  $A, A'$  am Ende eine Scheibe mit hervorragenden Stiften, die sich gegen radial gerichtete Stahlfedern am Ende des anderen stützen. Nahe dieser Stelle sind auf  $A$  und  $A'$  zwei gleiche Zahnräder  $B$  und  $B'$  coaxial befestigt, die in kleinere, unter sich gleich grosse Getriebe  $r, r'$  auf einer parallel mit  $AA'$  gelagerten Welle  $B$  eingreifen. Von diesen Getrieben ist nur das eine, etwa  $r$  auf  $B$  befestigt, das andere  $r'$  aber durch ein Schraubenpaar mit  $B$  verbunden, indem die Welle  $B$  an betreffender Stelle ein Schraubengewinde und die Nabe von  $r'$  das entsprechende



Muttergewinde enthält. Wenn also mit  $R, R', r, r'$  zugleich die Theilriss-halbmesser der betreffenden Räder bezeichnet werden, so hat eine relative Verdrehung der Wellenstücke  $A, A'$  und somit der Räder  $R, R'$  um den Winkel  $\alpha$  eine relative Verdrehung von  $r'$  gegen  $r$  und somit gegen die Welle  $B$  um den Winkel

$$\frac{R}{r} \alpha = \frac{R'}{r'} \alpha$$

zur Folge und dadurch, wenn  $s$  die Steigung des Schraubenpaares bedeutet, eine Axialverschiebung des Rades  $r'$  auf der Welle  $B$  im Betrage

$$\frac{R}{r} \frac{\alpha}{2\pi} s,$$

die zur Bewegung des Stellzeuges in ähnlicher Weise benutzt werden kann, wie die Verschiebung der Hülse eines Centrifugalregulators auf der Regulatorwelle (§. 105), und zwar in solchem Sinne, dass bei Vergrößerung des Widerstandes auch die Triebkraft, bezw. ihre durchschnittliche Arbeitsstärke vergrößert, bei Verkleinerung jenes auch diese verkleinert, und so ein möglichst gleichförmiger Gang der Maschine erhalten wird. Natürlich muss das Getriebe  $r'$  hinlänglich breit sein, um trotz seiner Axialverschiebung längs der Welle  $B$  mit dem Rade  $R'$  in Eingriff zu bleiben.

Sofern aber die Gleichförmigkeit des Ganges auch durch eine Aenderung der Triebkraft gestört werden kann, ist zu bemerken, dass dabei ein solcher Regulator nicht nur wirkungslos, sondern von schädlicher Wirkung wäre. Denn die Gestaltsänderung der elastischen Kuppelung findet in gleichem Sinne, somit auch die Axialverschiebung des Rades  $r'$  auf der Welle  $B$  in gleichem Sinne statt, mag der Widerstand mit entsprechender Geschwindigkeitsabnahme oder die Triebkraft mit entsprechender Geschwindigkeitszunahme wachsen; in beiden Fällen wird der Regulator eine Zunahme der Triebkraft, bezw. ihrer mittleren Arbeitsstärke bewirken und somit im zweiten Falle die Geschwindigkeit nur noch mehr vergrößern.

Um diesen Uebelstand zu vermeiden, könnte man die Anordnung des Regulators so abändern, dass ohne Unterbrechung der Transmission zwischen der Kraft- und den Arbeitsmaschinen von ihr eine Welle  $A$  abgezweigt wird, die vermittels elastischer Kuppelung die damit coaxiale, jetzt aber ausser Verbindung mit einer Arbeitsmaschine stehende, vielmehr nur ein Schwungrad oder überhaupt eine Masse von beträchtlichem Trägheitsmomente tragende Welle  $A'$  zu treiben hat. Bei gleichförmigem Gange der Maschine entspricht dann der die Gestalt der Kuppelung bestimmende Widerstand im Wesentlichen nur der Reibung dieser Welle in ihren Lagern. Nimmt

aber die Geschwindigkeit der Maschine aus irgend einem Anlasse zu oder ab, so nimmt auch jener Widerstand zu oder ab um den Betrag der Kraft, die zu entsprechender Beschleunigung der Welle  $A'$  aufzuwenden ist, bezw. durch ihre Verzögerung auf die Welle  $A$  übertragen wird. Die Kuppelung erfährt somit eine Gestaltsänderung von entgegengesetztem Sinne im einen oder anderen Falle, die ebenso, wie vorhin bemerkt wurde, zur Regulirung benutzt werden kann. Indem ein solcher Regulator durch die Beschleunigung oder Verzögerung der Maschine in Wirksamkeit käme, bildete er den Uebergang von den durch geänderten Widerstand in Function kommenden dynamometrischen zu den durch geänderte Geschwindigkeit in Function kommenden tachometrischen Regulatoren; indem aber solche Wirkung in gleicher Weise stattfände, wie gross auch die Anfangsgeschwindigkeit sein mag, von welcher aus die Beschleunigung oder Verzögerung beginnt, so würde nach wie vor von einer Normalgeschwindigkeit auch bei solchen Regulatoren nicht die Rede sein können. Auf demselben Princip beruht ein von Siemens angegebener Regulator,\* nur mit dem Unterschiede, dass statt der elastischen Kuppelung eine Zahnradkette benutzt wird, bestehend aus je einem gleichen auf  $A$  und  $A'$  fest sitzenden Kegelarade und einem in beide zugleich eingreifenden conischen Zwischenrade, das nicht fest gelagert, sondern in Verbindung mit dem Stellzeuge zwischen Grenzen beweglich ist; durch die Erfordernisse des ungestörten Zahneingriffes wird dann aber diese Beweglichkeit enger begrenzt, als die Veränderlichkeit der Form einer elastischen Kuppelung.

## b. Tachometrische Regulatoren.

### 1. Interferenz-Regulatoren.

#### §. 108. Wesen und Eigenschaften im Allgemeinen.

Das Princip dieser Regulatoren ist folgendes. Von zwei Maschinentheilen  $A$  und  $B$  ist der eine  $A$  in zwangsläufiger Verkettung mit der zu regulirenden Maschine, so dass seine Geschwindigkeit derjenigen der Maschine selbst stets in demselben Verhältnisse proportional bleibt, während die Geschwindigkeit des anderen Theiles  $B$ , der sich nicht in zwangsläufiger

\* G. Herrmann: Die Mechanik der Zwischenmaschinen (zweite Auflage der 1. Abtheilung des 2. Theils von Weisbach's Ingenieur- und Maschinen-Mechanik), §. 204.

Verkettung mit der Maschine befindet, oder wenigstens eine Componente dieser Geschwindigkeit constant ist. Durch Interferenz der Bewegungen von  $A$  und  $B$ , beziehungsweise der Bewegung von  $A$  und der constanten Bewegungscomponente von  $B$ , wird dann einem Gliede  $C$  eine Bewegung ertheilt, die im einen oder anderen Sinne stattfindet, jenachdem die Geschwindigkeit von  $A$  über oder unter einem gewissen Werthe liegt, welcher der Normalgeschwindigkeit der Maschine entspricht und für den die Bewegung von  $C = \text{Null}$  ist. Indem das Glied  $C$  zwangsläufig mit dem Stellzeuge verkettet wird, vermittelt es einen vermehrten oder verminderten Zufluss der motorischen Substanz, jenachdem die Geschwindigkeit der Maschine unter jene Normalgeschwindigkeit sinkt oder sich darüber erhebt.

Regulatoren dieser Art sind astatisch und direct wirkend. Durch Aenderung der constanten Geschwindigkeit bezw. Geschwindigkeitscomponente des Gliedes  $B$  können sie leicht verschiedenen Normalgeschwindigkeiten der Maschine angepasst werden.

Abgesehen von verschiedenen Einrichtungen des Interferenzmechanismus, der dazu dient, die Bewegung des Gliedes  $C$  durch Interferenz der Bewegungen von  $A$  und  $B$  zu Stande zu bringen, und der im einfachsten Falle ein einzelnes Elementenpaar  $A, B$  sein kann, dessen Element  $B$  eine constante und eine veränderliche Bewegungscomponente hat und hinsichtlich der letzteren selbst als das Glied  $C$  verwendet wird, sind verschiedene Fälle namentlich insofern zu unterscheiden, als dem Gliede  $B$  seine gleichförmige Bewegung bezw. Bewegungscomponente entweder selbständig durch einen besonderen Motor, z. B. durch ein Uhrwerk, oder aber durch die zu regulirende Maschine mitgetheilt wird unter Benutzung ähnlicher Hilfsmittel, wie sie bei Uhrwerken Verwendung finden, um ihren Gang von der Grösse der Triebkraft fast unabhängig zu machen.

Der Umstand, dass der Reibungswiderstand des Interferenzmechanismus eine Art von Kuppelung bildet, wodurch die Bewegung des Gliedes  $B$  von der des Gliedes  $A$  und somit vom Gange der Maschine etwas beeinflusst wird, würde als Nachtheil nicht zu betrachten sein, wenn dadurch nur die Gleichförmigkeit der Bewegung von  $B$  im Sinne der Bewegung von  $A$  etwas gestört, somit der astatische Charakter des Regulators in den eines etwas statischen verwandelt und nicht zugleich die Empfindlichkeit desselben vermindert würde. Kann auch letzterer Einfluss durch Vergrößerung des zur Bewegung des Gliedes  $B$  disponiblen Arbeitsvermögens der Hilfsmaschine oder der zu regulirenden Maschine selbst herabgezogen werden, so sind doch dergleichen Regulatoren besonders wegen Mangels genügender Einfachheit zu ausgedehnter Verwendung nicht gekommen.

## §. 109. Beispiele.

1. Bei dem speciell für Wasserräder bestimmten Regulator der Gebrüder Laukner ist die Wasserradwelle auf ihrer Verlängerung mit Schraubengewinde versehen, während die Nabe eines kleinen Hilfswasserrades das entsprechende Muttergewinde enthält; letzteres Rad rotirt bei constantem Gefälle, constanter Aufschlagwassermenge und bei constantem Bewegungswiderstande mit constanter Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  um die gemeinsame Axe. Ist nun auch die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  des zu regulirenden Hauptwasserrades  $A = \omega_0$ , so bleibt das Hilfsrad  $B$  in relativer Ruhe gegen dasselbe; ist aber  $\omega$  von  $\omega_0$  verschieden, so erhält  $B$  gegen  $A$ , unter  $s$  die Steigung des Schraubenpaares verstanden, eine Axialverschiebung mit der Geschwindigkeit:

$$v = (\omega - \omega_0) \frac{s}{2\pi}$$

im einen oder anderen Sinne, jenachdem  $\omega - \omega_0$  positiv oder negativ ist, die dann leicht zu entsprechender Stellungsänderung der Schütze des Hauptrades  $A$  benutzt werden kann. Zur Adjustirung für eine andere Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  bedarf es nur einer Aenderung des Aufschlagwasserquantums des kleinen Hilfswasserrades.

Durch den in solchem Falle beträchtlichen Widerstand des Stellzeuges wird indessen bei  $\omega \geq \omega_0$  der Widerstand des regulirenden Rades  $B$  vergrößert, während die Reibung im Schraubengewinde eine Art von Kuppelung zwischen  $A$  und  $B$  bildet, wodurch entweder die Triebkraft des Hilfswasserrades  $B$  unterstützt oder sein Widerstand noch mehr vergrößert wird, jenachdem  $\omega > \omega_0$  oder  $\omega < \omega_0$  ist. Bei zunehmender Geschwindigkeit  $\omega$  von  $A$  werden sonach zwar die Reibung des Stellzeuges einerseits und die Reibung im Gewinde andererseits sich theilweise in ihrer störenden Einwirkung auf die Gleichförmigkeit des Ganges von  $B$  aufheben, bei abnehmender Geschwindigkeit des Hauptrades aber muss auch die Geschwindigkeit von  $B$  wesentlich abnehmen, weshalb weder auf sehr kleinen Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$ , noch auf kleinen Ungleichförmigkeitsgrad  $\lambda$  (§. 105) zu rechnen sein wird, falls nicht das Hilfsrad  $B$  und seine Aufschlagwassermenge ungebührlich gross gemacht werden.

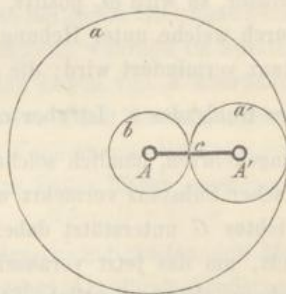
2. Sehr sinnreich, allerdings auch der wünschenswerthen Einfachheit ermangelnd, ist der hierher gehörende Pendelregulator von Cohen, David und Siama. Ein um die Axe  $A$  einer fest gelagerten Welle drehbares, innen verzahntes und aussen mit einer umlaufenden Rinne ver-

sehenes Rad  $a$  (Fig. 85) wird durch eine umgelegte Schnur von der zu regulirenden Maschine angetrieben; indem es aber durch eine Spiralfeder mit einem um  $A$  drehbaren Steigrade verbunden ist, das durch Cylinderhemmung (siehe später) vermittels eines schweren Pendels in gleichförmig absetzender Bewegung erhalten wird, ist seine eigene Bewegung eine stetige Rotation um  $A$  mit nur periodisch etwas veränderlicher, im Mittel aber constanter Winkelgeschwindigkeit  $\omega_a$ , während die Schnur im einen oder anderen Sinne in der Rinne relativ gleitet, wenn die Geschwindigkeit der Maschine grösser oder kleiner, als diejenige ist, welcher ohne Gleitung dieser Schnur und unabhängig vom Pendel die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_a$  des Rades  $a$  entsprechen würde. Um die Axe  $A$  ist ferner unabhängig vom Rade  $a$  ein aussen verzahntes

kleineres Rad  $b$  drehbar, welches, indem es zwangsläufig mit der Maschine verkettet ist, um  $A$  mit einer der Maschinengeschwindigkeit proportionalen Winkelgeschwindigkeit  $\omega_b$  rotirt. Unabhängig von  $a$  und  $b$  ist endlich um  $A$  drehbar ein Hebel  $c$ , der das zugleich in  $a$  und  $b$  eingreifende Zahnrad  $a'$  trägt, indem er damit durch ein Drehkörperpaar, dessen Axe  $A'$  parallel  $A$ , gepaart ist. Der Hebel, mit horizontaler Mittellage zwischen zwei Grenzlagen schwingend, die der gänzlichen Absperrung und dem Maximalzuflusse der motorischen Substanz entsprechen, ist über  $A'$  hinaus verlängert zu denken; an dieser Verlängerung, die seine Verkettung mit dem Stellzeuge vermittelt, ist er durch ein Gewicht  $G$  belastet, das ihn im Sinne vermehrten Zuflusses der motorischen Substanz zu drehen strebt.

Die in §. 108 mit  $A$ ,  $B$  und  $C$  bezeichneten Glieder sind hier beziehungsweise das Rad  $b$ , das Rad  $a$  und der Hebel  $c$ ; die Winkelgeschwindigkeit, womit sich  $c$  um die Axe  $A$  dreht, sei  $= \omega_c$  und zwar algebraisch verstanden, nämlich positiv oder negativ gesetzt, jenachdem der Drehungssinn mit demjenigen des Rades  $b$  oder mit demjenigen des Rades  $a$  übereinstimmend ist. Die Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_b$  und  $\omega_a$  der letzteren, von denen mit Bezug auf Fig. 85 das Rad  $b$  links herum,  $a$  rechts herum rotirt, sind absolut verstanden. Aus §. 64, Gl. (4) folgt dann mit  $a' = b'$  und indem  $a$  und  $\omega_a$  durch  $-a$  und  $-\omega_a$  ersetzt werden (entsprechend der inneren Verzahnung von  $a$  und seinem Drehungssinne, der dem des Rades  $b$  und dem des Hebels bei positivem Werthe von  $\omega_c$  entgegengesetzt ist):

Fig. 85.



$$\omega_b - \omega_c = \frac{a}{b} (\omega_a + \omega_c)$$

$$(a + b) \omega_c = b \omega_b - a \omega_a,$$

unter  $a$  und  $b$  hier die Theilrissbahnmesser der gleich bezeichneten Räder verstanden. Für  $\omega_b = \frac{a}{b} \omega_a$  ist  $\omega_c = 0$ , d. h. der Hebel in Ruhe. Wird  $\omega_b$  grösser, so wird  $\omega_c$  positiv, entsprechend einer solchen Drehung des Hebels, durch welche unter Hebung des Gewichtes  $G$  der Zufluss motorischer Substanz vermindert wird; die Schnur gleitet dabei vorseilend in der Rinne des Hohlrades  $a$ . Ist aber  $\omega_b < \frac{a}{b} \omega_a$ , so ist  $\omega_c$  negativ, entsprechend einer umgekehrten, nämlich solchen Drehung des Hebels  $c$ , dass der Zufluss motorischer Substanz vermehrt wird; die Arbeit der Schwere des sinkenden Gewichtes  $G$  unterstützt dabei das Arbeitsvermögen des schwingenden Pendels, um das jetzt vorseilende relative Gleiten des Rades  $a$  gegen die Schnur ohne wesentliche Störung der Pendelschwingungen zu ermöglichen.

Durch Veränderung der Pendellänge lässt sich dieser Regulator leicht für verschiedene Normalgeschwindigkeiten der Maschine, entsprechend verschiedenen Werthen von  $\omega_a$ , einrichten; auch ist seine Empfindlichkeit ohne Zweifel genügend. Bei der Ausführung ist es rathsam, den Hebel  $c$  nicht unmittelbar mit dem Stellzeuge zu verketten, sondern vermittels eines anderen um  $A$  drehbaren Hebels, der von jenem mit Hilfe eines Stiftes am einen, in einen Schlitz am anderen eingreifend, mitgenommen wird. Bei passender Länge dieses Schlitzes kann es erreicht werden, dass der Hebel  $c$  um einen kleinen Winkel drehbar ist, ohne auf das Stellzeug zu wirken, dass also insbesondere bei periodischem Gange der Maschine der Regulator nicht schon durch die Geschwindigkeitsänderungen in den einzelnen Perioden, sondern erst durch Änderungen der mittleren Periodengeschwindigkeit in Wirksamkeit kommt.

## 2. Hydraulische Regulatoren.

### §. 110. Wesen und Eigenschaften im Allgemeinen.

Das Wesen dieser Regulatoren besteht darin, dass die Gleichgewichtslagen eines in verticaler Richtung beweglichen und mit dem Stellzeuge verbundenen Körpers  $K$  abhängig gemacht werden von den Mengen einer gewissen Flüssigkeit, die gleichzeitig von der Maschine in einen unter  $K$  befindlichen Gefässraum gefördert werden und aus einer Oeffnung in der

Wand des Gefäßes ausfließen. Indem erstere proportional der Geschwindigkeit der zu regulirenden Maschine ist, wird der Regulator statisch oder astatisch, jenachdem die einer gewissen Zeit entsprechende Ausflussmenge fraglicher Flüssigkeit von der Lage des Körpers  $K$  abhängig oder, z. B. entsprechend einer constanten Belastung von  $K$ , constant gemacht wird; denn aus dem Umstande, dass im Gleichgewichtszustande die Mengen gleichzeitig ein- und ausfließender Flüssigkeit einander gleich sind, ergibt sich im ersten Falle die Höhenlage des Körpers  $K$  bei mittlerem Gleichgewichtszustande abhängig von der Maschinengeschwindigkeit, während im zweiten Falle ein mittlerer Gleichgewichtszustand in allen Lagen von  $K$  überhaupt nur bei einer einzigen Geschwindigkeit möglich ist. Nach den allgemeinen Erörterungen in §. 105 ist es in diesem letzteren Falle unerlässlich (übrigens auch bei den selteneren Ausführungen des ersten Falles bisher geschehen), den Regulator direct wirkend anzuordnen.

Die Adjustirung für verschiedene Normalgeschwindigkeiten der Maschine kann bei statischen Regulatoren von solcher Art durch Aenderung der Beziehung zwischen der Höhenlage des Körpers  $K$  und der pro Secunde ausfließenden Flüssigkeitsmenge, bei astatischen durch Aenderung dieser Flüssigkeitsmenge selbst, nämlich dort durch die Aenderung der Ausflussöffnung, bezw. des Ausflusswiderstandes, hier entweder ebenso oder durch Aenderung der Belastung des Körpers  $K$  geschehen. Dies wird deutlicher aus den folgenden Beispielen von Wasser- und Luftregulatoren, als welche, jenachdem die ihre Wirkung vermittelnde Flüssigkeit Wasser oder Luft ist, die hier in Rede stehenden Regulatoren unterschieden werden können.

#### §. 111. Beispiele.

1. Bei dem als Schwimmerregulator zu bezeichnenden statischen Wasserregulator ist der im vorigen Paragraph allgemein mit  $K$  bezeichnete Körper ein Schwimmer, steigend und sinkend mit der freien Wasseroberfläche in einem Behälter, in den die Maschine vermittle einer kleinen Pumpe beständig Wasser fördert, das durch eine Oeffnung im Boden oder durch ein Ansatzrohr wieder ausfließt, insbesondere z. B. behufs fortgesetzter Circulation in den Saugebehälter der Pumpe zurückfließt. Ist  $h$  die Höhe der freien Wasseroberfläche im Behälter über dem Schwerpunkte der Ausflussmündung, bezw. über dem Unterwasserspiegel, so ist unter übrigens gegebenen Umständen die Ausflussmenge pro Secunde proportional  $\sqrt{h}$ , während die gleichzeitig in den Behälter geförderte, im Beharrungs-

zustande ebenso grosse Wassermenge proportional der Maschinengeschwindigkeit  $\omega$  ist. Sind also  $h'$  und  $h''$  die Grenzwerte von  $h$ , so ist nach §. 105, Gl. (3) und (5) der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators:

$$A = 2 \frac{\sqrt{h'} - \sqrt{h''}}{\sqrt{h'} + \sqrt{h''}} + \varepsilon.$$

Das Spiel des Schwimmers ist etwas  $< h' - h''$  mit Rücksicht darauf, dass er, wenn er entgegen dem Bewegungswiderstande steigt, etwas tiefer, wenn er sinkt, etwas weniger tief eingetaucht ist, als bei mittlerem, nur durch Eigengewicht, Belastung und Auftrieb bedingtem Gleichgewichtszustande. Durch Aenderung der Ausflussöffnung oder des hydraulischen Bewegungswiderstandes im Ausflussrohre mit Hülfe eines Hahnes oder dergleichen kann das Verhältniss der Ausflussmenge pro Secunde zu  $\sqrt{h}$  verändert und somit der Regulator verschiedenen Normalgeschwindigkeiten der Maschine angepasst werden.

2. Der Regulator von Schiele ist ein astatischer Wasserregulator. Eine Centrifugalpumpe drückt dabei Wasser in einen verticalen Cylinder unter einen mit etwas Spielraum darin beweglichen beschwerten Kolben  $K$ , so dass das Wasser durch jenen Spielraum zwischen Kolben und Cylinderwand hindurch und in den Saugebehälter der Pumpe zurückfliesst. Der Gleichgewichtszustand des schwebenden Kolbens ist dadurch bedingt, dass die den specifischen Druck desselben auf seine Unterfläche messende Wassersäulenhöhe

$$h = (1 + \varepsilon) \frac{v^2}{2g}$$

ist, unter  $\varepsilon$  einen hydraulischen Widerstandscoefficienten und unter  $v$  die Geschwindigkeit verstanden, mit der das Wasser den ringförmigen Spielraum durchströmt. Indem hier  $h$  bei mittlerem Gleichgewichtszustande und bei gegebener Belastung des Kolbens constant,  $v$  aber dem pro Secunde von der Pumpe gelieferten Wasserquantum, also der Maschinengeschwindigkeit proportional ist, erfordert das Gleichgewicht unabhängig von der augenblicklichen Lage des Kolbens eine ganz bestimmte solche Geschwindigkeit, die indessen mit  $h$ , also mit der Kolbenbelastung variirt werden kann.

3. Im Princip von gleicher Wirkungsweise, wie der so eben besprochene Schiele'sche Regulator, ist der astatische Luftregulator von Molinié, der namentlich zur Regulirung von Wasserrädern Verwendung gefunden hat. Ein durch Krummzapfen von der Maschine betriebener doppelter Blasebalg fördert einen stetigen Luftstrom in einen Raum, der von einem unteren festen, einem oberen auf- und abwärts beweglichen Boden und



einem beide verbindenden, in Falten gelegten Ledermantel gebildet wird. Der obere Boden als der im vorigen Paragraph mit  $K$  bezeichnete Körper ist durch ein Gewicht beschwert und mit Auslassventilen für die eingeblasene Luft versehen; er steht in directer Verbindung mit dem Stellzeuge. Die Anpassung an verschiedene Normalgeschwindigkeiten wird durch Hubänderung der Auslassventile bewirkt.

### 3. Windflügel-Regulatoren.

#### §. 112. Wesen und Eigenschaften im Allgemeinen.

Der Windflügelregulator ist nicht zu verwechseln mit dem Windfange, wodurch bei Uhrwerken, deren gleichförmiger Gang ihr einziger oder Hauptzweck ist, der Widerstand bei zu- oder abnehmender Geschwindigkeit vergrößert oder verkleinert wird. Während dabei der Luftwiderstand rotirender Windflügel von vergleichbarer Grösse mit der Triebkraft ist und deshalb seine Aenderung den Gang des Uhrwerkes unmittelbar und wesentlich zu beeinflussen vermag, ist er hier von sehr kleiner Grösse im Vergleich mit der Triebkraft, so dass er nur mittelbar von ausreichender Wirkung sein kann.

In der Art dieser Wirkung stehen die Windflügelregulatoren den Centrifugalregulatoren am nächsten. In beiden Fällen wird eine von der Geschwindigkeit der Maschine abhängige Kraft (dort der Luftwiderstand, hier die Fliehkraft) benutzt, um in Verbindung mit einer anderen entgegenwirkenden von der Maschinengeschwindigkeit unabhängigen Kraft (Schwerkraft oder Federkraft) die Gleichgewichtslagen des direct oder indirect mit dem Stellzeuge verbundenen Regulatorgliedes, z. B. der auf der Regulatorwelle gleitenden Hülse zu bedingen. Beide Arten von Regulatoren können je nach ihrer Anordnung statisch oder astatisch sein.

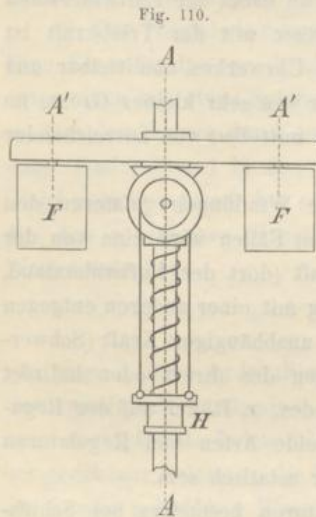
So viel bekannt, sind Windflügelregulatoren besonders bei Schiffsdampfmaschinen mit Erfolg angewendet worden. Wegen veränderlicher Lage der Maschinentheile gegen die verticale Richtung muss dabei die Federkraft statt der Schwerkraft als mitwirkende Kraft benutzt werden.

Wenn die um die Axe  $A$  der Regulatorwelle rotirenden Windflügel als materielle ebene Flächen  $F$  (ebene Platten von kleiner Dicke) ausgeführt werden, die um Axen  $A'$  parallel  $A$  drehbar und in verschiedenen Lagen feststellbar sind, so kann die Adjustirung für verschiedene Normalgeschwindigkeiten der Maschine in allen Fällen durch Aenderung des Winkels zwischen den Ebenen  $F$  und  $AA'$  bewirkt werden.

Durch Vergrößerung der Flügelfläche  $F$  wird zwar die Energie des Regulators vergrößert, aber auch gleichzeitig der durch ihn eingeführte Widerstand, also Verlust an Arbeitsvermögen der Maschine, und zwar in höherem Grade, als es bei Centrifugalregulatoren durch eine in gleicher Absicht stattfindende Vergrößerung der rotirenden Masse geschieht. Mit Rücksicht hierauf kann die Unterstützung der Energie durch ein mit dem Windflügelrade verbundenen Schwungrad von Vortheil sein, namentlich dann, wenn es sich, wie bei Schiffsmaschinen, um ihren Schutz gegen den schädlichen Einfluss sehr schnell eintretender Geschwindigkeitsänderungen handelt.

### §. 113. Beispiele.

1. Windflügelregulator von Silver.\* — Auf einer durch die Maschine in Rotation versetzten Welle (Regulatorwelle), deren Axe  $A$  (Fig. 110)



nicht vertical zu sein braucht, sitzt relativ drehbar ein kleines Schwungrad mit seitwärts hervorragenden rechteckigen Windflügeln  $F$ , die durch Drehung um ihre mit  $A$  parallelen Axen  $A'$  unter verschiedenen Winkeln gegen die Ebenen  $AA'$  eingestellt werden können. Mit der Nabe des Schwungrades ist coaxial ein kleines Kegelrad fest verbunden, eingreifend in zwei andere, unter sich gleiche Kegelräder, die um je einen beiderseits von einer Verstärkung der Regulatorwelle hervorstehenden Zapfen drehbar sind. Diese letzteren Räder sind coaxial mit Kettenrollen fest verbunden, deren Ketten, bei den einander stets entgegengesetzten Drehungen der Rollen sich gleichzeitig auf- oder abwickelnd, auf die Hülse  $H$  ziehend

wirken entgegen dem Drucke einer Spiralfeder, welche, die Regulatorwelle umgebend, am anderen Ende sich gegen ihre erwähnte Verstärkung stützt.

Bei mittlerem Gleichgewichtszustande der Hülse rotiren die Räder gemeinschaftlich mit der Regulatorwelle ohne sich auf einander abzuwälzen, indem das Schwungrad, trotzdem es nicht fest mit der Welle verbunden

\* Siehe den Aufsatz von J. Lüders „über die Regulatoren“ in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1861, S. 65, sowie auch dieselbe Zeitschrift, 1860, S. 20.

ist, doch dieselbe Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  mit ihr besitzt. Dieser Zustand ist bedingt durch die Gleichheit des Federdruckes auf die Hülse und des entgegengesetzt gerichteten auf sie reducirten Luftdruckes gegen die Windflügel. Ebenso wie der Luftwiderstand an sich, ist er auch nach Reduction auf die Hülse nur von  $\omega$  abhängig, da das Reductionsverhältniss bei vorliegender Anordnung von der Stellung der Hülse unabhängig ist; indem aber von dieser der Federdruck wesentlich abhängt, ist der Regulator statisch. Angenähert astatisch kann er dadurch gemacht werden (Construction von Hamilton), dass die Kettenrollen und Ketten durch Kurbeln und Kurbelstangen ersetzt werden in solcher Anordnung, dass das Uebertragungsverhältniss des Luftwiderstandes von den Flügeln auf die Hülse mit deren Stellung entsprechend dem Drucke der Feder sich ändert. Ein vollkommen astatischer solcher Regulator könnte durch die Substitution von passend gekrümmten Spiralscheiben für die runden Kettenrollen oder einfacher dadurch erzielt werden, dass, was freilich nur bei stationären Maschinen angeht, unter Beibehaltung des der Anordnung gemäss Fig. 110 entsprechenden constanten Uebertragungsverhältnisses die Feder durch ein die Hülse belastendes Gewicht ersetzt würde.

Nimmt die Geschwindigkeit der Maschine zu, so wächst der Luftwiderstand, das Gleichgewicht zwischen ihm und dem Drucke der Feder oder des Belastungsgewichtes auf die Hülse wird gestört, und wenn der einseitig überschüssige Druck auf dieselbe gross genug ist, um den jetzt entwickelten Reibungswiderstand des Stellzeuges überwinden zu können, so erfolgt die Verschiebung der Hülse im Sinne einer Verstärkung des Federdruckes, bezw. Hebung des Belastungsgewichtes, wobei eine relative Drehung des Schwungrades gegen die Regulatorwelle in solchem Sinne stattfindet, dass ersteres gegen letztere zurückbleibt. Diese Wirkung wird unterstützt, also die Empfindlichkeit des Regulators erhöht durch die Trägheit des Schwungrades, vermöge welcher dasselbe schon sofort bei zunehmender Geschwindigkeit  $\omega$  der Welle hinter ihr zurückzubleiben strebt. Gerade umgekehrt verhält es sich, wenn  $\omega$  unter die dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Normalgeschwindigkeit sinkt. Dadurch, dass sonach durch Vergrösserung des Schwungrades die Empfindlichkeit des Apparates, die Schnelligkeit seiner Wirkung beliebig erhöht werden kann, ohne dass dabei ein allzu grosser permanenter Widerstand eingeführt wird, wie es der Fall wäre, wenn man denselben Zweck durch übermässige Vergrösserung der Flügel bei entsprechender Verstärkung der Feder erreichen wollte, sind die günstigen Erfolge zu erklären, die bei Schiffsmaschinen mit diesem Regulator erzielt wurden.

- Zu näherer Erklärung seiner Wirkung sei bezeichnet mit:
- $m$  die Anzahl der Flügel, deren Fläche  $= F$ ,
  - $a$  die Entfernung der Flügelmitte von der Wellenaxe (die Entfernung der Axen  $A$  und  $A'$ , Fig. 110),
  - $a_1$  der mittlere Radius des mit dem Schwungrädchen verbundenen Kegelrades,
  - $b$  der mittlere Radius der zwei anderen Kegelräder,
  - $b_1$  der Radius der mit diesen verbundenen Kettenrollen (allgemein  $\frac{b}{b_1}$  das Verhältniss der gleichzeitigen elementaren Wege der mittleren Theilkreise der betreffenden zwei Kegelräder und der Hülse  $H$ ),
  - $A$  das Trägheitsmoment des Schwungrädchens,
  - $\alpha$  der Absolutwerth der positiven oder negativen Winkelbeschleunigung, mit welcher die dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle bis zu den Werthen  $\omega_1$  und  $\omega_2$  zu- bzw. abnimmt, bei denen die Hülse im einen oder anderen Sinne in Bewegung kommt,
  - $Q$  die Belastung der Hülse durch Federkraft oder Schwerkraft,
  - $W$  der auf sie reducirte Bewegungswiderstand des Regulators selbst und namentlich des Stellzeuges.

Indem der Luftwiderstand für jeden Flügel, angreifend gedacht in der Axe  $A'$  normal zur Ebene  $AA'$ ,

$$= \vartheta \gamma F \frac{(a\omega)^2}{2g}$$

gesetzt werden kann, unter  $g$  die Beschleunigung der Schwere,  $\gamma$  das spezifische Gewicht der Luft und unter  $\vartheta$  einen nach Bd. I, §. 156 zu beurtheilenden Coefficienten verstanden, entspricht dem mittleren Gleichgewichtszustande bei der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  die Gleichung:

$$Q = m \vartheta \gamma F \frac{(a\omega)^2}{2g} \frac{a}{a_1} \frac{b}{b_1} \dots \dots \dots (1).$$

Indem aber die Belastung  $Q$  der Hülse in  $Q + W$  bzw.  $Q - W$  übergeht, wenn sie bei der mit der Winkelbeschleunigung oder Verzögerung  $\alpha$  bis  $\omega_1$  resp.  $\omega_2$  veränderten Winkelgeschwindigkeit der Welle in Bewegung kommt, ist ferner mit Rücksicht darauf, dass das Schwungrädchen seiner Beschleunigung oder Verzögerung mit dem Momente  $A\alpha$  Widerstand leistet:

$$Q + W = \left( m \vartheta \gamma F \frac{(a\omega_1)^2}{2g} + \frac{A\alpha}{a} \right) \frac{ab}{a_1 b_1}$$

$$Q - W = \left( m \vartheta \gamma F \frac{(a\omega_2)^2}{2g} - \frac{A\alpha}{a} \right) \frac{ab}{a_1 b_1}$$

und somit auch 
$$Q = m \vartheta \gamma F \frac{a^2 \omega_1^2 + \omega_2^2}{2g} \frac{ab}{a_1 b_1}.$$

Durch Vergleichung mit (1) folgt daraus:  $\omega_1^2 + \omega_2^2 = 2\omega^2 \dots \dots \dots (2)$

und hieraus mit  $\omega_1 - \omega_2 = \varepsilon \omega$ , also  $(\omega_1 - \omega_2)^2 = \varepsilon^2 \omega^2$

durch Subtraction:  $2\omega_1 \omega_2 = (2 - \varepsilon^2) \omega^2$ ,

daraus weiter durch Addition zu (2):  $\omega_1 + \omega_2 = \omega \sqrt{4 - \varepsilon^2}$ ,

wofür gesetzt werden kann:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{8}\right) = 2\omega \dots \dots \dots (3)$$

mit einem stets zu vernachlässigenden Fehler, sofern  $\varepsilon$  nur etwa  $= 0,05$  ist. Aus dieser (auch in anderen Fällen stets zulässigen) Gl. (3) und aus  $\omega_1 - \omega_2 = \varepsilon \omega$  nach §. 105, Gl. (1) folgt:

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = 2\varepsilon \omega^2 \dots \dots \dots (4)$$

und somit aus den obigen Gleichungen für  $Q + W$  und  $Q - W$  durch Subtraction und mit Rücksicht auf Gl. (1):

$$\begin{aligned} W &= \left( m \vartheta \gamma F \frac{a^2 \omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} + \frac{A\alpha}{a} \right) \frac{ab}{a_1 b_1} \\ &= \left( m \vartheta \gamma F \frac{(a\omega)^2}{2g} \varepsilon + \frac{A\alpha}{a} \right) \frac{ab}{a_1 b_1} = Q\varepsilon + \frac{Ab}{a_1 b_1} \alpha \dots \dots (5). \end{aligned}$$

Die Energie (§. 105) des Regulators:

$$E = \frac{W}{\varepsilon} = Q + \frac{Ab}{a_1 b_1} \frac{\alpha}{\varepsilon} \dots \dots \dots (6)$$

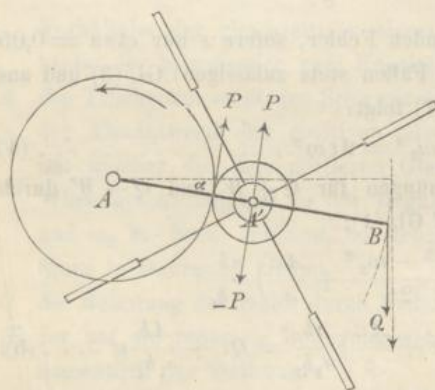
ist um so grösser, je grösser  $Q$  und  $A$  sind, und zwar wird durch das Trägheitsmoment  $A$  des Schwungrädchens um so mehr zur Vergrösserung der Energie beigetragen, je grösser  $\alpha$  ist. Insbesondere bei Dampfmaschinen von Seeschiffen, bei denen durch sehr schnelle Veränderung des Widerstandes in Folge des Einflusses der Wellen und der Schwankungen des Schiffes der Gang der Maschine entsprechend schnellen Aenderungen unterworfen sein kann, lässt sich deshalb von diesem Schwungrädchen eine vortheilhafte Wirkung erwarten.

Nach einer Bemerkung in §. 105 darf indessen  $A$  eine solche Grösse nicht erreichen, dass dadurch der Regulator schon gegen diejenigen Winkelbeschleunigungen der Regulatorwelle empfindlich würde, welche die Folge der Ableitung ihrer Bewegung von derjenigen der Kurbelwelle und der periodisch ungleichförmigen Rotation dieser letzteren sind. Ist also die mittlere Winkelgeschwindigkeit der Regulatorwelle  $n$ mal so gross, wie die der Kurbelwelle, und  $\delta$  für diese der Ungleichförmigkeitsgrad (§. 92) ihrer rotirenden Bewegung, so muss aus Gl. (5) sich  $\varepsilon$  wenigstens  $= \delta$

ergeben, wenn darin für  $\alpha$  das  $n$ -fache der grössten Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle gesetzt wird. Durch diese Forderung kann bei stationären Dampfmaschinen der Vortheil, den das Schwungrädchen zur Erhöhung der Energie dieses Regulators darbietet, sehr beschränkt werden.

2. Regulator von Reigers.\* — Um die Regulatorwelle, deren hier horizontale Axe wieder mit  $A$  bezeichnet sei, ist ein mit dem Stellzeuge

Fig. 111.



verketteter Rahmen drehbar (Fig. 111), der das Windflügelrad so trägt, dass dessen Drehaxe  $A'$  mit  $A$  in einer gewissen Entfernung  $AA' = p$  parallel ist; seine Rotation erhält es von der Regulatorwelle aus durch Zahnräder, die in Fig. 111 durch Kreise angedeutet sind. Der Rahmen ist ausserdem bei  $B$  in der Entfernung  $AB = q$  von  $A$  durch ein Gewicht belastet, das unter Einrechnung des auf diesen Punkt  $B$  reducirten Eigengewichtes des Rahmens sammt Flügelrad mit  $Q$  bezeichnet sei. Der Theilrissdruck  $P$ , den das auf der Regulatorwelle feste Rad auf das mit dem Flügelrade fest verbundene ausübt, kann ersetzt werden durch die gleich grosse und gleich gerichtete in  $A'$  angreifende Kraft  $P$  und durch ein Kräftepaar  $P, -P$ . Während letzteres im mittleren Gleichgewichtszustande des Regulators mit dem aus dem Luftdrucke auf die Flügel resultirenden Kräftepaare im Gleichgewicht ist, wird von der in  $A'$  angreifenden Kraft  $P$  der Rahmen in solcher Lage erhalten, dass für die Axe  $A$  das Moment von  $P$  dem entgegengesetzt drehenden Moment von  $Q$  gleich, dass also

$$Pp = Qq \cos \alpha$$

ist, unter  $\alpha$  den Neigungswinkel der Ebene  $AB$  gegen die Horizontalebene verstanden. Wenn die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle wächst, so wächst mit dem Luftwiderstande auch  $P$  und nach obiger Gleichung  $\cos \alpha$ , nimmt also  $\alpha$  ab; wird aber  $\alpha$  zwischen engen Grenzen veränderlich gemacht, etwa zwischen  $\alpha'$  und  $\alpha''$  so, dass  $\alpha'$  nahe = Null und selbst  $\alpha''$  ein kleiner Winkel ist, so sind auch die entsprechenden Grenzwerte  $\omega'$

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1870, S. 148.

und  $\omega''$  von  $\omega$  nur wenig verschieden, so dass dem Regulator bei übrigens statischem Charakter doch ein hinlänglich kleiner Ungleichförmigkeitsgrad  $A$  wird zuertheilt werden können. Derselbe kann noch mehr verkleinert, nämlich die Stabilität der mittleren Gleichgewichtslagen des Regulators in beliebigem Grade dadurch vermindert werden, dass das Eigengewicht des Rahmens mit dem Flügelrade durch ein Gegengewicht abbalancirt und sein Belastungsgewicht  $Q$  vermittels eines Zugkraftorganes an einer passend gekrümmten cylindrischen Endfläche des Rahmens (in Fig. 111 punktirt angedeutet) aufgehängt wird, um so den Hebelarm von  $Q$  in beliebiger Weise von  $\alpha$  abhängig zu machen. Wäre jene Auf- und Abwickelungsfläche des Zugkraftorganes eine Kreiscylinderfläche mit der Axe  $A$ , so wäre der Hebelarm von  $Q$  constant und der Regulator astatisch.

#### 4. Centrifugal-Regulatoren.

Das Princip dieser Regulatoren wurde schon in §. 112 im Allgemeinen angegeben. Sie sind in mannigfach verschiedenen Arten der Einrichtung und Ausführung bisher fast ausschliesslich angewendet worden, indem sie sich durch die verhältnissmässige Einfachheit auszeichnen, womit ihnen die im §. 105 im Allgemeinen besprochenen und im Folgenden für die Hauptrepräsentanten dieser Gruppe noch näher zu besprechenden Eigenschaften genügender Empfindlichkeit und Energie, hinlänglich kleiner Verschiedenheit der entsprechenden Grenzgeschwindigkeiten, meistens mit leichter Adjustirbarkeit für verschiedene Normalgeschwindigkeiten, ertheilt werden können.

#### §. 114. Watt'scher Regulator.

Mit der Regulatorwelle, deren Axe  $AA$ , Fig. 112, eine verticale Lage hat, sind durch Charniere, deren Axen  $C$  und  $C_1$  rechtwinklig gegen  $AA$  gerichtet sind, die Stangen  $CK$  und  $C_1K_1$  mit Kugeln an ihren Enden so verbunden, dass die Mittelpunkte  $K$  und  $K_1$  der Kugeln in einer durch  $AA$  gehenden und mit der Regulatorwelle rotirenden Ebene liegen. An diesen Kugelstangen ist vermittels der Hülsenstangen  $BE$  und  $B_1E_1$  die längs  $AA$  gleitende Hülse so aufgehängt, dass die Axen  $B$  und  $E$ ,  $B_1$  und  $E_1$  der betreffenden Charniere mit  $C$  und  $C_1$  parallel sind. Der ganze Mechanismus ist symmetrisch in Bezug auf die durch  $AA$  gehende mit den Charnieraxen parallele Ebene.

Es handelt sich zunächst um die Beziehung, die bei mittlerem Gleichgewichtszustande zwischen der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle und der Configuration des Regulators

stattfindet, die ihrerseits bestimmt ist durch den Neigungswinkel  $\alpha$  von  $CB$  oder  $\beta$  von  $EB$  gegen die Axe  $AA$ , indem diese zwei Winkel, wenn

$$CB = a, \quad EB = b, \quad CC_1 = 2c, \quad EE_1 = 2e$$

gesetzt wird, unter sich in der Beziehung stehen:

$$c + a \sin \alpha = e + b \sin \beta \dots \dots \dots (1).$$

Wenn dabei vorläufig von den untergeordneten Schwerkraften und Centrifugalkräften der Stangen abgesehen wird, so ist der fragliche Zustand bedingt durch das Gleichgewicht der Schwerkraften  $= G$  der Kugeln, der entsprechenden Centrifugalkräfte  $= F$  derselben und der constanten Belastung  $= Q$  der Hülse, die in die Componenten  $\frac{1}{2} Q$  und  $\frac{1}{2} Q$ , in  $E$  und  $E_1$  angreifend, zerlegt gedacht werde oder auch in die nach  $BE$  und  $B_1E_1$  gerichteten gleichen Kräfte

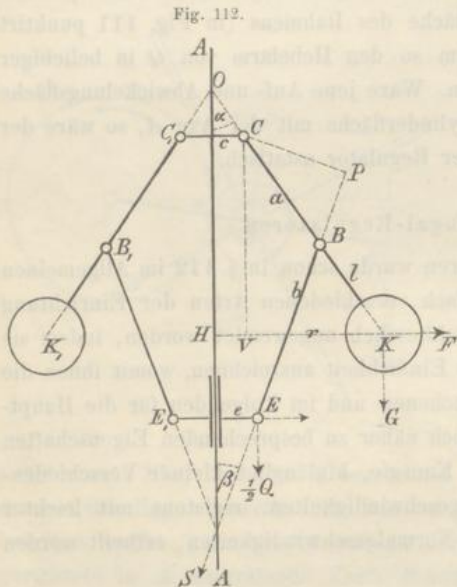


Fig. 112.

nebst zwei nach  $E_1E$  und  $EE_1$  gerichteten gleichen Kräften, die sich indessen gegenseitig aufheben und nicht weiter in Betracht kommen. Wegen der Symmetrie des Mechanismus bedarf es nur der Gleichgewichtsbedingung für seine Hälfte, die darin besteht, dass die algebraische Summe der Momente der in  $K$  angreifenden Kräfte  $F, G$  und der in  $E$  angreifenden nach  $BE$  gerichteten Kraft  $S$  in Beziehung auf die Axe  $C = \text{Null}$  sein muss, dass also, wenn in Fig. 112 die Gerade  $KH$  horizontal,  $CV$  vertical,  $CP$  normal zu  $BE$  ist, die Gleichung erfüllt wird:

$$S = \frac{1}{2} \frac{Q}{\cos \beta}$$

$F \cdot CV = G \cdot VK + S \cdot CP,$

d. i. mit  $CK = l$  und wegen  $F = \frac{G}{g} r \omega^2$  mit  $HK = r$ :

$$\frac{G}{g} r \omega^2 l \cos \alpha = G l \sin \alpha + \frac{1}{2} \frac{Q}{\cos \beta} a \sin (\alpha + \beta)$$

oder 
$$\frac{r \omega^2}{g} = \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{2} \frac{a}{l} \frac{Q}{G} (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) \dots \dots \dots (2).$$

§. 11  
Ist O  
so ka  
einfac  
bei w  
ist, u  
geord  
Weise  
Die S  
Mitte  
zwar  
wäre,  
ferner  
Wird  
Schwe  
rotiren  
Ebene  
riellen  
Masse  
des M  
punkte  
m dur  
wird,  
paarw  
ist, un  
ist sic  
wäre.  
gehen.  
Axe A  
wäre.



Ist  $O$  der Schnittpunkt von  $AA$  mit  $CB$ , und

$$OH = r \cotg \alpha = h,$$

so kann diese Gleichung auch geschrieben werden:

$$\omega^2 = \frac{g}{h} \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{a}{l} \frac{Q}{G} \frac{\tg \alpha + \tg \beta}{\tg \alpha} \right) \dots \dots \dots (3).$$

Für  $Q = 0$  geht sie in die Gleichung (2) von §. 105 über. Sie vereinfacht sich bei der üblichen rhombischen Anordnung des Regulators, bei welcher

$$c = e \text{ und } a = b, \text{ also } \alpha = \beta$$

ist, und somit:

$$\omega^2 = \frac{g}{h} \left( 1 + \frac{a}{l} \frac{Q}{G} \right) \dots \dots \dots (4).$$

Die Berichtigung dieser Gleichungen mit Rücksicht auf den untergeordneten Einfluss der Stangengewichte ist höchstens angenäherter Weise nöthig und mag geschehen auf Grund der Annahme:  $c = e = 0$ . Die Schwerkraft jeder dieser prismatischen Stangen ist dann eine in ihrer Mitte angreifende Vertikalkraft, die Centrifugalkraft aber eine Kraft, die zwar so gross ist, als ob die ganze Stangenmasse in ihrer Mitte vereinigt wäre,\* dabei aber in einem Punkte der Mittellinie angreift, dessen Entfernung von ihrem in  $AA$  liegenden Endpunkte  $= \frac{2}{3}$  der Länge ist. Wird also mit  $A$  die Schwerkraft einer Kugelstange  $CK$ , mit  $B$  die Schwerkraft einer Hülsenstange  $BE$  bezeichnet, und diese Kraft  $B$  in zwei

\* Wenn allgemein eine um eine Axe  $A$  mit der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  rotirende Masse  $= m$  symmetrisch ist in Bezug auf eine durch  $A$  gehende Ebene  $E$ , so ist die Centrifugalkraft jeder zu dieser Ebene senkrechten materiellen Geraden  $G$  der Masse  $m$ , deren Abstand von der Axe  $A = x$  und deren Masse  $= dm$  sei, in jeder Hinsicht identisch mit der Centrifugalkraft  $= \omega^2 x dm$  des Massenelementes  $dm$ , wenn es in dem in der Ebene  $E$  gelegenen Mittelpunkte  $P$  der Geraden  $G$  concentrirt gedacht und somit die körperliche Masse  $m$  durch eine materielle Fläche von gleicher Masse  $m$  in der Ebene  $E$  ersetzt wird, weil die zu dieser Ebene senkrechten elementaren Kraftcomponenten sich paarweise aufheben. Indem aber dann die resultirende Centrifugalkraft

$$= \omega^2 \int x dm = \omega^2 \xi m$$

ist, unter  $\xi$  den Schwerpunktsabstand der Masse  $m$  von der Axe  $A$  verstanden, ist sie ebenso gross, als ob diese Masse in ihrem Schwerpunkte  $S$  vereinigt wäre. Es würde auch ihre Richtungslinie durch den Schwerpunkt hindurch gehen, wenn, unter  $y$  und  $\eta$  die Abstände der Punkte  $P$  und  $S$  von einer zur Axe  $A$  senkrechten Ebene  $H$  verstanden,

$$\omega^2 \int x y dm = \omega^2 \xi \eta m$$

wäre. Wenn aber  $x'$  und  $y'$  dieselben Bedeutungen für die durch  $S$  gehende

gleiche in den Punkten  $B$  und  $E$  angreifende Componenten zerlegt, von denen letztere als Vergrößerung von  $Q$  zu betrachten ist, die Centrifugalkraft dieser Hülsenstange aber in zwei entsprechende Componenten, von denen die in  $B$  angreifende doppelt so gross wie die in  $E$  angreifende (durch eine gleiche in  $E_1$  angreifende Gegenkraft aufgehobene) Componente ist, so ergibt sich das corrigirte Moment der Schwerkraft  $G$  für die Axe  $C$

$$= Gl \sin \alpha + A \frac{l}{2} \sin \alpha + \frac{B}{2} a \sin \alpha = \left[ G + \frac{1}{2} \left( A + \frac{a}{l} B \right) \right] l \sin \alpha$$

und das corrigirte Moment der Centrifugalkraft  $F$

$$\begin{aligned} &= \frac{G}{g} r \omega^2 l \cos \alpha + \frac{A r}{g} \omega^2 \cdot \frac{2}{3} l \cos \alpha + \frac{B r a}{g} \omega^2 \cdot \frac{2}{3} a \cos \alpha \\ &= \frac{1}{g} \left[ G + \frac{1}{3} \left( A + \frac{a^2}{l^2} B \right) \right] r \omega^2 l \cos \alpha. \end{aligned}$$

Die Berücksichtigung der Schwerkraft und der Centrifugalkräfte der Stangen würde also in Gl. (2)–(4) die Vergrößerung von  $G$  in verschiedenem Betrage, nämlich um

$$\frac{1}{2} \left( A + \frac{a}{l} B \right) \text{ bzw. } \frac{1}{3} \left( A + \frac{a^2}{l^2} B \right)$$

erfordern, d. h. es müssten streng genommen die Formen dieser Gleichungen etwas geändert werden. Um sie in ihren oben entwickelten einfachen

mit  $A$  parallele Gerade  $A'$  und für die durch  $S$  gehende mit  $H$  parallele Ebene  $H'$  haben, wie  $x$  und  $y$  für  $A$  und  $H$ , so ist

$$\begin{aligned} \int xy \, dm &= \int (\xi + x') (\eta + y') \, dm \\ &= \xi \eta m + \xi \int y' \, dm + \eta \int x' \, dm + \int x' y' \, dm \\ &= \xi \eta m + \int x' y' \, dm \end{aligned}$$

und somit jene Bedingungsgleichung identisch mit der Gleichung:

$$\int x' y' \, dm = 0,$$

welche erfüllt ist, wenn die Masse  $m$  auch in Bezug auf die Ebene  $H'$  oder in Bezug auf die zu  $AA'$  senkrechte durch  $A'$  gehende Ebene symmetrisch ist.

Aus dieser Ueberlegung ergibt sich der Satz, dass 1) wenn eine um eine Axe rotirende Masse symmetrisch vertheilt ist in Bezug auf eine durch die Axe gehende Ebene, die Centrifugalkräfte eine Resultante haben, die in der Symmetrieebene liegt und ebenso gross ist, als ob die ganze Masse im Schwerpunkt vereinigt wäre; dass aber 2) diese Resultante auch durch den Schwerpunkt hindurch geht, wenn die Masse noch eine zweite Symmetrieebene hat, die auf der ersten senkrecht und zugleich entweder auf der Drehungsaxe senkrecht oder mit ihr parallel ist.

Bei dem hier in Rede stehenden Centrifugalregulator ist die Bedingung unter 1) erfüllt, sowohl für die Stangen, als für die Kugeln, die Bedingung unter 2) dagegen nur für letztere.

Formen beibehalten zu können, muss man sich begnügen, in  $G$  nur einen Mittelwerth jener Correctionen einzubegreifen, etwa das arithmetische Mittel:

$$G' = \frac{1}{12} \left[ 5A + \left( 3 + 2 \frac{a}{l} \right) \frac{a}{l} B \right] \dots \dots \dots (5)$$

z. B.

$$G' = \frac{5}{12} (A + 0,4 B) \text{ für } \frac{a}{l} = \frac{1}{2},$$

$$G' = \frac{5}{12} (A + B) \text{ für } \frac{a}{l} = 1.$$

Auch ist in  $Q$  die Hälfte des Gewichtes jeder Hülsenstange einzubegreifen, also

$$Q = B + H + Z$$

zu setzen, unter  $H$  das um das Eigengewicht der Hülse selbst vermehrte ihr etwa unmittelbar zuertheilte Belastungsgewicht und unter  $Z$  den Druck verstanden, den das Stellzeug in Folge der Schwerkkräfte seiner Glieder auf die Hülse ausübt, falls es nicht vorgezogen wird, diese Schwerkkräfte im Stellzeuge selbst abzubalanciren, um dem Regulator ein möglichst freies Spiel bei mittlerem Gleichgewichtszustande zu gewähren. —

Was ferner den Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  des Regulators betrifft, so sei nach §. 105 mit  $W$  der auf die Hülse reducirte Bewegungswiderstand, d. h. die Kraft bezeichnet, welche, an der Hülse im Sinne  $AA$  angreifend, die Reibung des Regulators selbst (der verschiedenen Charniere) und bei directer Wirkung die Reibung des Stellzeuges (bei indirecter den Einrückungswiderstand des Wendegetriebes) zu überwinden im Stande ist. Die Werthe  $\omega_1$  und  $\omega_2$ , bis zu welchen die dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle zu- oder abnehmen muss, um die Verschiebung der Hülse im einen oder anderen Sinne zur Folge zu haben, sind dann analog Gl. (3) durch die folgenden Gleichungen bestimmt:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{g}{h} \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{a}{l} \frac{Q + W \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{G \operatorname{tg} \alpha} \right) \\ \omega_2^2 &= \frac{g}{h} \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{a}{l} \frac{Q - W \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{G \operatorname{tg} \alpha} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6).$$

Daraus folgt  $\omega_1^2 + \omega_2^2 = 2\omega^2$  oder mit ausser Acht zu lassendem Fehler, nämlich mit Vernachlässigung von nur  $\frac{1}{8} \varepsilon^2$  gegen 1 gemäss §. 113, Gl. (3):

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega$$

und weiter mit

$$\omega_1 - \omega_2 = \varepsilon \omega:$$

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = 2\varepsilon \omega^2$$

oder nach den Gleichungen (6) und (3):

$$\frac{g a W}{h l G} \frac{tg \alpha + tg \beta}{tg \alpha} = \varepsilon \frac{g}{h} \left( 2 + \frac{a Q}{l G} \frac{tg \alpha + tg \beta}{tg \alpha} \right),$$

woraus für die Energie (§. 105) sich der Ausdruck ergibt:

$$E = \frac{W}{\varepsilon} = 2 \frac{l}{a} G \frac{tg \alpha}{tg \alpha + tg \beta} + Q \dots \dots \dots (7),$$

wachsend mit  $G$  und  $Q$ , übrigens abhängig von  $\alpha$ , also von der Configuration des Regulators. Bei rhombischer Anordnung ( $\alpha = \beta$ ) wird  $E$  unabhängig von  $\alpha$ , nämlich:

$$E = \frac{l}{a} G + Q \dots \dots \dots (8).$$

Die Steigerung der Energie durch Vergrößerung von  $Q$ , nämlich durch ein schweres Belastungsgewicht der Hülse, ist namentlich bei dem Porter'schen Regulator bezweckt, bei welchem übrigens  $l = a$  gemacht zu werden pflegt (durch Verlegung der Kugelmittelpunkte  $K$  und  $K_1$  in die Charnieraxen  $B$  und  $B_1$ , Fig. 112), so dass  $E = G + Q$  wird.

Insoweit die Verkleinerung eines solchen Belastungsgewichtes die Energie noch hinlänglich gross lässt, bietet es ein einfaches Mittel dar, um durch seine Aenderung den Regulator gemäss Gl. (3) oder (4) verschiedenen Normalgeschwindigkeiten  $\omega$  anzupassen. —

Der Ungleichförmigkeitsgrad  $A$  dieses Regulators mag nur für den gewöhnlichen Fall rhombischer Anordnung näher geprüft werden, indem dann  $\omega$  nach Gl. (4) umgekehrt proportional  $\sqrt{h}$  ist, unter  $h$  die Strecke  $OH$  in Fig. 112 verstanden, ergibt sich mit den Bezeichnungen:

$$\omega', h', \alpha' \text{ und } \omega'', h'', \alpha''$$

für die Werthe von  $\omega, h, \alpha$  bezw. in der oberen und unteren Grenzlage nach §. 105, Gl. (3) und (5):

$$A = \delta + \varepsilon \text{ mit } \delta = 2 \frac{\omega' - \omega''}{\omega' + \omega''} = 2 \frac{\frac{\omega'}{\omega''} - 1}{\frac{\omega'}{\omega''} + 1} \dots \dots \dots (9).$$

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \sqrt{\frac{h''}{h'}} = \sqrt{\frac{l \cos \alpha'' + e \cotg \alpha''}{l \cos \alpha' + e \cotg \alpha'}}$$

Wird auch die Grösse  $\delta$  um so kleiner, je weniger  $\alpha'$  und  $\alpha''$  verschieden gewählt werden, so darf doch bei einem direct wirkenden Regulator dieser Art der Unterschied dieser Winkel nicht sehr klein gemacht werden, um die Verschiebung

$$s = 2 a (\cos \alpha'' - \cos \alpha') \dots \dots \dots (10)$$

der Hülse und somit die Stellungsänderung des Stellzeuges hinlänglich gross zu erhalten. Dadurch kann dann aber auch  $A$  wesentlich zu gross werden.

So ergibt sich z. B. für einen direct wirkenden Porter'schen Regulator ( $l = a$ ) mit  $\alpha' = 40^\circ$  und  $\alpha'' = 20^\circ$ , entsprechend  $s = 0,35 a$

für  $c = \frac{1}{8} a$  und 0:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = 1,184 \quad \text{,,} \quad 1,108$$

$$\delta = 0,168 \quad \text{,,} \quad 0,102;$$

dagegen mit  $\alpha' = 45^\circ$  und  $\alpha'' = 25^\circ$ , entsprechend  $s = 0,40 a$

für  $c = \frac{1}{8} a$  und 0:

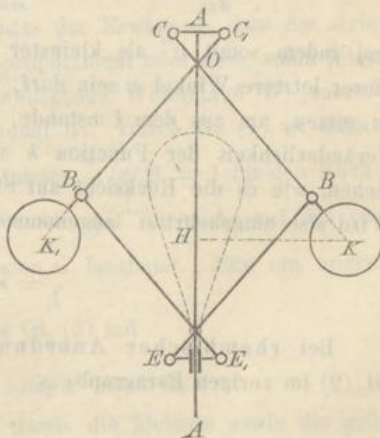
$$\frac{\omega'}{\omega''} = 1,188 \quad \text{,,} \quad 1,132$$

$$\delta = 0,172 \quad \text{,,} \quad 0,124.$$

§. 115. Watt'scher Regulator mit gekreuzten Stangen.

Wenn der Punkt  $C$ , wie in Fig. 112, auf derselben Seite der Axe  $AA$  liegt wie der Kugelmittelpunkt  $K$ , so nimmt die Grösse  $h = OH$ , d. i. die Subnormale der Bahn des Punktes  $K$  mit dessen wachsender Entfernung von der Axe aus doppeltem Grunde ab, insofern sich dabei  $H$  aufwärts und  $O$  abwärts bewegt. Der entsprechend stark ausgeprägte statische Charakter des Regulators wird indessen schon dadurch vermindert, dass mit der Annahme  $c = 0$  der Punkt  $O$  als Vereinigung der Punkte  $C$  und  $C_1$  in der Axe festgelegt wird, wie auch die Beispiele zu Ende des vorigen Paragraph durch die der Annahme  $c = 0$  entsprechende Verminderung von  $\delta$  zu erkennen geben. Noch mehr wird sich somit diese Grösse dadurch verkleinern lassen, dass die Charnieraxen  $C$  und  $C_1$  auf die entgegengesetzten Seiten von  $AA$  gelegt werden, somit dann auch bei nach wie vor rhom-

Fig. 113.



bischer Anordnung die Charnieraxen  $E$  und  $E_1$  (Fig. 113), indem jetzt bei Vergrößerung der Entfernung  $HK$  mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  nicht nur der Punkt  $H$ , sondern auch der Punkt  $O$  sich aufwärts bewegt. Nur darf in solchem Falle die Aufwärtsbewegung von  $O$  nicht grösser, als die von  $H$  sein, weil, wie schon in §. 105 mit Bezug auf den idealen Fall gemäss Fig. 109 bemerkt wurde, die Stabilität des Gleichgewichtes die Abnahme der Subnormale  $h$  mit wachsender Winkelgeschwindigkeit  $\omega$ , also mit wachsendem Winkel  $\alpha$  und entsprechendem Abstände  $HK$  erfordert, wenn, wie es dort der Fall war und auch hier nach Gl. (4) im vorigen Paragraph der Fall ist, die Beziehung zwischen  $\omega$  und der Configuration des Regulators die Form hat:  $\omega^2 h = \text{Const.}$

Um jener Forderung zu genügen, kann man bemerken, dass, wenn mit  $c$  jetzt der Absolutwerth des negativ gewordenen früheren Abstandes  $c$  bezeichnet wird,

$$OH = h = l \cos \alpha - c \cotg \alpha \dots \dots \dots (1),$$

somit

$$h = 0 \text{ ist für } l \cos \alpha = c \cotg \alpha,$$

d. h. für

$$\cos \alpha = 0 \text{ und für } \sin \alpha = \frac{c}{l}.$$

Für einen zwischen  $90^\circ$  und  $\text{arc sin } \frac{c}{l}$  liegenden Werth von  $\alpha$  ist also  $h$  ein Maximum, nämlich entsprechend

$$\frac{dh}{d\alpha} = -l \sin \alpha + \frac{c}{\sin^2 \alpha} = 0 \text{ für } \sin^3 \alpha = \frac{c}{l}$$

und indem somit  $\alpha''$  als kleinster Werth von  $\alpha$  keinesfalls kleiner, als dieser letztere Winkel  $\alpha$  sein darf, ist es am besten, ihn demselben gleich zu setzen, um aus dem Umstande, dass in der Nähe ihres Maximums die Veränderlichkeit der Function  $h$  am kleinsten ist, insoweit Nutzen zu ziehen, wie es die Rücksicht auf Stabilität des Gleichgewichtes gestattet. Wird also umgekehrt  $\alpha''$  angenommen, so ergibt sich die Regel:

$$\frac{c}{l} = \sin^3 \alpha'' \dots \dots \dots (2).$$

Bei rhombischer Anordnung gemäss Fig. 113 ist dann nach Gl. (9) im vorigen Paragraph:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \sqrt{\frac{h''}{h'}} = \sqrt{\frac{\cos \alpha'' - \frac{c}{l} \cotg \alpha''}{\cos \alpha' - \frac{c}{l} \cotg \alpha'}} \dots \dots \dots (3)$$

$$\delta = 2 \frac{\frac{\omega'}{\omega''} - 1}{\frac{\omega'}{\omega''} + 1}; \quad A = \delta + \varepsilon \dots \dots \dots (4),$$

z. B. für  $\alpha' = 40^\circ$  und  $\alpha'' = 20^\circ$ :

$$\frac{e}{l} = 0,040 \quad \frac{\omega'}{\omega''} = 1,075 \quad \delta = 0,072$$

oder für  $\alpha' = 45^\circ$  und  $\alpha'' = 25^\circ$ :

$$\frac{e}{l} = 0,075 \quad \frac{\omega'}{\omega''} = 1,086 \quad \delta = 0,082$$

und somit  $\delta$  schon wesentlich kleiner, als im vorigen Paragraph unter sonst gleichen Umständen gefunden wurde.

Uebrigens gelten nach wie vor die von  $e$  unabhängigen Gleichungen (4), (8) und (10) des vorigen Paragraph:

$$\omega^2 = \frac{g}{h} \left( 1 + \frac{a}{l} \frac{Q}{G} \right) \dots \dots \dots (5)$$

$$E = \frac{W}{\varepsilon} = \frac{l}{a} G + Q \dots \dots \dots (6)$$

$$s = 2a (\cos \alpha'' - \cos \alpha') \dots \dots \dots (7).$$

Sie bestimmen noch 3 Elemente hinsichtlich der den obwaltenden Umständen anzupassenden Anordnung eines solchen Regulators.

Es werde z. B. ausser den Grenzwinkeln  $\alpha'$  und  $\alpha''$ , wodurch nach Obigem die Verhältnisse  $\frac{e}{l}$  und  $\frac{\omega'}{\omega''}$  bestimmt sind, weiter die Verschiebungsgrösse  $s$  der Hülse angenommen gemäss der Erwägung, dass das Arbeitsvermögen  $= Ws$  des Regulators ihr proportional oder dass, wenn letzteres gegeben, der von der Hülse zu bewältigende Widerstand  $W$  jener Verschiebungsgrösse umgekehrt proportional ist. Durch Gl. (7) ist dann die Länge  $a$  und bei Annahme des Verhältnisses  $\frac{a}{l}$  (z. B.  $= 1$  für den Porter'schen Regulator) auch die Länge  $l$ , sowie mit Rücksicht auf das vorher gefundene Verhältniss  $\frac{e}{l}$  die Dimension  $e$  bestimmt. Für ein angenommenes Verhältniss  $\frac{Q}{G}$  kann ferner aus Gl. (5) mit

$$h = h'' = l \cos \alpha'' - e \cotg \alpha'' \text{ nach Gl. (1)}$$

die Winkelgeschwindigkeit  $\omega''$  und damit die kleinste sowie die grösste dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Umdrehungszahl der Regulatorwelle pro Minute:

$$n'' = \frac{60}{2\pi} \omega'' = 9,55 \omega'' \text{ und } n' = \frac{\omega'}{\omega''} n''$$

gefunden werden, somit auch die mittlere Umdrehungszahl

$$n = \frac{n' + n''}{2}.$$

Während die Verschiebungsgrösse  $s$  der Hülse die Dimensionsverhältnisse des Stellzeuges bedingt, wird durch  $n$  das Umsetzungsverhältniss bestimmt, nach welchem die Rotation der Regulatorwelle von derjenigen einer anderen Welle abzuleiten ist, der bei mittlerem Gange der Maschine eine bekannte Umdrehungszahl zukommt. Bei gegebener Energie  $E$ , entsprechend einem gegebenen Widerstande  $W$  und angenommenen Unempfindlichkeitsgrade  $\varepsilon$ , sind endlich durch Gl. (6) mit Rücksicht auf die angenommenen Verhältnisse  $\frac{a}{l}$  und  $\frac{Q}{G}$  die Gewichte  $G$  und  $Q$  einzeln bestimmt. —

Als ein Uebelstand der Construction des Regulators mit gekreuzten Stangen nach Fig. 113 ist der Umstand hervorzuheben, dass mit der dadurch bedingten Verlängerung jener Stangen eine entsprechend grössere Höhe der ganzen Construction verbunden ist zum Nachtheile sicherer Lagerung der Regulatorwelle. Diese Höhe, verstanden als Entfernung der Axenebenen  $CC_1$  und  $EE_1$ , Fig. 113, also

$$H = 2a \cos \alpha'' \dots \dots \dots (8)$$

kann ohne wesentliche Aenderung der Eigenschaften des Regulators dadurch vermindert werden, dass nur die Kugelstangen gekreuzt, die Hülstenstangen dagegen nach Art von Fig. 112 mit der Hülse verbunden werden. Indem dann aber der Winkel  $\beta$ , unter welchem die letzteren gegen die Axe  $AA$  geneigt sind, nur bei einer Configuration dem Winkel  $\alpha$  gleich sein kann, ist es nöthig, ihn für die untere Grenzlage ( $\alpha = \alpha''$ ) dem Winkel  $\alpha$  gleich zu machen, um so wenigstens für diese die rhombische Anordnung beizubehalten, worauf die Gleichung (2) entsprechend der Forderung eines eben noch stabilen Gleichgewichtes beruht. Ist dann  $e$  die halbe Entfernung der (jetzt auf den umgekehrten Seiten von  $AA$ , wie in Fig. 113, liegenden) Charnieraxen  $E, E_1$ , so wird dadurch im Vergleich mit der dauernd rhombischen Anordnung nach Fig. 113 die Höhe  $H$  reducirt auf:

$$H = (a + b) \cos \alpha'' \dots \dots \dots (9),$$

während die Hülstenstangen die Länge erhalten:

$$b = a - \frac{e + e}{\sin \alpha''} \dots \dots \dots (10).$$



Ist nun  $\beta'$  der Werth von  $\beta$  für die obere Grenzlage, bestimmt durch die Gleichung:

$$a \sin \alpha' - c = b \sin \beta' + e \dots \dots \dots (11),$$

woraus in Verbindung mit Gl. (10)

$$\frac{\sin \beta'}{\sin \alpha'} = \frac{a - \frac{c+e}{\sin \alpha'}}{a - \frac{c+e}{\sin \alpha''}}, \text{ also } \beta' > \alpha'$$

folgt, so ergibt sich das Verhältniss  $\frac{\omega'}{\omega''}$ , jetzt aus Gl. (3) im vorigen Paragraph:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \sqrt{\frac{h''^2 + \frac{1}{2} \frac{a Q \operatorname{tg} \alpha' + \operatorname{tg} \beta'}{l G}}{h'^2 + \frac{a Q}{l G}}}$$

oder wenn das der rhombischen Anordnung unter sonst gleichen Umständen entsprechende durch Gl. (3) bestimmte Grenzgeschwindigkeitsverhältniss

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \sqrt{\frac{h''}{h'}} \text{ mit } \left(\frac{\omega'}{\omega''}\right)$$

bezeichnet und zur Abkürzung

$$\frac{1}{2} \frac{\operatorname{tg} \alpha' + \operatorname{tg} \beta'}{\operatorname{tg} \alpha'} = 1 + \lambda \dots \dots \dots (12)$$

gesetzt wird:

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \left(\frac{\omega'}{\omega''}\right) \sqrt{1 + \frac{\lambda}{\frac{l G}{a Q} + 1}} \dots \dots \dots (13),$$

womit dann schliesslich wieder  $\delta$  nach Gl. (4) gefunden wird.

Die Gleichung (5) behält zur Anordnung des Regulators ihre Gältigkeit mit

$$\omega = \omega'' \text{ und } h = h'' = l \cos \alpha'' - c \cot \alpha''.$$

Die Energie ist durch Gl. (6) für die untere Grenzlage bestimmt; für die obere ist sie nach Gl. (7) im vorigen Paragraph:

$$E' = 2 \frac{l}{a} G \frac{\operatorname{tg} \alpha'}{\operatorname{tg} \alpha' + \operatorname{tg} \beta'} + Q = \frac{l}{a} \frac{G}{1 + \lambda} + Q \dots \dots \dots (14),$$

der Hüsenhub wird:

$$s = a (\cos \alpha'' - \cos \alpha') + b (\cos \alpha'' - \cos \beta') \dots \dots \dots (15).$$

Da  $\beta' > \alpha'$ , nach Gl. (12) also  $\lambda$  positiv ist, so folgt aus Gl. (13):

$$\frac{\omega'}{\omega''} > \left(\frac{\omega'}{\omega''}\right)$$

und zwar um so mehr, je grösser  $Q$  im Vergleich mit  $G$  angenommen wird. Soll also der Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  durch Verzichtleistung auf die Kreuzung auch der Hülsenstangen nicht vergrössert werden, so ist bei gegebenem Werthe von  $\alpha''$  der Winkel  $\alpha'$  kleiner anzunehmen, was übrigens dann um so eher zulässig ist, als bei gleichen Werthen von  $\alpha'$  und  $\alpha''$  der Hülsenhub  $s$  nach Gl. (15) sich grösser, als nach Gl. (7) ergibt. Es sei z. B.

$$l = a, \quad Q = 1,5 G, \quad \alpha'' = 20^\circ, \quad \alpha' = 40^\circ,$$

folglich bei rhombischer Anordnung mit gekreuzten Kugel- und Hülsenstangen nach (2), (3), (4), (7) und (8):

$$c = 0,04 a, \quad \frac{\omega'}{\omega''} = 1,075, \quad \delta = 0,072$$

$$s = 0,347 a, \quad H = 1,879 a = 5,41 s.$$

Wird dann behufs der Anordnung mit nur gekreuzten Kugelstangen unter Beibehaltung des Werthes  $c = 0,04 a$  angenommen:

$$\beta'' = \alpha'' = 20^\circ \quad \text{und} \quad e = 0,15 b,$$

so findet man aus (10), (11), (12), (13), (4), (15) und (9):

$$b = 0,614 a, \quad \beta' = 56^\circ 17', \quad \lambda = 0,393$$

$$\frac{\omega'}{\omega''} = 1,075 \cdot 1,112 = 1,195, \quad \delta = 0,178$$

$$s = 0,410 a, \quad H = 1,517 a = 3,70 s.$$

Hiernach würde  $\delta$  mehr als verdoppelt werden. Wenn aber jetzt

$$l = a, \quad Q = 1,5 G, \quad \alpha'' = 20^\circ, \quad \alpha' = 32^\circ$$

angenommen wird, womit sich bei rhombischer Anordnung ergeben würde:

$$c = 0,04 a, \quad \frac{\omega'}{\omega''} = 1,029, \quad \delta = 1,029$$

$$s = 0,183 a, \quad H = 1,879 a = 10,27 s,$$

so findet man für die Anordnung mit nur gekreuzten Kugelstangen mit

$$c = 0,04 a, \quad \beta'' = \alpha'' = 20^\circ, \quad e = 0,15 b:$$

$$b = 0,614 a, \quad \beta' = 40^\circ 23', \quad \lambda = 0,181$$

$$\frac{\omega'}{\omega''} = 1,029 \cdot 1,053 = 1,083, \quad \delta = 0,080$$

$$s = 0,201 a, \quad H = 1,517 a = 7,55 s.$$

Das Beispiel lässt erkennen, dass die Verkleinerung der Constructionshöhe  $H$  bei nahe gleich bleibendem Werthe von  $\delta$  erkauft wird durch Ver-

kleinerung von  $s$ , also bei gegebener Arbeit  $= Ws$ , die von der Hülse längs dem Wege  $s$  zu leisten ist, durch Vergrößerung des Widerstandes  $W$  und somit des Unempfindlichkeitsgrades  $\varepsilon$ . Indessen ist

$$s = 0,201 a = \frac{0,201}{0,614} b = 0,327 b$$

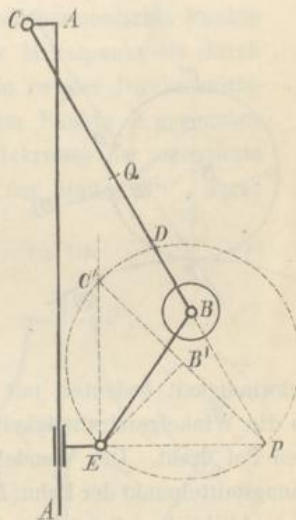
in den meisten Fällen ausreichend gross.

#### §. 116. Regulator von Pröll.\*

Um die Constructionshöhe  $H$  des Regulators noch weiter zu verkleinern, kann man jede Kugel mit der betreffenden Hülsenstange fest verbinden nach Verlegung des Kugelmittelpunktes, entsprechend  $l = a$ , in den Punkt  $B$ , Fig. 114, und dann die Stange  $BE = b$  auf andere Weise relativ gegen die Regulatorwelle so zwangläufig machen, dass ihre Bewegung mit derjenigen nahe übereinstimmt,

die sie dem vorigen Paragraph zufolge als Hülsenstange eines Watt'schen Regulators mit gekreuzten Kugelstangen haben soll. Diese Bewegung ist dadurch bestimmt, dass der Punkt  $E$  in einer Geraden geführt wird, die in der Entfernung  $e$  mit der Axe  $AA$  der Regulatorwelle auf derselben Seite parallel ist, auf welcher der Punkt  $B$  sich befindet, letzterer Punkt aber in einem Kreise mit dem Radius  $BC = a$  geführt wird, dessen Mittelpunkt  $C$  auf der anderen Seite von  $AA$  die Entfernung  $AC = c$  hat. Diese Führung des Punktes  $B$  ist es, wodurch die unerwünscht grosse Höhe  $H =$  der Maximalhöhe von  $C$  über  $E$  verursacht wird, und hat sich deshalb Pröll die Aufgabe gestellt, sie dadurch zu ersetzen, dass statt des Punktes  $B$  ein anderer Punkt  $B'$  der Stange  $BE$  und zwar durch eine Charnierstange  $B'C'$  in einem Kreise geführt wird, dessen Mittelpunkt  $C'$  in geringerer Höhe über  $E$  auf derselben Seite von  $AA$ , etwa im gleichen Abstände  $= e$  davon, somit vertical über  $E$  gelegen ist. Zu dem Ende kommt es darauf an,

Fig. 114.

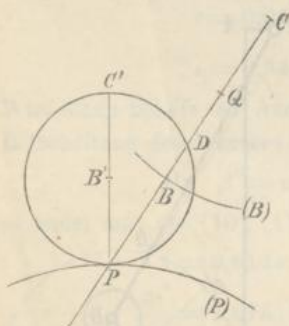


\* Civilingenieur, 1872, Heft 3 und 4. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1873, S. 66.

die Punkte  $B'$  und  $C'$  so zu wählen, dass der kleine Kreisbogen zum Mittelpunkte  $C'$ , in welchem auf diese Weise der Punkt  $B'$  beweglich wird, möglichst genau mit der richtigen, nämlich mit derjenigen Bahn dieses Punktes übereinstimme, die der Führung des Punktes  $B$  im Kreise um  $C$  entspricht, und es wird dies dann am vollkommensten der Fall sein, wenn  $C'$  der Krümmungsmittelpunkt dieser Bahn für den Ort ist, den  $B'$  in derselben bei mittlerer Configuration des Regulators einnimmt. Wie solche Punkte  $B'$  und  $C'$  durch Construction gefunden werden können, ergibt sich aus gewissen Sätzen der reinen Kinematik.

Ist nämlich  $(P)$ , Fig. 115, die der Bewegung eines ebenen Systems in seiner Ebene entsprechende Polbahn, d. h. der Ort der auf einander

Fig. 115.



folgenden Punkte (Pole), um welche die elementare Drehung des Systems jeweils stattfindet, so giebt es für jede Lage des letzteren einen gewissen Kreis, der die Polbahn im augenblicklichen Pol  $P$  berührt und der Wendekreis genannt wird, weil seine sämtlichen Punkte sich augenblicklich in Wendepunkten (Punkten mit unendlich grossen Krümmungshalbmessern) ihrer Bahnen befinden. Der Durchmesser  $PC'$  dieses Kreises ist  $= \frac{u}{\omega}$ , wenn  $u$  die augenblickliche Wechsellgeschwindigkeit des Pols, d. h. die Geschwindigkeit bedeutet, mit welcher er in der Polbahn fortschreitet, und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit, mit der sich das System augenblicklich um den Pol dreht. Der Wendekreis kann ausserdem dazu dienen, den Krümmungsmittelpunkt der Bahn  $(B)$  jedes anderen Punktes  $B$  des Systems für seinen augenblicklichen Ort in der Bahn auf einfache Weise zu bestimmen. Zieht man nämlich den Polstrahl  $PB$ , dessen zweiter Schnittpunkt mit dem Wendekreise  $D$  sei, und macht man auf ihm die Strecke  $PQ = 2 \cdot PB$ , so ist der Krümmungsmittelpunkt  $C$  für den Punkt  $B$  der Bahn  $(B)$  der dem Punkte  $D$  zugeordnete vierte harmonische Punkt zu  $P, Q, D$  und somit leicht durch Construction zu finden. Wäre  $B$  der Mittelpunkt der Sehne  $PD$ , so würde  $Q$  mit  $D$  und folglich auch  $C$  mit  $D$  zusammenfallen; so ist insbesondere der sogenannte Wendepol  $C'$  der Krümmungsmittelpunkt der Bahn, in welcher sich der Mittelpunkt  $B'$  des Wendekreises bewegt, für den Ort, in dem er sich augenblicklich in dieser seiner Bahn befindet.

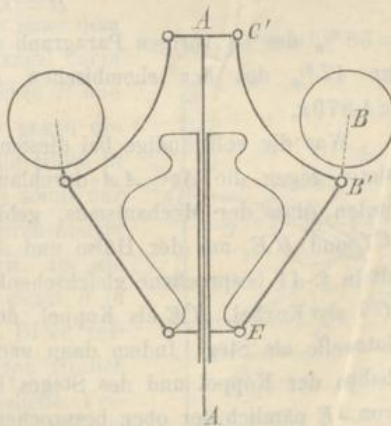
U  
diese I  
den zu  
Kugels  
struirt  
durch  
wegung  
sich d  
Oerter  
auch d  
sämtl  
Punkt  
rücksic  
 $B$  ist,  
 $D$  zu  
die Pu  
punkt  
liegend  
Wende  
welche  
pfen W  
 $B$  trag  
Regula

Fig  
des Re  
und lä  
durch  
kel  $B'$   
der W  
zur A  
Belastu  
der Co  
wurde.  
ständig  
können  
so gek  
in der  
dass, v  
vorigen

Um nun hiernach auf die Figur 114 zurückzukommen, entspreche diese Figur  $ACBE$  der mittleren Configuration eines Regulators, der nach den zu Ende des vorigen Paragraph entwickelten Regeln mit gekreuzten Kugelstangen und ungekreuzten Hülsenstangen und zwar mit  $l = a$  construirt ist. Der Punkt  $P$ , in welchem die Gerade  $CB$  von der Horizontalen durch  $E$  geschnitten wird, ist der augenblickliche Pol für die relative Bewegung von  $BE$  gegen die Axe  $AA$ , indem er der Punkt ist, in welchem sich die Normalen der Bahnen von  $B$  und  $E$  für die augenblicklichen Oerter dieser Punkte schneiden. Der Wendekreis geht ausser durch  $P$  auch durch den Punkt  $E$ , da dessen Bahn eine gerade Linie  $EC'$  ist, deren sämtliche Punkte den Charakter von Wendepunkten haben. Ein dritter Punkt des Wendekreises ergibt sich, wenn  $BQ = BP$  gemacht und berücksichtigt wird, dass  $C$  der Krümmungsmittelpunkt der Bahn des Punktes  $B$  ist, in dem diesem Punkte  $C$  zugeordneten vierten harmonischen Punkte  $D$  zu den Punkten  $P, Q$  und  $C$ . Ist nun  $B'$  der Mittelpunkt des durch die Punkte  $P, E, D$  gehenden Kreises, und  $C'$  sein zweiter Durchschnittspunkt mit der Verticalen durch  $E$ , d. i. der dem Punkte  $P$  gegenüber liegende Endpunkt des Durchmessers  $PC'$  des Wendekreises (der sogenannte Wendepol), so sind  $B'$  und  $C'$  die Charnieraxen der Stange  $B'C'$ , durch welche die jetzt bei  $B'$  einen stumpfen Winkel bildende, die Kugel bei  $B$  tragende Stange  $EB'B$  mit der Regulatorwelle zu verbinden ist.

Fig. 116 zeigt die Ausführung des Regulators in einfachen Linien und lässt erkennen, wie zugleich durch den Umstand, dass der Winkel  $B'EC'$  (Fig. 114) grösser, als der Winkel  $BEC'$  ist, mehr Raum zur Anbringung eines schweren Belastungsgewichtes  $Q$  innerhalb der Constructionshöhe  $H$  gewonnen wurde. Um diesen Raum so vollständig wie möglich auszunutzen, können die Stangen  $C'B'$  passend so gekrümmt werden, dass sie sich in der unteren Grenzlage an die Kugeln, in der oberen an das Belastungsgewicht anlegen. Nur ist zu berücksichtigen, dass, wenn  $Q$  allein ohne  $G$  vergrössert würde, damit nach Gl(13) im vorigen Paragraph auch

Fig. 116.



$$\frac{\omega'}{\omega''} = \left( \frac{\omega'}{\omega''} \right) \sqrt{1 + \frac{Q}{G+Q} \lambda}$$

und somit  $\delta$  grösser würde, weshalb es vorzuziehen ist, die Vergrößerung der zwischen den Grenzen

$$G + Q \text{ und } \frac{G}{1 + \lambda} + Q$$

veränderlichen Energie durch gleichzeitige Vergrößerung von  $G$  und  $Q$  herbeizuführen.

Wenn man, um die durch den Pröll'schen Regulator erzielte Verkleinerung der Constructionshöhe  $H$  zu prüfen, die Figur 114 entsprechend dem Beispiele zu Ende des vorigen Paragraph, also mit

$$b = 0,614a, \quad c = 0,04a, \quad e = 0,15b = 0,092a$$

aufzeichne, und zwar in der mittleren Lage, also für

$$\alpha = \frac{20^\circ + 32^\circ}{2} = 26^\circ,$$

so findet man den Radius des Wendekreises:

$$C'B' = EB' = 0,485a = 0,79b$$

und dann durch Verschiebung in die untere Grenzlage ( $\alpha = \alpha'' = 20^\circ$ ) die Höhe des festen Punktes  $C'$  über der tiefsten Lage des Punktes  $E$ :

$$H = 0,875a$$

= 58 % des im vorigen Paragraph gefundenen Werthes = 1,517a bzw. nur 47 % des der rhombischen Anordnung entsprechenden Werthes = 1,879a.

Was die vollständige bei diesem Regulator vom Kugelmittelpunkte  $B$  relativ gegen die Axe  $AA$  durchlaufene Bahn betrifft, so mag bemerkt werden, dass der Mechanismus, gebildet aus den gleich langen Gliedern  $C'B'$  und  $B'E$ , aus der Hülse und der Regulatorwelle, kein anderer als der in §. 41 besprochene gleichschenklige Schubkurbelmechanismus ist mit  $C'B'$  als Kurbel,  $B'E$  als Koppel, der Hülse als Schieber und der Regulatorwelle als Steg. Indem dann nach Fig. 53 a. a. O. die relativen Polbahnen der Koppel und des Steges Cardanische Kreise sind, die Polbahn von  $B'E$  nämlich der oben besprochene Wendekreis mit dem Mittelpunkt  $B'$  und Radius  $B'E = B'C' = r$ , die Polbahn der Regulatorwelle dagegen der doppelt so grosse Kreis um den Mittelpunkt  $C'$  ist, beschreibt der mit ersterem Kreise fest verbundene Punkt  $B$  nach §. 12 eine Ellipse um  $C'$  als Mittelpunkt mit den Halbaxen  $r + s$  und  $r - s$ , wenn hier mit  $s$  die Strecke  $BB'$  bezeichnet wird. Die kleine Axe dieser Ellipse ist, wie leicht

zu über  
Hälfte

bei ob  
treffend  
Punkte  
Bogen  
in Bet  
kann, u  
graph  
Regula

D  
Centrif  
für vie

reducir  
schade  
dem E  
Watt's  
begrün  
 $B_1$ , F  
Regula  
Kreisb  
des E  
gestalt  
Stabili  
belieb  
allgem  
die a  
wendu  
treffen  
Fig. 1  
symm  
gestel  
der I

zu übersehen, gegen die Gerade  $C'B'$  geneigt unter einem Winkel = der Hälfte des Winkels  $BB'C'$ .

Uebrigens wird bei so kleiner Winkeldifferenz  $\alpha' - \alpha'' = 12^\circ$ , wie sie bei obigem Beispiele und ähnlich auch von Pröll selbst bei seinen betreffenden Ausführungen gewählt wurde, von jener elliptischen Bahn des Punktes  $B$  thatsächlich nur ein so kleines Stück benutzt, dass es mit dem Bogen eines Kreises zum Mittelpunkte  $C$  und Radius  $CB$ , Fig. 114, ohne in Betracht kommenden Fehler als zusammenfallend angesehen werden kann, und dass somit auch die betreffenden Gleichungen des vorigen Paragraph mit ausreichender Annäherung ihre Gültigkeit für den Pröll'schen Regulator behalten.

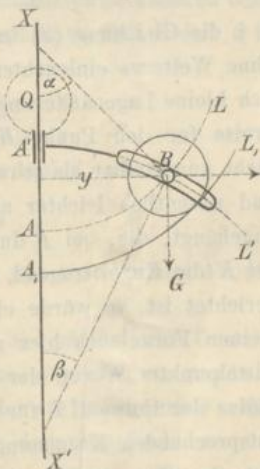
§. 117. Centrifugalregulatoren mit Leitcurven für die wirksamen Massen.

Durch die besprochene Kreuzung der Stangen eines Watt'schen Centrifugalregulators lässt sich zwar sein Ungleichförmigkeitsgrad auf einen für viele Fälle schon hinlänglich kleinen Betrag von etwa

$$A = \delta + \varepsilon = 0,08 + \varepsilon$$

reduciren, doch bleibt es in manchen Fällen wünschenswerth, ihn unbeschadet der Stabilität des Gleichgewichtes noch mehr zu verkleinern. Zu dem Ende kann man bemerken, dass jener dem Watt'schen Regulator anhaftende Mangel darin begründet ist, dass bei ihm die Punkte  $B$  und  $B_1$ , Fig. 112 und Fig. 113, relativ gegen die Regulatorwelle sowohl wie gegen die Hülse in Kreisbögen geführt sind, und dass es somit nur des Ersatzes dieser kreisförmigen durch anders gestaltete Leitbahnen bedürfen wird, um die Stabilität des Gleichgewichtes und somit  $\delta$  in beliebigem Maasse zu verkleinern. Diese verallgemeinernde Abänderung, die dann freilich die an sich erwünschte ausschliessliche Verwendung von Drehkörperpaaren für die betreffende kinematische Kette verbietet, ist in Fig. 117 (hinsichtlich einer der beiden stets symmetrisch gleichen Hälften) schematisch dargestellt, und zwar entsprechend dem Falle  $l = a$ , d. h. dem Zusammenfallen der Punkte  $K$  und  $B$  in Fig. 112. Die mit der Regulatorwelle fest

Fig. 117.



§. 116.

serung

und Q

Ver-  
rechend

= 20°)  
E:

z bzw.  
Verthes

unkte B

bemerkt

gliedern

erer als

ist mit

Regu-

en Pol-

Polbahn

lpunkte

lagegen

der mit

um C'

it s die

e leicht

verbundene Leitbahn  $AL$  des Punktes  $B$  ist dadurch gegeben, dass das hier als schwere Rolle ausgeführte Gewicht  $G$  auf einer materiellen Leitfläche rollt, die nach einer mit  $AL$  äquidistanten Curve (Abstand = Rollenhalmesser) gekrümmt ist, während die relative Bahn  $A'L'$  desselben Punktes  $B$  gegen die Hülse dadurch gegeben sein mag, dass zwei beiderseits hervorragende cylindrische Zapfen der Rolle in entsprechenden Schlitzten einer sie gabelförmig umfassenden mit der Hülse verbundenen Curvenschleife geführt werden.

Sind  $x, y$  die rechtwinkligen Coordinaten des Punktes  $B$  der Curve  $AL$  für  $AX$  als  $x$ -Axe, ferner  $x', y'$  die rechtwinkligen Coordinaten des entsprechenden Punktes  $B$  der Curve  $A'L'$  für  $A'X'$  als  $x'$ -Axe, so entspricht dem Gleichgewichte der Schwerkraft  $G$ , der Centrifugalkraft  $\frac{G}{g}y\omega^2$  und der hier nur zur Hälfte in Betracht kommenden Hülsenbelastung  $Q$  nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten die Gleichung:

$$\frac{G}{g}y\omega^2 dy = Gdx + \frac{1}{2}Q(dx + dx') \dots \dots \dots (1)$$

oder, wenn  $\alpha$  und  $\beta$  die Winkel bedeuten, unter welchen die Normalen von  $AL$  und  $A'L'$  für den Punkt  $B$  gegen  $XX'$  geneigt sind, wegen

$$\frac{dx}{dy} = \operatorname{tg}\alpha \quad \text{und} \quad \frac{dx'}{dy} = \operatorname{tg}\beta$$

$$\frac{y\omega^2}{g} = \operatorname{tg}\alpha + \frac{1}{2}\frac{Q}{G}(\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta) \dots \dots \dots (2),$$

d. i. die Gleichung (2) in §. 114 mit  $r=y$  und  $l=a$ , wie übrigens auch ohne Weiteres einleuchtend gewesen wäre, da mit Bezug auf eine unendlich kleine Lagenänderung die betreffenden Curven durch ihre Krümmungskreise für den Punkt  $B$  ersetzt werden können. Wäre das Gewicht  $G$  nicht unmittelbar als schwere Rolle vorhanden, sondern an die dann kleiner und wesentlich leichter auszuführende Rolle vermittels einer Stange  $BK$  angehängt, die, bei  $B$  durch ein Drehkörperpaar mit ihr verbunden und bei  $K$  die Kugel tragend, im Gleichgewichtszustande normal zur Curve  $AL$  gerichtet ist, so würde ebenso jene Gleichung (2), §. 114, in ihrer allgemeinen Form auch hier gelten, unter  $r$  wieder den Abstand des Kugelmittelpunktes  $K$  von der Axe  $XX'$ , unter  $a$  aber jetzt den Krümmungsradius der Curve  $AL$  für den Punkt  $B$  und unter  $l$  den um  $BK$  längeren entsprechenden Krümmungsradius der vom Punkte  $K$  durchlaufenen äquidistanten Curve verstanden.

Indem eine der Leitcurven  $AL, A'L'$  beliebig angenommen werden kann, empfiehlt sich mit Rücksicht auf die Leichtigkeit der Ausführung



und auf die Verwendbarkeit von Umschlusspaaren statt weniger dauerhafter höherer Elementenpaare, sie als Gerade oder als Kreislinie anzunehmen; letzteren Falles insbesondere kann die Verbindung der Gewichte  $G$  mit einem der beiden Theile, Regulatorwelle oder Hülse, durch Stangen und Charniere in der Weise des Watt'schen Regulators beibehalten werden. Die solcher Annahme der einen Leitcurve entsprechende Bestimmung der anderen ist zwar bisher nur in der Absicht ausgeführt worden, dadurch einen vollkommen astatischen Regulator zu erzielen, in welchem Falle sich ihre Gleichung durch Integration von Gl. (1) unter Voraussetzung eines constanten Werthes von  $\omega$  und mit Rücksicht darauf, dass  $x=0, x'=0, y=0$  zusammengehörige, nämlich den Scheitelpunkten  $A$  und  $A'$  entsprechende Coordinaten beider Curven sind, in folgender Gestalt ergibt:

$$G \frac{\omega^2}{g} y^2 = (2G + Q)x + Qx' \dots \dots \dots (3).$$

Indessen hat es keine Schwierigkeit, durch geringe Abänderung der dieser Gleichung entsprechenden Construction einen nach §. 105 stets vorzuziehenden kleinen Grad von Stabilität des Gleichgewichtes herbeizuführen.

1. Wird, wie bei dem astatischen Regulator von Garnett,  $A'L'$  als eine zur Axe  $XX'$  senkrechte Gerade angenommen, entsprechend  $x'=0$ , so ergibt sich die Curve  $AL$  als eine Parabel mit der Gleichung:

$$G \frac{\omega^2}{g} y^2 = (2G + Q)x \dots \dots \dots (4).$$

Ohne Aenderung dieser Parabel kann der Regulator einer anderen constant zu erhaltenden Geschwindigkeit  $\omega + \Delta\omega$  angepasst werden, indem  $Q$  durch  $Q + \Delta Q$  ersetzt wird gemäss der Gleichung:

$$\left(\frac{\omega + \Delta\omega}{\omega}\right)^2 = \frac{2G + Q + \Delta Q}{2G + Q}.$$

Die Energie ist nach §. 114, Gl. (7) mit  $l=a$  und  $\beta=0$ :

$$E = \frac{W}{\delta} = 2G + Q \dots \dots \dots (5)$$

ebenso gross wie beim Watt'schen Regulator mit rhombischer Anordnung für  $l=2a$ .

Uebrigens mag bemerkt werden, dass die parabolische Gestalt der Curve  $AL$  nicht ausschliesslich an die Annahme von  $A'L'$  als gerade Linie gebunden, sondern dass dazu nach Gl. (3) nur ein constantes Verhältniss von  $x'$  zu  $x$  erforderlich ist, wie es z. B. auch dann stattfände, wenn beide Curven einander congruent angenommen würden. Ebenso ist die Beziehung  $x'=nx$ , unter  $n$  eine Constante verstanden, auch die allgemeine Bedingung, an welche die Adjustirbarkeit des Regulators für eine andere Geschwindigkeit

keit  $\omega$  durch Aenderung von  $Q$  geknüpft ist, wie Gl. (3) unmittelbar erkennen lässt. Endlich ist auch nur unter dieser Voraussetzung die Energie des Regulators für alle seine Configurationen gleich gross gemäss §. 114, Gl. (7); denn aus  $tg\beta = n\,tg\alpha$  folgt

$$dx' = n\,dx, \quad x' = nx + Const. = nx,$$

da  $x = 0$  und  $x' = 0$  entsprechende Werthe sind. —

Um diesem Garnett'schen Regulator seine vollständige Astasie zu nehmen, kann man entweder die Parabel  $AL$  durch den Bogen einer Ellipse ersetzen, deren in  $AX$  liegende grosse Hauptaxe sehr lang ist, oder die Gerade  $A'L'$  durch einen schwach gekrümmten Kreisbogen. Sind im ersten Falle  $a$  und  $b$  die Halbaxen der Ellipse, so ist mit  $p = \frac{b^2}{a}$  ihre Scheitelgleichung:

$$y^2 = 2px - \frac{p}{a}x^2.$$

Daraus folgt  $y\,dy = p\left(1 - \frac{x}{a}\right)dx$

und da nach Gl. (1) mit  $x' = 0$  auch

$$G\frac{\omega^2}{g}y\,dy = \left(G + \frac{1}{2}Q\right)dx$$

ist, ergibt sich:

$$p\left(1 - \frac{x}{a}\right)\omega^2 = g\left(1 + \frac{1}{2}Q\right) \dots \dots \dots (6),$$

folglich  $\omega$  wachsend mit  $x$ , aber beliebig wenig, wenn nur  $a$  hinlänglich gross gewählt wird. Die Einsetzung gegebener zusammengehöriger Grenzwerte von  $\omega$  und  $x$  liefert nach (6) zwei Gleichungen zur Bestimmung der Constanten  $a$  und  $p$ , wodurch die Ellipse bestimmt ist.

Würde andererseits  $AL$  als Parabel:

$$y^2 = 2px,$$

$A'L'$  aber als Bogen eines Kreises zum Radius  $b$  angenommen, dessen Mittelpunkt in  $XX'$  liegt, gemäss der Scheitelgleichung:

$$y^2 = 2bx' - x'^2,$$

so würde aus den entsprechenden Differentialgleichungen:

$$y\,dy = p\,dx \quad \text{und} \quad y\,dy = (b - x')\,dx'$$

mit Rücksicht auf Gl. (1) folgen:

$$\begin{aligned} G\frac{\omega^2}{g} &= \left(G + \frac{1}{2}Q\right)\frac{1}{p} + \frac{1}{2}\frac{Q}{b-x'} \\ &= \left(G + \frac{1}{2}Q\right)\frac{1}{p} + \frac{1}{2}\frac{Q}{\sqrt{b^2 - y^2}} \dots \dots \dots (7), \end{aligned}$$

also  $\omega$  wachsend mit  $y$ , während jetzt  $b$  und  $p$  durch die gegebenen Grenzwerte von  $\omega$  und  $y$  zu bestimmen wären.

2. Die Bestimmung der Curve  $A'L'$ , Fig. 117, bei Annahme von  $AL$  als Kreisbogen und zwar als Bogen eines Kreises, dessen Mittelpunkt in der Axe  $XX'$  liegt, ist gemäss der Forderung  $\omega = \text{Const.}$  von Werner bei seinem astatischen Expansionsregulator\* ausgeführt worden. Dabei sind die Kugeln in der gewöhnlichen Weise des Watt'schen Regulators aufgehängt, und zwar so, dass die Axe der Regulatorwelle von der gemeinsamen Aufhängungsaxe (entsprechend  $CC_1 = 2c = 0$  in Fig. 112) geschnitten wird. Die nach der Curve  $A'L'$  gekrümmte Schleife geht durch einen verticalen Schlitz jeder Kugel hindurch und ist mit ihr gepaart durch einen horizontalen Bolzen, der mittels einer kleinen um ihn drehbaren Rolle in dem betreffenden curvenförmigen Schlitz der Schleife geführt wird. Letztere trägt als Hülse einen Körper, der in Folge eigenthümlich gestalteter diametral gegenüber liegender Hervorragungen, die nach unten zu einen kleiner werdenden Theil des Umfanges einnehmen, durch seine Höhenlage die Eröffnungsdauer des Expansionsventils einer Dampfmaschine bestimmt in der Weise, dass, je mehr mit dem Auseinandergehen der Kugeln die Curvenschleife mit dem Hülsenkörper in die Höhe geht, desto mehr der Füllungsgrad der Dampfmaschine verkleinert wird. Indem dieser Hülsenkörper nur kraftschlüssig (durch Federkraft) mit dem Stellzeuge gepaart ist, um seine relative Lagenänderung gegen dasselbe in entsprechender Weise zu ermöglichen, ist der Regulator bei seiner hier in Rede stehenden Anordnung indirect wirkend von besonderer Art, nämlich so, dass gleichwohl seine Configuration zwischen weiten Grenzen veränderlich ist.

Die Gleichung der Schleifencurve  $A'L'$  wird unmittelbar in obiger Gl. (3) erhalten, indem darin für  $x$  die der Ordinate  $y$  entsprechende vom Scheitel  $A$  aus gerechnete Abscisse des gegebenen Kreisbogens  $AL$  gesetzt wird. Indem aber jetzt  $x'$  und  $x$  ein veränderliches Verhältniss haben, geht dem Regulator die Adjustirbarkeit durch Aenderung von  $Q$  ab, sowie auch die Unabhängigkeit seiner Energie  $E$  von der augenblicklichen Configuration. Was den Werth von  $E$  betrifft, so ist allgemein nach Gl. (2):

$$\frac{tg\alpha + tg\beta}{tg\alpha} = \frac{2G}{Q} \left( \frac{y\omega^2}{g\,tg\alpha} - 1 \right)$$

und somit nach §. 114, Gl. (7) mit  $l = a$ :

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1868, S. 489.

$$E = \frac{Q}{\frac{y\omega^2}{g \operatorname{tg} \alpha} - 1} + Q = \frac{Q}{1 - \frac{g \operatorname{tg} \alpha}{y\omega^2}} \dots \dots \dots (8)$$

und folglich hier, wenn  $a$  den Radius des Kreisbogens  $AL$  bedeutet, wegen  $y = a \sin \alpha$ :

$$E = \frac{Q}{1 - \frac{g}{a\omega^2 \cos \alpha}} \dots \dots \dots (9)$$

Um dem Gleichgewichte dieses Regulators einen beliebigen Grad von Stabilität zu verleihen, werde die Gleichung (3) der Schleifencurve  $A'L'$  zwar hinsichtlich ihrer allgemeinen Form:

$$y^2 = 2px + 2qx'$$

beibehalten, jedoch mit dem Vorbehalte anderweitiger Bestimmung von  $p$  und  $q$ . Indem dann aus der Gleichung des Kreisbogens  $AL$ :

$$y^2 = 2ax - x^2$$

durch Differentiation folgt:

$$(a - x) dx = y dy$$

und damit aus obiger Gleichung von  $A'L'$ :

$$q dx' = y dy - p dx = \left(1 - \frac{p}{a-x}\right) y dy,$$

ergibt sich durch Substitution dieser Ausdrücke von  $dx$  und  $dx'$  in Gl. (1):

$$\begin{aligned} \frac{G\omega^2}{g} &= \left(G + \frac{1}{2}Q\right) \frac{1}{a-x} + \frac{1}{2}Q \left(\frac{1}{q} - \frac{p}{q(a-x)}\right) \\ \frac{2G\omega^2}{Qg} &= \frac{1}{q} + \left(\frac{2G}{Q} + 1 - \frac{p}{q}\right) \frac{1}{a-x} \dots \dots \dots (10). \end{aligned}$$

Durch Einsetzung zusammengehöriger gegebener Grenzwerte von  $\omega$  und von  $x$  bzw.  $a-x = a \cos \alpha$  erhält man hieraus zwei Bestimmungsgleichungen von  $p$  und  $q$ . Natürlich ergibt sich dann die Grösse

$$\frac{2G}{Q} + 1 - \frac{p}{q},$$

die für den astatischen Regulator = Null ist, hier positiv, so dass beständig  $\omega$  mit  $x$  oder  $\alpha$  wächst, d. h. die Gleichgewichtslagen des Regulators durchweg stabil sind.

Uebrigens werden dergleichen Regulatoren mit Curvenschleifen stets nur ausnahmsweise Anwendung zu gewärtigen haben, wenn es sich zeigt, dass der durch sie erstrebte Zweck in genügender Weise auch durch solche Constructionen erreicht werden kann, deren kinematische Ketten nur mit Hilfe von Umschlusspaaren gebildet sind.

§. 118. Watt'scher Regulator mit variabler Hülsenbelastung.

Ebenso wie durch Aenderung der Hülsenbelastung  $Q$  der Watt'sche Regulator verschiedenen Normalgeschwindigkeiten  $\omega$  angepasst werden kann, so kann auch die Veränderlichkeit von  $\omega$  dadurch in engere Grenzen eingeschlossen und somit der Ungleichförmigkeitsgrad verkleinert werden, dass diese Belastung  $Q$  in entsprechender Weise selbstthätig veränderlich gemacht wird. Insbesondere bei rhombischer Anordnung des Regulators, für welche die Gleichung (4) in §. 114 gilt, müsste  $Q$  ab- oder zunehmen, wenn bei Aufwärts- oder Abwärtsbewegung der Hülse auch  $h$  ab- oder zunimmt. Nach der Grossmann'schen Anordnung des Watt'schen Regulators soll zu dem Ende der Hebel des Stellzeuges, der mit seinem gabelförmigen Ende die Halsnuth der Hülse umgreift, ausserhalb seiner Drehungsaxe so belastet werden, dass er einen mit sinkender Hülse zunehmenden abwärts gerichteten Druck auf dieselbe ausübt, oder vielmehr es soll, damit dieser Druck absolut genommen möglichst klein bleiben kann, derselbe bei mittlerer Höhenlage der Hülse = Null, bei ihrer höchsten Lage aber aufwärts gerichtet und ebenso gross =  $\Delta Q$  sein wie der abwärts gerichtete Druck bei tiefster Hülsenlage. Es ist dann leicht, die Grösse  $\Delta Q$  so zu bestimmen, dass  $\omega$  bei mittlerem Gleichgewichtszustande zwischen gegebenen Grenzen  $\omega'$  und  $\omega''$ , entsprechend den Grenzwerten  $h'$  und  $h''$  von  $h$ , bzw.  $\alpha'$  und  $\alpha''$  von  $\alpha$ , veränderlich sei.

Wenn nämlich jetzt mit  $Q$  nur der constante Theil der Hülsenbelastung bezeichnet wird, herrührend von dem Eigengewichte der Hülse und einem unmittelbar mit ihr verbundenen Belastungsgewichte, so entsprechen jener Forderung nach §. 114, Gl. (4), die Gleichungen:

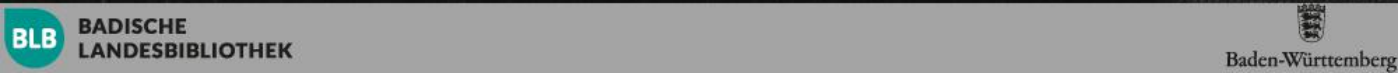
$$\omega'^2 = \frac{g}{h'} \left( 1 + \frac{a}{l} \frac{Q - \Delta Q}{G} \right)$$

$$\omega''^2 = \frac{g}{h''} \left( 1 + \frac{a}{l} \frac{Q + \Delta Q}{G} \right)$$

und folgt daraus:

$$\frac{\frac{l}{a} G + Q - \Delta Q}{\frac{l}{a} G + Q + \Delta Q} = \frac{h' (\omega')^2}{h'' (\omega'')^2} = \gamma$$

$$\Delta Q = \frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \left( \frac{l}{a} G + Q \right) \dots \dots \dots (1).$$



Dabei ergibt sich, wenn  $\delta$  gegeben ist, aus Gl. (9) in §. 114:

$$\frac{\frac{\omega'}{\omega''} - 1}{\frac{\omega'}{\omega''} + 1} = \frac{\delta}{2}$$

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \frac{2 + \delta}{2 - \delta}; \quad \gamma = \frac{h'}{h''} \left( \frac{2 + \delta}{2 - \delta} \right)^2 \dots \dots \dots (2).$$

Wird z. B.  $\alpha' = 45^\circ$ ,  $\alpha'' = 25^\circ$  und  $c = 0$  angenommen, so dass nach §. 114 bei constanter Hülsenbelastung  $\delta = 0,124$  wäre, und soll dieser Werth von  $\delta$  durch das hier in Rede stehende Hilfsmittel auf 0,04 reducirt werden, so ergibt sich nach Gl. (2):

$$\gamma = \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha''} \left( \frac{2 + \delta}{2 - \delta} \right)^2 = 0,845$$

und damit nach Gl. (1):

$$AQ = 0,084 \left( \frac{l}{a} G + Q \right).$$

Damit dieser Druck  $AQ$  auf die Hülse bei ihrer höchsten Lage aufwärts, bei der tiefsten abwärts ausgeübt werde, ist der betreffende Hebel des Stellzeuges so anzuordnen, dass bei mittlerer Höhenlage der Hülse sein die letztere angreifender Arm, dessen Länge  $= q$  sei, horizontal ist, sein Schwerpunkt aber in einer gewissen Höhe  $p$  vertical über der Drehungsaxe des Hebels liegt. Ist dann  $P$  das Gewicht dieses Hebels sammt Belastung und  $\varphi$  sein jedenfalls sehr kleiner Ausschlagwinkel von der mittleren Lage nach jeder Seite, so ist die erforderliche Grösse von  $P$ :

$$P = \frac{AQ \cdot q \cos \varphi}{p \sin \varphi}.$$

Ist aber  $s$  die Hublänge der Hülse, so ist  $\sin \varphi = \frac{1}{2} \frac{s}{q}$ , während  $\cos \varphi = 1$  gesetzt werden kann, also

$$P = 2 \frac{q^2}{ps} AQ \dots \dots \dots (3).$$

Für obiges Beispiel wäre nach §. 114:

$$s = 0,4a \quad \text{und somit} \quad P = 5 \frac{q^2}{pa} AQ.$$

Die Adjustirbarkeit für verschiedene Normalgeschwindigkeiten  $\omega$  durch Aenderung von  $Q$  kann bei dieser Grossmann'schen Einrichtung dem Watt'schen Regulator dadurch erhalten werden, dass das Belastungsgewicht des Stellhebels verschiebbar gemacht wird, um dadurch den Schwerpunktsabstand  $p$  von der Axe gemäss Gl. (3) in demselben Verhältnisse zu ändern

wie  $\Delta Q$  gemäss Gl. (1) durch Vergrösserung oder Verkleinerung von  $Q$  geändert wird. Indessen ist es ein Uebelstand, dass hier nur bei mittlerer Höhenlage der Hülse ein freies und reibungsloses Spiel derselben in der Gabel des Stellhebels möglich ist, sowie auch die passende Anordnung dieses Hebels gewisse nicht immer vorhandene räumliche Verhältnisse voraussetzt. Nach wie vor sind deshalb die Bestrebungen darauf gerichtet worden, den vorgetzten Zweck angemessener Verkleinerung des Ungleichförmigkeitsgrades ohne die genannten Mängel der Grossmann'schen Einrichtung und doch ohne Verlust der guten Eigenschaften des, besonders von Pröll in möglichster Gedrungenheit und Formvollendung (Fig. 116) ausgeführten, Watt'schen Regulators durch anderweitige, mehr principielle Modificationen desselben zu erreichen. Namentlich sind in dieser Hinsicht hervorzuheben und sollen im Folgenden näher besprochen werden: der sogenannte Cosinus-Regulator von Gruson und der Regulator von Buss. Bei beiden ist ausser grösstmöglicher Gleichförmigkeit des Ganges zugleich die äusserste Gedrungenheit der Form, d. h. grosse Masse und entsprechend grosse Energie in möglichst kleinem Raume dadurch erzielt worden, dass die dem Mechanismus des Watt'schen Regulators zu Grunde liegende (bei rhombischer Anordnung sowie beim Pröll'schen Regulator gleichschenklige) Schubkurbelkette wenigstens im Princip durch eine rechtwinklige Kreuzschieberkette (§. 42) ersetzt wurde. Dieselbe ist beim Gruson'schen Regulator als Kreuzschiebermechanismus, bei dem Regulator von Buss als Kreuzschieberkurbel verwendet, insofern dort die relativ festgestellte Regulatorwelle, hier die bewegliche Hülse als Kreuzschieber, nämlich als das Glied der Kette erscheint, das mit den beiderseits benachbarten Gliedern durch Prismenpaare mit rechtwinklig gekreuzten Schubrichtungen gepaart ist oder wenigstens im Princip ohne wesentliche Aenderung der Eigenschaften des Regulators gepaart sein könnte. Obschon der Regulator von Buss der ältere ist, mag doch der Cosinus-Regulator zuerst besprochen werden, da bei ihm das beiden zu Grunde liegende Princip auf einfachere und mehr übersichtliche Weise zur Ausführung benutzt worden ist.

#### §. 119. Cosinus-Regulator.\*

Die Hülse ist als eine mit der Regulatorwelle  $AA$ , Fig. 118, prismatisch gepaarte Hohlkugel gestaltet, in deren Höhlung die zwei Centrifugalpendel für alle Lagen innerhalb je eines Schwingungswinkels von 40

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1877, S. 97.





Elementenpaar durch ein Prismenpaar ersetzt würde, dessen Schubrichtung rechtwinklig sowohl gegen die Drehkörperpaaraxen  $B$  und  $C$ , wie auch gegen die Axe  $AA$  gerichtet ist. Der Mechanismus stellt sich dann als ein Kreuzschiebermechanismus (§. 42) dar, und ergeben sich die relativen Bahnen aller Punkte der Centrifugalpendel gegen die Regulatorwelle als Ellipsen.

Wenn in der Ebene von Fig. 118, d. i. in der durch die Axe  $AA$  gehenden und zu den Pendelaxen  $C$  senkrechten Ebene die Coordinatenaxen  $CX$  und  $CY$  so angenommen werden, wie die Figur erkennen lässt, nämlich  $CX$  parallel  $AA$  und positiv nach unten,  $CY$  senkrecht dazu und positiv nach aussen, wenn ferner mit  $\alpha$  der Winkel bezeichnet wird, den die durch den Schwerpunkt  $S$  eines Pendels und durch seine Aufhängungsaxe  $C$  gehende Ebene mit der Axe  $CX$  bildet, positiv gesetzt im Sinne  $XY$ , so handelt es sich zunächst um die dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Beziehung zwischen  $\alpha$  und  $\omega$ . Sie wird erhalten in der Gleichung, wodurch die Momentensumme aller auf das Centrifugalpendel wirkenden Kräfte für die Axe  $C$  desselben = Null gesetzt wird. Diese Kräfte sind die Centrifugalkräfte der Massenelemente, die im Schwerpunkte  $S$  angreifend zu denkende Schwerkraft =  $G$  des Pendels und der in  $B$  angreifende Reactionsdruck der Platte  $D$ , der vertical aufwärts gerichtet und =  $G + H$  ist, wenn  $H$  die Hälfte des Hülsengewichtes bedeutet.

Bei der eigenthümlichen Form des Pendels kann die Momentensumme =  $M$  der Centrifugalkräfte hier nicht so einfach wie beim Watt'schen Regulator gefunden werden, bei dem dazu als Masse nur die in ihrem Mittelpunkte concentrirt gedachte Kugelmasse berücksichtigt zu werden brauchte, höchstens mit kleiner Correction hinsichtlich des untergeordneten Einflusses der Stangenmassen. Ist vielmehr hier  $dm$  ein Massenelement des Pendels im augenblicklichen Abstände  $r$  von  $AA$ , so kann seine radial auswärts gerichtete Centrifugalkraft =  $\omega^2 r dm$  zunächst in zwei Componenten zerlegt werden, von denen die eine normal zur Ebene  $XY$ , die andere nach der Axe  $CY$  gerichtet ist. Erstere ist ohne Einfluss auf das Moment  $M$ , während letztere =  $\omega^2(c+y)dm$  ist und das Moment

$$\omega^2 x(c+y)dm$$

für die Axe  $C$  hat, wenn  $c$  den kürzesten Abstand dieser Axe von  $AA$  bedeutet und wenn  $x, y$  die Coordinaten des Punktes sind, in welchem sich das Massenelement  $dm$  bezw. ein Punkt desselben auf die Ebene  $XY$  projicirt. Hiernach ist

$$\begin{aligned} M &= \omega^2 \int x(c+y)dm = \omega^2 (c \int x dm + \int xy dm) \\ &= \omega^2 \left( c \frac{G}{g} a \cos \alpha + \int xy dm \right), \end{aligned}$$

unter  $a$  den Abstand des Schwerpunktes  $S$  von der Axe  $C$  verstanden. Nun besteht aber die Eigenthümlichkeit des Gruson'schen Pendels, derentwegen es als Cosinus-Pendel, der Regulator selbst als Cosinus-Regulator bezeichnet wird, darin, dass bei ihm für alle Lagen

$$J = \int xy dm = 0$$

und somit 
$$M = \frac{\omega^2}{g} Gac \cos \alpha \dots \dots \dots (1),$$

also bei gegebener Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  dem Cosinus des Ausschlagwinkels  $\alpha$  proportional ist. Wie in der That die Massenvertheilung des Pendels so gewählt werden kann, dass das Integral  $J$  beständig  $= 0$  ist, ergibt sich durch folgende Ueberlegung.

Es seien  $\xi, \eta$  die unveränderlichen Coordinaten des Massenelementes  $dm$  für zwei beliebige rechtwinklige Coordinatenaxen von einerlei Ebene  $XCX$  und Ursprung  $C$  mit den Axen  $CX, CY$ , aber von fester Lage im Pendel, und es sei  $\varphi$  der Winkel, um welchen diese Axen gegen  $CX$  und  $CY$  im Sinne  $XY$  bei irgend einer Lage des Pendels gedreht sind. Dann ist

$$\begin{aligned} x &= \xi \cos \varphi - \eta \sin \varphi; & y &= \xi \sin \varphi + \eta \cos \varphi \\ xy &= (\xi^2 - \eta^2) \sin \varphi \cos \varphi + \xi \eta (\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi) \\ &= (\xi^2 - \eta^2) \frac{\sin 2\varphi}{2} + \xi \eta \cos 2\varphi, \end{aligned}$$

folglich 
$$J = \frac{\sin 2\varphi}{2} (\int \xi^2 dm - \int \eta^2 dm) + \cos 2\varphi \int \xi \eta dm$$

unabhängig vom Winkel  $\varphi$ , d. h. bei jeder Lage des Pendels  $=$  Null, wenn zugleich

$$\int \xi^2 dm - \int \eta^2 dm = 0 \quad \text{und} \quad \int \xi \eta dm = 0 \dots \dots \dots (2)$$

ist. Dass diesen Bedingungen stets und zwar auf unendlich mannigfache Weise durch passende Massenvertheilung des Pendels genügt werden kann, ist einleuchtend. Hätte sich etwa nach vorläufiger Annahme seiner Gestalt und Masse ergeben:

$$\int \xi^2 dm - \int \eta^2 dm = A \quad \text{und} \quad \int \xi \eta dm = B,$$

so wäre eine weitere Masse  $m$  von solcher Grösse und Lage hinzuzufügen, dass für sie

$$\int \xi^2 dm - \int \eta^2 dm = -A \quad \text{und} \quad \int \xi \eta dm = -B$$

ist, und wenn dazu behufs einer ersten Annäherung die Masse  $m$  als materieller Punkt mit den Coordinaten  $\xi, \eta$  so bestimmt wird, dass

$$(\xi^2 - \eta^2)m = -A \quad \text{und} \quad \xi \eta m = -B$$

ist, was immer noch auf unendlich mannigfache Weise geschehen kann, so werden, wenn auch thatsächlich nur der Schwerpunkt dieser zusätzlichen

Masse in den so bestimmten Punkt  $\xi, \eta$  oder einen ihm nahe kommenden Punkt gelegt wird, doch für die jetzige Gesamtmasse die oben mit  $A$  und  $B$  bezeichneten Grössen schon weniger von Null verschieden sein, und können sie auf dieselbe Weise durch wiederholte Hinzufügung einer Ergänzungsmasse der Null noch näher gebracht werden u. s. f.

Durch ein aus nur zwei materiellen Punkten bestehendes Pendel würde den Bedingungen (2) Genüge geleistet, wenn die Massen und Coordinaten dieser Punkte ( $m_1, \xi_1, \eta_1$  für den ersten,  $m_2, \xi_2, \eta_2$  für den zweiten) so bestimmt würden, dass

$$\eta_1 = 0, \quad \xi_2 = 0 \quad \text{und} \quad m_1 \xi_1^2 = m_2 \eta_2^2$$

ist. An diesen idealen Fall schliesst sich das Gruson'sche Pendel insofern an, als die durch die Axe  $C$  gehenden Schwerpunktsebenen seiner Hauptmassen  $K$  und  $M$  (Fig. 118) nahe rechtwinklig gegen einander gerichtet und die Trägheitsmomente dieser Massen für die Axe  $C$  nahe gleich gross sind, vorbehaltlich der Correction, die nach solcher vorläufigen Annahme den vorstehenden Bemerkungen zufolge mit Berücksichtigung zugleich der untergeordneten Massenbestandtheile auszuführen ist.

Wenn nun die Entfernung der Axen  $B, C$ , Fig. 118, mit  $b$  und der Winkel  $BCS$  mit  $\beta$  bezeichnet wird, so ist mit Rücksicht auf Gl. (1) die dem mittleren Gleichgewichtszustande entsprechende Momentengleichung:

$$\frac{\omega^2}{g} Gac \cos \alpha = Ga \sin \alpha + (G + H)b \sin(\beta - \alpha) \dots \dots \dots (3)$$

$$= [Ga - (G + H)b \cos \beta] \sin \alpha + (G + H)b \sin \beta \cos \alpha$$

$$\frac{\omega^2}{g} Gac = (G + H)b \sin \beta + [Ga - (G + H)b \cos \beta] \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots (4)$$

Wäre  $Ga - (G + H)b \cos \beta = 0$ , also  $\cos \beta = \frac{G}{G + H} \frac{a}{b}$  . . . . . (5),

so wäre hiernach  $\omega$  unabhängig von  $\alpha$ , d. h. der Regulator astatisch. Um ihn etwas statisch, d. h. um zu machen, dass  $\omega$  mit wachsendem Ausschlagwinkel etwas zunimmt, muss nach Gl. (4)

$$Ga - (G + H)b \cos \beta \quad \text{etwas} \quad > 0,$$

somit  $\beta$  etwas grösser, als der durch Gl. (5) bestimmte Grenzwert gemacht werden. Behufs Regulirung des Winkels  $\beta$  ist bei dem Gruson'schen Regulator die Einrichtung getroffen, dass der Zapfen  $B$  der Frictionsrolle im Sinne normal zur Richtung  $CB$  etwas versetzt werden kann, wodurch dem Regulator bis zu einem gewissen Betrage jeder beliebige Stabilitätsgrad zu ertheilen ist. Diese Regulirung der Stabilität ist dann am feinsten, wenn, um  $\operatorname{tg} \alpha$  innerhalb des angenommenen Schwingungswinkels  $= \alpha' - \alpha''$  des

Pendels möglichst wenig veränderlich zu erhalten, die Anordnung so getroffen wird, dass  $\alpha'' = -\alpha'$  und somit in der Mittellage  $\alpha = 0$  ist. Zugleich wird dadurch die gesammte Verschiebung der Hülse bei gegebener Grösse von  $\alpha' - \alpha''$  so gross wie möglich.

Was den Unempfindlichkeitsgrad  $\varepsilon$  oder die Energie  $E$  betrifft, so seien wieder  $\omega_1$  und  $\omega_2$  die Werthe, bis zu welchen  $\omega$  zu- oder abnehmen muss, um eine Bewegung der Hülse auf- oder abwärts entgegen dem Widerstande  $W$  zur Folge zu haben. Dann ist nach Gl. (3):

$$\frac{\omega_1^2}{g} G a c \cos \alpha = G a \sin \alpha + \left( G + H + \frac{W}{2} \right) b \sin (\beta - \alpha)$$

$$\frac{\omega_2^2}{g} G a c \cos \alpha = G a \sin \alpha + \left( G + H - \frac{W}{2} \right) b \sin (\beta - \alpha),$$

woraus, wenn, wie in §. 113 und §. 114 mit sehr kleinem Fehler

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = 2 \varepsilon \omega^2$$

gesetzt wird, durch Subtraction folgt:

$$\frac{2 \varepsilon \omega^2}{g} G a c \cos \alpha = W b \sin (\beta - \alpha)$$

$$E = \frac{W}{\varepsilon} = 2 \frac{\omega^2}{g} \frac{G a c \cos \alpha}{b \sin (\beta - \alpha)}$$

oder nach Gl. (3):

$$E = 2 \left( G \frac{a}{b} \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} + G + H \right) \dots \dots \dots (6).$$

Der Mittelwerth der hiernach etwas variablen Energie ist entsprechend  $\alpha = 0$ :

$$E = 2 (G + H)$$

= dem ganzen Gewichte aller beweglichen Theile. Endlich ist der Hülsen-schub:

$$s = b [\cos (\beta - \alpha') - \cos (\beta - \alpha'')]$$

oder mit  $\alpha'' = -\alpha'$ :

$$s = b [\cos (\beta - \alpha') - \cos (\beta + \alpha')] = 2b \sin \beta \sin \alpha' \dots \dots \dots (7).$$

Beispielsweise ist bei einer Ausführung dieses Regulators angenommen worden:

$$H = 3 G \quad \text{und} \quad b = \frac{3}{2} a,$$

womit nach Gl. (5) der vollkommenen Astasie entsprechen würde:

$$\cos \beta = \frac{1}{4} \cdot \frac{2}{3} = \frac{1}{6}; \quad \beta = 80^{\circ}24'.$$

Wird statt dessen  $\beta = 90^{\circ}$  gemacht, so ergibt sich nach Gl. (3) oder (4):

$$\omega^2 = \frac{g}{c} (6 + tg \alpha)$$

und daraus mit  $\alpha' = -\alpha'' = 20^{\circ}$ :

$$\frac{\omega'}{\omega''} = \sqrt{\frac{6 + tg 20^{\circ}}{6 - tg 20^{\circ}}} = 1,062$$

$$\delta = 2 \frac{\frac{\omega'}{\omega''} - 1}{\frac{\omega'}{\omega''} + 1} = 0,06$$

sowie endlich der Hülsenschub nach Gl. (7):

$$s = 2b \sin \alpha' = 0,684b = 1,026a.$$

Die Grösse dieses Hülsenschubes, die Vollkommenheit der Verwerthung aller Massen zur Steigerung der Energie und die Gedrungenheit der Form dieses Regulators, sowie die Leichtigkeit, mit welcher sein Ungleichförmigkeitsgrad regulirbar ist, lassen kaum etwas zu wünschen übrig. Auch würde es keine allzu grosse Schwierigkeit haben, ihn ohne Aenderung seiner Eigenschaften für verschiedene Mittelwerthe von  $\omega$ , also nach Gl. (3) mit  $\alpha = 0$  für verschiedene Werthe von

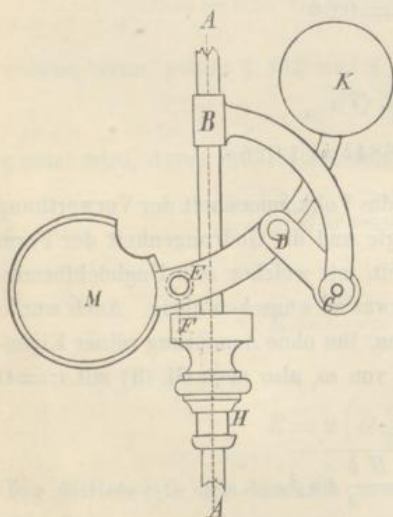
$$\omega = \sqrt{\frac{g}{c} \frac{G + H b}{G} \frac{1}{a} \sin \beta} \dots \dots \dots (8)$$

adjustirbar zu machen, wenn die Einrichtung getroffen würde, den Abstand  $c$  der Pendelaxen  $C$  von der Axe  $AA$  zwischen gewissen Grenzen ändern zu können. Ein Uebelstand ist höchstens mit der seitlichen Lage der Massen  $M$  ausserhalb der durch  $AA$  gehenden, zu den Axen  $C$  senkrechten Mittelebene verbunden, insofern dadurch nicht unbedeutliche normal gegen diese Mittelebene gerichtete Centrifugalkräfte veranlasst werden, die trotz der mit Rücksicht hierauf vortheilhaften Länge der Naben, mit denen die Pendel um die Stahlstifte  $C$  drehbar sind, doch wesentlich zur Vergrösserung der betreffenden Reibung und Abnutzung beitragen werden. Indessen ist dieser Umstand nicht nothwendig mit dem Princip des Cosinus-Regulators, sondern nur zufällig mit der abänderungsfähigen hier gewählten Pendelform verbunden.

## §. 120. Regulator von Buss.\*

Auch bei diesem Regulator bestehen die beweglichen Theile ausser der Hülse aus zwei eigenthümlich geformten Centrifugalpendeln und aus zwei Verbindungsgliedern, die aber, während sie beim Cosinus-Regulator (als Frictionsrollen) zur Verkettung der Pendel mit der Regulatorwelle dienen, hier die Verkettung der Pendel mit der Hülse vermitteln; während dort die zur Energie nöthige Masse hauptsächlich der hohlkugelförmigen

Fig. 119.



Hülse zugetheilt war, ist sie hier fast ausschliesslich in den Pendeln selbst enthalten. Zu relativ fester Lagerung der Drehungsaxen  $C$  dieser massigen Pendel gegen die Axe  $A$  der Regulatorwelle dient ein auf letzterer bei  $B$ , Fig. 119, befestigter, aus vier kreuzweise nach unten gebogenen Armen bestehender Pendelträger. In Fig. 119 ist derselbe nur zur Hälfte gezeichnet, und zwar ist diese Hälfte vorzustellen als zwei in der Zeichnung sich deckende krumme Arme  $BC$ , von denen der eine sich vor, der andere hinter die als Zeichnungsebene angenommene Mittelebene des Regulators erstreckt. An seinem unteren Ende trägt jeder dieser Arme einen horizontalen Zapfen, so dass die Axen beider in derselben Geraden, der Drehungsaxe  $C$  des in der Figur dargestellten Pendels liegen. Letzteres besteht ähnlich wie beim Cosinus-Regulator aus zwei Hauptmassen, deren durch  $C$  gehende Schwerpunktebenen auch hier nahe rechtwinklig gegen einander gerichtet sind: aus der Kugel  $K$  und der Masse  $M$ ; seine übrigen, gleichfalls ziemlich massigen Bestandtheile sind die Nabenarme  $CD$  mit ihrer Querverbindung bei  $D$  und zwei von letzterer ausgehende krumme Arme, von denen der die Kugel  $K$  tragende in der Mittelebene, der die Masse  $M$  tragende seitlich abgezweigt ist, so dass er an der Regulatorwelle vorbeigehen kann.

\* Civilingenieur, 1872, S. 1.

Die Masse  $M$  selbst, von fassförmiger Gestalt, ist aber so angebracht, dass ihr Schwerpunkt ebenso wie der Kugelmittelpunkt  $K$  in der Mittelebene liegt und somit ein Centrifugalkräftepaar auf die Axe  $C$  hier nur in geringem Maasse von dem kurzen Arme  $DM$  herrühren kann, das von um so geringerer Bedeutung ist, als die zwei coaxialen Stahlzapfen  $C$  möglichst weit aus einander gelegt sind. Indem die fassförmige Masse  $M$  eine solche Länge erhalten hat, dass sie zwischen den Nabendarmen  $CD$  des anderen, in Fig. 119 nicht gezeichneten Centrifugalpendels gerade Platz findet, ebenso wie die Masse  $M$  dieses letzteren Pendels, deren Arm  $DM$  hinter der Regulatorwelle vorbeigeht, zwischen den Armen  $CD$  der Figur mit kleinem Spielraume schwebend zu denken ist, und indem ferner jede dieser Massen geeignete Aussparungen erhalten hat für die Querverbindung  $D$  und den Kugelarm  $DK$  des anderen Pendels, ist es möglich geworden, beide Pendel unter sich und mit dem vierzinkigen Pendelträger so zu verschlingen, dass ihnen trotz dieser Massenanhäufung in kleinem Raume doch eine gewisse Beweglichkeit blieb, die freilich nicht so gross ist und somit auch nicht einen so grossen Hülsenschub gestattet, wie es beim Cosinus-Regulator der Fall ist.

Was nun das Verbindungsglied zwischen einem Centrifugalpendel und der Hülse  $H$  betrifft, so könnte es am einfachsten ein Schieber sein, der, in einer prismatischen Nuth der Hülse rechtwinklig gegen die Axen  $A$  und  $C$  gleitend, zugleich um einen am Arme  $DM$  sitzenden Stift  $E$  drehbar wäre, dessen Axe mit der Axe  $C$  parallel ist; der Mechanismus wäre dann eine rechtwinklige Kreuzschieberkurbel mit dem Gliede  $CE$  (dem Pendel) als Kurbel und der Hülse als Kreuzschieber. Statt dessen ist beim Regulator von Buss auf dem in zwei hochkantigen flachen Rippen des krummen Pendelarmes  $DM$  befestigten Stahlstifte  $E$  ein entsprechender etwas kürzerer Hohlcyliner zugleich drehbar und verschieblich, entsprechend der Paarung nicht sowohl durch ein Drehkörperpaar, als vielmehr durch ein Cylinderpaar, und es bildet dieser Hohlcyliner zugleich den Kopf einer Schraube  $F$ , die mit verticaler Axe abwärts in ein Muttergewinde der somit daran hängenden Hülse  $H$  eindringt, während endlich letztere jetzt mit der Regulatorwelle nicht prismatisch (durch Feder und Nuth), sondern cylindrisch gepaart ist behufs Ermöglichung einer mit der relativen Gleitung verbundenen geringen Drehung. Die Elementenpaare der aus den vier Gliedern  $CE$  (Pendel),  $EF$  (Schraube),  $FA$  (Hülse) und  $AC$  (Regulatorwelle mit Pendelträger) bestehenden kinematischen Kette sind also 1) das Drehkörperpaar  $C$ , 2) das ihm gegenüber liegende Schraubenpaar  $F$  mit rechtwinklig gegen  $C$  geschränkter Axe, 3) und 4) zwei

Cylinderpaare  $E$  und  $A$ , deren Axen beziehungsweise mit der Drehkörperpaaraxe  $C$  und der Schraubenaxe  $F$  parallel sind. Denkt man sich jedes dieser Cylinderpaare aufgelöst in ein Drehkörperpaar und ein Prismenpaar, wodurch je ein weiter eingefügtes Glied mit den benachbarten Gliedern gepaart ist, so wird ersichtlich, dass die hier vorliegende kinematische Kette entstanden zu denken ist aus der einen der beiden in §. 50 unter  $a$ , 4) als zwangläufig nachgewiesenen sechsgliedrigen Schraubenkette, und zwar aus derjenigen, bei welcher die Schraubenpaare mit unter sich parallelen, gegen die der anderen geschränkten Axen zwei Gruppen von je drei benachbarten Paaren bilden. Aus dieser Kette entsteht die hier in Rede stehende als Specialfall dadurch, dass von den drei Schraubenpaaren der einen Gruppe zwei durch Drehkörperpaare, das dritte durch ein Prismenpaar, von den drei Schraubenpaaren der anderen Gruppe aber eines durch ein Drehkörperpaar, ein zweites durch ein Prismenpaar ersetzt wird, und dass endlich diese sechsgliedrige singuläre Schraubenkette auf eine viergliedrige reducirt wird durch Vereinigung je eines Prismenpaares mit einem benachbarten Drehkörperpaare, dessen Axe seiner Schubrichtung parallel ist, zu einem Cylinderpaare unter Beseitigung des zwischenliegenden Gliedes.

Diese eigenthümlich complicirte Beschaffenheit der kinematischen Kette des Buss'schen Regulators ist übrigens auf die Eigenschaften desselben in dynamischer Hinsicht nur von untergeordnetem Einflusse. Analog wie beim Cosinus-Regulator ist die mittlere Gleichgewichtslage eines Pendels bedingt durch die Centrifugal- und Schwerkraft seiner Massenelemente und durch den bei  $E$  angreifenden Theil des Hülsengewichtes, der nur wenig von der Hälfte dieses Gewichtes verschieden ist, weil durch die geringe Verdrehung der Schraube  $F$  gegen das Muttergewinde der Hülse eine nur kleine Verschiedenheit der Verticalbewegung dieser letzteren von derjenigen des Stiftes  $E$  bedingt wird. Auch ist nicht zu bestreiten und wird es durch bewährte Ausführungen bestätigt, dass die Dimensionen und Massen der beiden Pendel so gewählt werden können, dass dadurch nicht nur ein gewünschter Zusammenhang zwischen ihren Ausschlagwinkeln und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle erzielt, sondern auch den Ansprüchen der Energie und der praktischen Anordnung in sehr befriedigender Weise Genüge geleistet wird; allein es ist ein Nachtheil gegenüber dem Cosinus-Regulator, dass jene Wahl, insoweit wenigstens Mittheilungen darüber gemacht worden sind, nicht ebenso wie dort auf ein einfaches und durchsichtiges Princip zurückgeführt erscheint, in Ermangelung dessen solche Wahl lediglich auf weitläufigen Proberechnungen beruht, von einer Theorie aber kaum die Rede sein kann. Auch entbehrt der Regulator von



Buss des Vorzuges der Adjustirbarkeit für verschiedene Ungleichförmigkeitsgrade, die durch Verstellung des Stiftes  $E$  (analog derjenigen des Zapfens  $B$  bei Fig. 118) schon deshalb hier kaum zu erreichen wäre, weil das an demselben angreifende Hülsengewicht hier von allzu untergeordneter Bedeutung für das Gleichgewicht des Pendels ist. Als weiterer Nachtheil erscheint der geringere Hülsenschub, der bei gegebener Grösse der von der Hülse zu leistenden Widerstandsarbeit eine entsprechend grössere Intensität dieses Widerstandes  $W$  und somit einen grösseren Ungleichförmigkeitsgrad  $\varepsilon$  zur Folge hat, nicht zu gedenken der massigen Pendelträger, die im Gegensatz zu der vollkommenen Massenverwerthung beim Gruson'schen Regulator nichts zur Vergrösserung der Energie beitragen. Ueberhaupt dürfte der Cosinus-Regulator sowohl im Princip, wie auch in Bezug auf die Gedrungenheit seiner Form und die verhältnissmässige Leichtigkeit seiner Ausführung als die bis jetzt vollkommenste Gestaltung eines Centrifugalregulators zu bezeichnen sein.

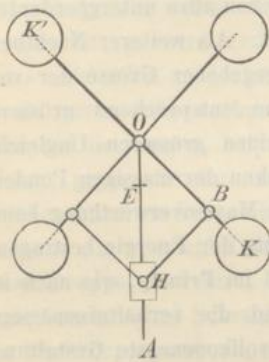
#### §. 121. Centrifugalregulatoren mit Federkraft- statt Schwerkraftwirkung.

Indem die im Vorhergehenden besprochenen Centrifugalregulatoren eine verticale Regulatorwelle voraussetzen, sind sie im Allgemeinen nur bei stationären, d. h. bei solchen Maschinen anwendbar, deren Gestell von unveränderlicher Lage gegen die Erde ist. In anderen Fällen, z. B. bei Schiffsdampfmaschinen, müssen die Schwerkräfte der beweglichen Glieder möglichst vollständig aufgehoben werden, da ihre Wirkung mit den Lagen des Maschinengestelles, z. B. mit den Schwankungen des Schiffes, sich ändern würde. Die gewünschte Beziehung zwischen der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und der Configuration des Regulators ist dann herbeizuführen durch das Gleichgewicht zwischen den von ersterer abhängigen Centrifugalkräften mit einer davon unabhängigen anderweitigen Kraft, als welche sich hier am einfachsten der Druck einer Feder darbietet, z. B. einer Spiralfeder, welche, die Regulatorwelle umgebend, zwischen einem vorspringenden Ringe auf derselben und der Hülse eingefügt ist.

Der solchem Zwecke dienende Centrifugalregulator von Silver z. B. geht aus dem Watt'schen Regulator mit rhombischer Anordnung und centraler Aufhängung (entsprechend  $a = b$  und  $c = e = 0$  in Fig. 112) dadurch hervor, dass nach Fig. 120 die Kugelstangen über ihre gemeinsame Aufhängungsaxe  $O$  hinaus um je ein gleich langes Stück  $OK' = OK$  verlängert, an den Enden mit Kugeln  $K'$  von gleicher Masse mit den Kugeln  $K$

versehen und gleichzeitig die Hülsenstangen  $BH$ , sowie die Hülse selbst möglichst leicht ausgeführt werden. Um auch die Schwerkäfte dieser

Fig. 120.



letzteren Theile unwirksam zu machen, wäre nur nöthig, die Kugeln  $K$  etwas leichter zu halten, als die Kugeln  $K'$ , und zwar um den Betrag der Summe des auf den Punkt  $K$  reducirten Gewichtes einer Hülsenstange und halben Gewichtes der Hülse selbst. Diese Reduction ist zu bewirken durch Multiplication des Gewichtes  $= B$  der Hülsenstange bezw. des halben Gewichtes  $= \frac{1}{2} H$  der Hülse mit den Verhältnissen der gleichzeitigen Bewegungen der Schwerpunkte dieser Theile und des Punktes  $K$  im Sinne der Regulatoraxe  $A$ . Ist also

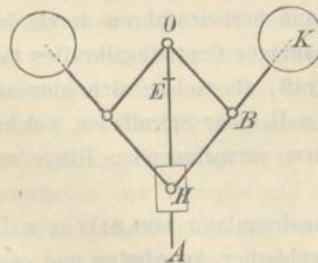
$OB = BH = a$  und  $OK = l$ , so ist das Gewicht der Kugel  $K$  um

$$B \cdot \frac{3}{2} \frac{a}{l} + \frac{1}{2} H \cdot 2 \frac{a}{l} = \left( \frac{3}{2} B + H \right) \frac{a}{l}$$

kleiner zu machen, als das der Kugel  $K'$ . Bei  $E$ , Fig. 120, ist der Vorsprung auf der Regulatorwelle angedeutet, gegen welchen die Spiralfeder sich stützt, um andererseits auf die Hülse einen Druck auszuüben, der den Centrifugalkräften der Kugeln und der Stangen entgegenwirkt.

Wie derselbe Zweck durch einen Regulator mit nur zwei Kugeln und entsprechend kleinerer Constructionshöhe erreicht werden kann, zeigt Fig. 121. Wenn dabei  $OB = BH = BK = a$  ist, bewegen sich bei den Configurations-

Fig. 121.



änderungen des Regulators die Kugelmittelpunkte in einer durch  $O$  gehenden zur Axe  $A$  senkrechten Geraden, und liegt der Gesamtschwerpunkt beständig im Punkte  $O$ , falls von den Schwerkäften der Stangen und der Hülse zunächst wieder abgesehen wird. Um auch ihnen Rechnung zu tragen, kann man die einerseits bis zur Regulatoraxe  $A$ , andererseits bis zum Kugelmittelpunkte gerechnete Länge der Stange

$$HK = l = 2a + x$$

machen und dabei  $x$  so wählen, dass, wenn das Gewicht einer Kugel  $= G$ , einer Stange  $OB = A$ , einer Stange  $HK = B$  und der Hülse  $= H$  gesetzt wird, für irgend eine Configurationsänderung des Regulators die Summe

der Arbeiten der Schwerkäfte  $G, A, B$  und  $\frac{1}{2}H = \text{Null}$  ist. Dieser Forderung entspricht die Gleichung:

$$\left(\frac{1}{2}A + B\right)a + \frac{1}{2}H \cdot 2a = Gx$$

und folgt daraus:

$$x = \frac{\frac{1}{2}A + B + H}{G} a.$$

Ist nun bei einem solchen Regulator mit vollständig ausgeglichenen Schwerkäften:

$G$  das Gewicht einer Kugel (Fig. 121) oder die Summe der Gewichte beider an derselben Stange sitzenden Kugeln (Fig. 120),

$Q$  der Druck, den die einerseits gegen den Vorsprung an der Regulatorwelle sich stützende Spiralfeder andererseits gegen die Hülse ausübt,

$\alpha$  der Winkel, unter dem die Stangen gegen die Axe der Regulatorwelle geneigt sind,

$\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der letzteren, während  $a$  und  $l$  die im Vorhergehenden angegebenen Bedeutungen haben, so ist die Bedingungsgleichung des mittleren Gleichgewichtszustandes, welche ausdrückt, dass die Summe der Arbeiten der Centrifugalkräfte einer Kugel bzw. eines Kugel-paares und des halben Federdruckes auf die Hülse, die einer unendlich kleinen Configurationsänderung des Regulators entsprechen, = Null ist,

$$\begin{aligned} \frac{G}{g} \omega^2 l \sin \alpha d (l \sin \alpha) + \frac{1}{2} Q d (2a \cos \alpha) &= 0 \\ \frac{G}{g} \omega^2 l^2 \sin \alpha \cos \alpha - Q a \sin \alpha &= 0 \\ \omega^2 &= \frac{g a Q}{h l G} \quad \text{mit } h = l \cos \alpha \dots \dots \dots (1). \end{aligned}$$

Sind  $\omega_1$  und  $\omega_2$  die Werthe von  $\omega$ , bei denen eine Verschiebung der Hülse im Sinne gegen  $O$  hin oder im umgekehrten Sinne entgegen dem Widerstande  $W$  eintritt, so ist

$$\omega_1^2 = \frac{g a Q + W}{h l G}, \quad \omega_2^2 = \frac{g a Q - W}{h l G}.$$

Daraus folgt:

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = 2 \epsilon \omega^2 = 2 \frac{g a W}{h l G}$$

und somit die Energie:

$$E = \frac{W}{\epsilon} = \omega^2 \frac{h l}{g a} G = Q \dots \dots \dots (2).$$

Ist  $e$  die Entfernung von  $O$ , bis zu welcher die ungespannte Feder reicht, und  $Q_1$  die Kraft, durch welche sie um die Längeneinheit zusammengedrückt wird, so ist:

$$Q = Q_1(e - x) \dots \dots \dots (3)$$

mit  $x = 2a \cos \alpha = OH$  (Fig. 120 und Fig. 121), und weil dann auch

$$h = l \cos \alpha = \frac{1}{2} \frac{l}{a} x$$

ist, so folgt aus (1) und (3):

$$\omega^2 = 2g \frac{Q_1 a^2 e - x}{Gl^2 x} \dots \dots \dots (4).$$

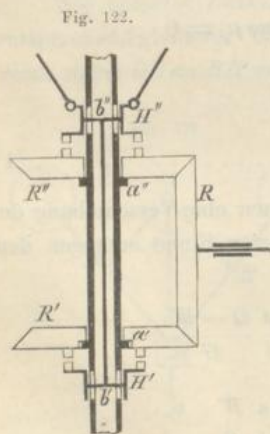
Durch Aenderung von  $e$ , also durch Verstellung des Vorsprungs  $E$  (Fig. 120 und 121) auf der Regulatorwelle ist die Adjustirung für verschiedene Normalgeschwindigkeiten  $\omega$  zu bewirken. Uebrigens lässt die Gleichung (4) einen in so hohem Grade statischen Charakter, nämlich eine so grosse Veränderlichkeit von  $\omega$  mit  $x$  oder  $\alpha$  erkennen, dass ein Regulator von solcher Art indirect wirkend angeordnet werden muss, um die Einschliessung von  $\omega$  in enge Grenzen zu ermöglichen.

§. 122. Indirect wirkende Regulatoren.

Indirect wirkende Regulatoren, die nach §. 105, wie z. B. die im vorigen Paragraph besprochenen Centrifugalregulatoren mit Federkraft

oder wie der gewöhnliche Watt'sche Regulator (Fig. 112) in höherem Grade statisch sein sollen, können auf mancherlei Art angeordnet werden. Einige Beispiele mögen zur Erläuterung dienen.

1. Bei einer solchen Anordnung, die namentlich zur Stellung der Schütze eines Wasserrades Anwendung gefunden hat, ist die Regulatorwelle in ihrem unteren Theile röhrenförmig gestaltet und die Hülse in zwei Theile  $H'$ ,  $H''$  (Fig. 122) zerlegt, von denen der obere in üblicher Weise von den Hülsenstangen des Centrifugalregulators getragen wird. Jeder dieser beiden Hülsentheile ist prismatisch mit der röhrenförmigen Welle gepaart, indem  $H'$  durch den Keil  $b'$ ,  $H''$  durch den Keil  $b''$ , von welchen

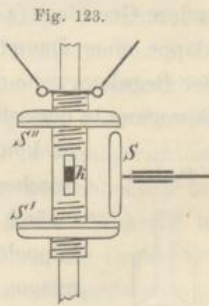


Keilen jeder durch zwei diametral gegenüber liegende Längsschlitz der Röhrenwand hindurch geht, an relativer Drehung um die Regulator-

§. 122.  
welle  
Stanz  
Ganz  
R''  
Vors  
Paar  
diese  
desse  
einan  
zähne  
der  
mit  
dass  
Masc  
unter  
somit  
Sinne  
z. B.  
schie  
auf  
der V  
  
wenig  
schei  
So w  
die v  
wäh  
liegen  
die H  
relati  
und  
die a  
gesch  
gelein  
dazwi  
grosse  
einen  
dara  
spre

welle gehindert wird; zugleich dienen diese Keile dazu, vermittels der Stange  $b' b''$  im Inneren der Welle die Hülstheile  $H'$ ,  $H''$  zu einem Ganzen zu vereinigen. Zwischen ihnen befinden sich zwei Kegelhäder  $R'$ ,  $R''$ , die mit der Welle cylindrisch gepaart sind, jedoch von ringförmigen Vorsprüngen  $a'$ ,  $a''$  der Welle getragen werden, so dass jene cylindrische Paarung thatsächlich einer solchen durch Drehkörperpaare gleich kommt; diese Räder  $R'$ ,  $R''$  sind mit einem mittleren Kegelhade  $R$  in Eingriff, dessen Axe die Axe der Regulatorwelle rechtwinklig schneidet. An den einander zugekehrten Flächen sind  $H'$  und  $R'$ ,  $H''$  und  $R''$  mit Kuppelungszähnen versehen der Art, dass die Regulatorwelle bei mittlerer Höhenlage der Hülse weder mit  $R'$  noch mit  $R''$  gekuppelt und somit  $R$  sowie das mit  $R$  verkettete Stellzeug, z. B. die Schütze des Wasserrades in Ruhe ist, dass aber, jenachdem die Hülse bei zunehmender Geschwindigkeit der Maschine etwas herauf oder bei abnehmender Geschwindigkeit etwas herunter geht, entweder  $R'$  oder  $R''$  mit der Regulatorwelle gekuppelt und somit durch diese das Rad  $R$  sammt dem Stellzeuge in einen oder anderen Sinne bewegt wird. Das Getriebe, durch welches die Drehung des Rades  $R$  z. B. auf die Wasserradschütze übertragen wird, kann wieder auf sehr verschiedene Arten, z. B. so angeordnet werden, dass eine Schraube ohne Ende auf der Welle von  $R$  in ein entsprechendes Schraubenrad, ein Zahnrad auf der Welle des letzteren in eine Zahnstange an der Schütze eingreift.

2. Wenn, wie bei Dampfmaschinen, der Widerstand des Stellzeuges weniger gross ist, kann die Einrichtung durch Anwendung von Frictionscheiben statt der Kegelhäder vereinfacht werden. So wurde von Kayser bei einer Walzwerksmaschine die verlängerte Hülse eines Watt'schen Regulators, während sie vermittels zwei diametral gegenüber liegender Schlitze und eines entsprechenden durch die Regulatorwelle gesteckten Keils  $k$  (Fig. 123) an relativer Drehung gegen letztere gehindert ist, unten und oben mit Frictionscheiben  $S'$ ,  $S''$  ausgerüstet, die an ihren einander zugekehrten Flächen mit aufgeschraubten Holzscheiben und auf diesen mit aufgeleimten Lederscheiben versehen sind. Die mit kleinem Spielraume dazwischen liegende gusseiserne Frictionscheibe  $S$  überträgt die bei zu grosser oder zu kleiner Geschwindigkeit der Maschine von  $S'$  oder  $S''$  im einen oder anderen Sinne empfangene Drehung durch ihre Welle und eine darauf sitzende Schraube ohne Ende auf ein Schraubenradsegment zu entsprechender Aenderung des Expansionsgrades der Dampfmaschine. In die



Hülse sind feine Schraubengewinde eingeschnitten, zu denen die Scheiben  $S'$ ,  $S''$  die entsprechenden Muttergewinde enthalten, und kann so durch Verstellung der letzteren der Spielraum zwischen ihnen und der Scheibe  $S$ , somit der Ungleichförmigkeitsgrad beliebig geändert, auch der Regulator durch Verstellung beider Scheiben  $S'$ ,  $S''$  in gleichem Sinne für eine andere Normalgeschwindigkeit eingerichtet werden.

3. Bei Regulatoren, die zur Schützenstellung hydraulischer Motoren dienen, kann die indirecte Wirkung zweckmässig auch dadurch vermittelt werden, dass durch den Regulator eine Riemengabel verschoben wird, um einen von der Maschine aus bewegten Riemen, der bei normaler Geschwindigkeit und mittlerer Configuration des Regulators auf einer Leer-Rolle liegt, auf die eine oder andere von zwei festen Rollen zu schieben, durch welche dann vermittels entsprechender Mechanismen die Schütze im einen oder anderen Sinne bewegt wird.

4. Anstatt die indirecte Wirkung eines Regulators durch entsprechende Kuppelung des Stellzeuges mit der Regulatorwelle zu vermitteln, hat man auch wohl einen besonderen Hilfsmotor benutzt, der durch entgegengesetzte Bewegungen der Regulatorhülse selbst im entgegengesetzten Sinne, d. h. so gesteuert wird, dass er entgegengesetzte Bewegungen des Stellzeuges zur Folge hat. So ist z. B. der im §. 121 besprochene Silver'sche Regulator bei Schiffsdampfmaschinen so angeordnet worden, dass er einen kleinen Dampfzylinder steuert, dessen Kolben mit dem Stellzeug verbunden war.

5. Indem es der Fall sein kann, dass das Stellzeug in die eine oder andere Grenzlage (z. B. der ganz geöffneten oder ganz geschlossenen Drosselklappe einer Dampfmaschine entsprechend) gelangt, während es noch mit der Regulatorwelle oder dem Hilfsmotor gekuppelt ist und somit zu weiterer Bewegung in demselben Sinne angetrieben wird, ohne diesem Antriebe folgen

Fig. 124.



zu können, so muss die daraus hervorgehende Gefahr eines Bruches durch geeignete Vorkehrung beseitigt werden. Sehr einfach und ohne Weiteres geschieht das durch die Frictionskuppelungen bei den unter 2) und 3) besprochenen Anordnungen oder auch durch Anwendung eines Schaltwerkes, wie bei dem Regulator von Bersch.\* Bei demselben ist an der Regulatorhülse vermittels einer durch eingeschaltete Mutter ihrer Länge nach regulirbaren Stange ein länglicher Rahmen aufgehängt, indem das nach unten gabelförmig auslaufende Ende jener Stange mit zwei Augen  $a$  (Fig. 124) starke Zapfen  $b$  umfasst,

\* Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1858, S. 182.

die von dem Rahmen seitwärts vortreten. Mit diesen Zapfen ist der Rahmen um eine horizontale Spindel (in Fig. 124 mit schraffirtem Querschnitt angedeutet) lose drehbar so, dass er sich zugleich etwas heben und senken kann, zu welchem Zwecke die Zapfen  $b$  geschlitzt sind. Fest auf der Spindel sitzt centrisch eine kreisförmige Scheibe, die an zwei gegenüber liegenden Bögen mit Sperrzähnen versehen und dadurch zu einem Schaltrade gemacht ist; ihm entsprechen zwei zugehörige Klinken, die oben und unten so am Rahmen um Bolzen drehbar und durch Stellerschrauben regulirbar sind, dass zwischen ihnen und dem Klinkrade bei mittlerer Höhenlage des Rahmens ein sehr kleiner Zwischenraum bleibt. Indem nun der Rahmen durch eine Zugstange von der zu regulirenden Maschine oder auch von einem Hülfsmotor in beständig pendelnder Bewegung um die Spindel erhalten wird, bewirkt das Hinauf- oder Hinabgehen des Rahmens den Eingriff der unteren oder oberen Klinke, mithin die Drehung der Spindel im einen oder anderen Sinne, bis die Klinke den ungezahnten Theil des Klinkrades erreicht. Durch Verlängerung oder Verkürzung der Aufhängestange des Rahmens lässt sich der Regulator für eine andere Normalgeschwindigkeit einrichten.

6. Bei allen vorher angeführten, sowie überhaupt bei den seither üblich gewesenen Anordnungen eines indirect wirkenden Regulators ist die Configuration des letzteren nur zwischen sehr engen Grenzen variabel und das Stellzeug nur bei der mittleren dieser wenig verschiedenen Configurationen, also nur bei einer bestimmten Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  der Maschine in Ruhe. Weicht die Geschwindigkeit  $\omega$  von dieser normalen Grösse ab, so ist der Sinn, in welchem das Stellzeug bewegt wird, bestimmt durch den Sinn, in welchem  $\omega$  von  $\omega_0$  abweicht, unabhängig davon, ob  $\omega$  augenblicklich zu- oder abnimmt, während bei directer Wirkung der Sinn der Bewegung des Stellzeuges gerade umgekehrt durch die Bewegungsrichtung der Hülse unabhängig davon bestimmt wird, ob diese augenblicklich auf der einen oder anderen Seite ihrer Mittellage sich befindet. Während im letzteren Falle angemessener Weise die Schnelligkeit und die Grösse der Bewegung des Stellzeuges der Schnelligkeit und Grösse der Hülsenbewegung, im Wesentlichen also auch der Geschwindigkeitsänderung der Maschine entspricht, ist bei der üblichen Art von indirecter Wirkung die Schnelligkeit der Bewegung des Stellzeuges unveränderlich (abgesehen von den immerhin kleinen Geschwindigkeitsänderungen der Maschine selbst) gegeben durch das Umsetzungsverhältniss, nach welchem die Bewegungsübertragung von der Regulatorwelle auf das Stellzeug nach Einrückung der betreffenden Kuppelung stattfindet, wogegen die Grösse der Lagenänderung des Stell-

zeuges nur von der Zeit abhängt, während welcher die Einrückung dauert, während welcher also die Geschwindigkeit der Maschine von der Normalgeschwindigkeit abweicht, einerlei, ob diese Abweichung gross oder klein, mit grösserer oder kleinerer Geschwindigkeit in der Zu- oder Abnahme begriffen ist. Schon ohne nähere Untersuchung ist die Unvollkommenheit dieser Art von indirecter Wirkung begreiflich, bei welcher es insbesondere der Fall sein kann, dass die regulirende Bewegung des Stellzeuges bei schneller und beträchtlicher Geschwindigkeitsänderung der Maschine zu langsam oder bei langsamer Geschwindigkeitsänderung zu rasch und zu viel stattfindet. Auf Grund solcher Erwägungen sind deshalb in neuester Zeit\* von Hartmann (deutsches Reichspatent vom 4. Juli 1878) und von Knüttel (Patent vom 21. Juli 1879) solche Einrichtungen von indirect wirkenden Regulatoren erfunden worden, welche zur Folge haben, dass die Bewegung der Hülse ebenso wie bei directer Wirkung zwischen weiteren Grenzen stattfindet und dass ihr die Bewegung des Stellzeuges fast ebenso vollkommen wie bei directer Wirkung entsprechend ist, so dass solche Regulatoren eine ähnlich regulirende Wirkung haben, als ob sie mit unbegrenzter Energie direct wirkend wären.

Dieser Zweck wird dadurch erreicht, dass die Kuppelungshülse eines Wendegetriebes, die bei der üblichen Anordnung (z. B. nach Fig. 122 oder Fig. 123) ein unmittelbarer Fortsatz der Regulatorhülse ist und deshalb letztere zu einer der ihrigen gleichen sehr eng begrenzten Bewegung nöthigt, als ein besonderes Glied ausgebildet und dessen kleine Verschiebung im einen oder anderen Sinne zugleich von der Bewegung der Regulatorhülse und von derjenigen des Stellzeuges so abhängig gemacht ist, dass die Einrückung behufs Herstellung der Kuppelung bei jeder Lage der Regulatorhülse und entsprechender Lage des Stellzeuges stattfinden kann. Ist jene Kuppelungshülse dadurch, dass eine Bewegung der Regulatorhülse in gewissem Sinne eintrat, in entsprechendem Sinne sehr wenig verschoben und so die Kuppelung hergestellt worden, so bewirkt die entsprechend erfolgende Bewegung des Stellzeuges eine umgekehrte Verschiebung der Kuppelungshülse, also die Auslösung der Kuppelung mit Stillstand des Stellzeuges; wenn aber die Geschwindigkeitsänderung der Maschine in unverändertem Sinne noch andauert, so wird durch die weitere Bewegung der Regulatorhülse die Kuppelung im vorigen Sinne sofort wieder hergestellt, um alsbald wieder gelöst zu werden, wenn dadurch die Regulator-

\* Wochenschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1880, S. 341, und Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1880, S. 97.

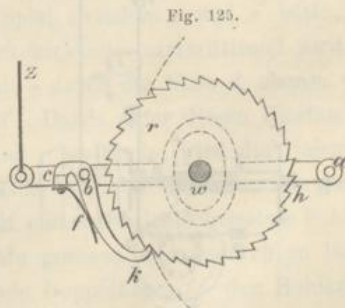


hülse in Ruhe, das Stellzeug in Bewegung gekommen ist u. s. f. Diese sich entsprechenden kleinen alternirenden Bewegungen der Regulatorhülse und des Stellzeuges, verbunden mit schnell auf einander folgenden Ein- und Ausrückungen der Kuppelungshülse, gehen indessen um so mehr in stetige Bewegungen über, je schneller einerseits die Geschwindigkeitsänderung der Maschine und demgemäss die Configurationsänderung des Regulators und je schneller andererseits die Bewegung des Stellzeuges in Folge des gewählten Umsetzungsverhältnisses von der Regulatorwelle aus bei hergestellter Kuppelung stattfindet, besonders wenn letztere nicht als Klauenkuppelung (Fig. 122), sondern als Frictionskuppelung (Fig. 123) ausgeführt ist.

Es lässt sich erwarten, dass bei gegebener plötzlicher Aenderung des von einer Kraftmaschine zu überwindenden Widerstandes dieselbe vermittels eines indirect wirkenden Regulators von der hier besprochenen Art mit wesentlich geringeren Geschwindigkeitsschwankungen in einen neuen Beharrungszustand übergeführt wird, als bei der gewöhnlichen Anordnung; weil aber dann dieser neue Beharrungszustand bei anderer Configuration des Regulators eintritt, ist es nöthig, dass letztere ebenso wie bei directer Wirkung in nur mässigem Grade mit der Geschwindigkeit variabel, d. h. dass der Regulator in nur mässigem Grade statisch sei, wenn die Geschwindigkeit des neuen Beharrungszustandes von derjenigen des früheren nicht zu sehr verschieden sein soll.

### §. 123. Intermittirend wirkende Regulatoren.\*

1. Als Beispiel eines direct intermittirend wirkenden Regulators zeigt Fig. 125 den wesentlichen Bestandtheil einer patentirten Construction von Hagen. Auf der Welle  $w$ , um deren Drehung im einen oder anderen Sinne es sich handelt behufs Verminderung oder Vermehrung des Zuflusses der motorischen Substanz, jenachdem die Maschinengeschwindigkeit sich zu- oder abnehmend von der Normalgeschwindigkeit entfernt, sind neben einander zwei Klinkräder  $r, r'$  mit entgegengesetzt gerichteten Sperrzähnen aufgekeilt, von denen hier nur eines  $r$  gezeichnet ist. Die zugehörigen

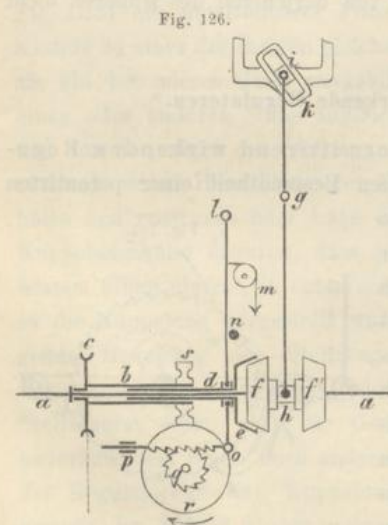


\* Dingler's polytechnisches Journal, 1875, Bd. 217, S. 1.

Klinken  $k$  und  $k'$  (von denen in Fig. 125 auch nur  $k$  gezeichnet ist) sitzen drehbar um dieselbe Axe  $b$  an einem Hebel  $h$ , der einerseits um die feste Axe  $a$  drehbar, andererseits durch die Zugstange  $z$  mit der Regulatorhülse verbunden und so gestaltet ist, dass seine dem Hüsenhub entsprechende Schwingung um  $a$  durch die Welle  $w$  nicht gehindert wird. Von den Klinken  $k$ ,  $k'$  ist die eine abwärts, die andere aufwärts gerichtet; beide werden durch Federn  $f$ ,  $f'$  ( $k$  durch  $f$ ,  $k'$  durch  $f'$ ) gegen die Klinkräder  $r$ ,  $r'$  angedrückt insoweit es die Anschläge  $e$ ,  $e'$  gestatten. In der Mittellage des Hebels  $h$ , der Mittellage der Regulatorhülse entsprechend, greifen beide Klinken zwar noch zwischen die Zähne von  $r$ ,  $r'$  ein, jedoch so, dass sie zugleich gegen die Anschläge sich stützen, und dass somit eine weitere Annäherung ihrer Angriffskanten an die Axe  $a$  unmöglich ist. Die Folge dieser Anordnung ist, dass, wenn die Hülse von ihrer Mittellage aus in die Höhe geht, das Rad  $r$  sammt der Welle  $w$  mit Rechtsdrehung von der Klinke  $k$  unter Anspannung der Feder  $f$  mitgenommen wird, während die Angriffskante der Klinke  $k'$  sich vom Rade  $r'$  entfernt. Beim Rückgange der Hülse in die Mittellage ist keine Klinke wirksam, da  $k'$  ausgelöst bleibt, während  $k$  über die Zähne von  $r$  weggleitet. Geht, aber die Hülse noch weiter hinab, so wird  $r'$  sammt  $w$  mit Linksdrehung von  $k'$  herumgenommen unter Anspannung der Feder  $f'$ , während  $k$  ausgelöst wird und auch beim

Rückgange in die Mittellage ausgelöst bleibt, indem dann  $k'$  auf den Zähnen von  $r'$  gleitet.

2. Indirect intermittierend wirkende Regulatoren sind, so viel bekannt, bisher nur von Bodermer construirt und mit Erfolg verwendet worden. Ein solcher, zu Regulierung des Füllungsgrades von Dampfmaschinen bestimmt, hat folgende Einrichtung: Fig. 126. Eine Welle  $a$ , die bei normaler Maschinengeschwindigkeit in Ruhe ist, wird bei wachsender oder abnehmender Geschwindigkeit behufs Verkleinerung oder Vergrößerung des Füllungsgrades im einen oder anderen Sinne dadurch in



Umdrehung versetzt, dass sie durch die Wirkung des Regulators mit der einen oder anderen von zwei Hülsen  $b$ ,  $b'$  fest verbunden wird, die an und

Fig. 126.

für sich frei drehbar um die Welle  $a$  sind und durch auf ihnen festgekeilte Schnurrollen  $e, e'$  von einer in Fig. 126 nicht gezeichneten Maschinenwelle aus beständig in entgegengesetztem Sinne in Rotation erhalten werden, indem die eine Schnur offen, die andere gekreuzt ist. Von diesen zwei Hülsen ist in Fig. 126 nur die eine  $b$  mit zugehörigem sogleich zu besprechendem Mechanismus schematisch gezeichnet, während die andere mit ihrem ganz gleichen Mechanismus auf der anderen Seite der (bei mittlerer Lage) in Bezug auf die Gerade  $ih$  symmetrischen Figur liegend vorzustellen ist. Die feste Verbindung der Welle  $a$  mit der Hülse  $b$  oder  $b'$  wird aber dadurch bewirkt, dass  $b$  mit der langen Nabe  $d$  eines Hohlkegels  $e$  und ebenso auf der anderen Seite  $b'$  mit der Nabe  $d'$  eines Hohlkegels  $e'$  prismatisch gepaart (durch Laufkeil relativ gleitbar längs der Welle  $a$  verbunden) ist, wodurch die mit  $a$  cylindrisch gepaarten Hohlkegel  $e, e'$  zu gleichen Rotationen bezw. mit  $b, b'$ , unter sich also zu entgegengesetzten Rotationen gezwungen sind, und dass ferner durch Verschiebung des mit der Welle  $a$  prismatisch gepaarten Doppelkegels  $ff'$  nach links oder nach rechts derselbe in den entsprechenden Hohlkegel  $e$  oder  $e'$  hinein gepresst und somit durch Frictionskuppelung auch  $a$  zu einerlei Drehung mit  $e$  und  $b$  oder mit  $e'$  und  $b'$  genöthigt wird; seine Verschiebung erhält der Doppelkegel durch den um den Zapfen  $g$  drehbaren Hebel  $hi$ , der unten bei  $h$  die Halsnuth der die Kegels  $f, f'$  verbindenden Hülse umgreift und oben bei  $i$  in der an der Regulatorhülse hängenden schräg gerichteten Coulisse  $k$  geführt wird. Jenachdem bei wachsender oder abnehmender Maschinen- geschwindigkeit diese Coulisse sich aufwärts oder abwärts bewegt, geht das obere Hebelende  $i$  nach rechts oder nach links, das untere  $h$  nach links oder nach rechts und wird folglich  $f$  in  $e$  oder  $f'$  in  $e'$  hinein gepresst. Wären die Hohlkegel  $e, e'$  fest mit den Hülsen  $b, b'$  verbunden, so dass der Doppelkegel  $ff'$  nur ein ganz kleines Spiel zwischen  $e$  und  $e'$  hätte, so wäre der Regulator indirect continuirlich wirkend; intermittirend wird er durch die prismatische Paarung von  $e$  mit  $b$  durch die Nabe  $d$ , ebenso von  $e'$  mit  $b'$  durch die entsprechende Nabe  $d'$ . Damit unter diesen Umständen der nöthige axiale Druck zwischen  $f$  und  $e$  stattfinde, wird die Halsnuth der Nabenhülse  $d$  von einem um  $l$  drehbaren Hebel umfasst, der durch eine über eine Leitrolle geführte und mit einem Gewichte belastete Schnur  $m$  beständig gegen einen Anschlag  $n$  hin gezogen und dadurch so lange gehemmt wird, bis der nach links gehende Doppelkegel  $ff'$  den Hohlkegel  $e$  mit seiner Nabe  $d$  in die Hülse  $b$  hinein drückt und dabei jenen Hebel vom Anschlage  $n$  entfernt. Die intermittirende Wirkung erfordert aber ferner, dass die Rückkehr der Regulatorhülse und somit des Doppel-

kegels  $ff'$  in die Mittellage ohne fortgesetzte Drehung der Welle  $a$  erfolgen könne, dass also die Frictionskuppelung von  $f$  mit  $e$  (bezw. von  $f'$  mit  $e'$ ) hierbei ausgelöst sei; zu dem Ende ist der um  $l$  drehbare Druckhebel über die Halsnuth der Nabe  $d$  hinaus verlängert bis zu dem Zapfen  $o$ , durch welchen er mit einer bei  $p$  prismatisch geführten etwas federnden Sperrstange verbunden ist, deren in ein entsprechendes Sperrrädchen  $q$  eingreifende Zähne so gerichtet sind, dass, wenn das Rädchen ruht, die Stange zwar im Sinne  $op$ , nicht aber im umgekehrten Sinne beweglich ist. Damit aber endlich der Regulator nach seiner Rückkehr in die Mittellage zu neuer Wirksamkeit in beiderlei Sinn geeignet werde, was voraussetzt, dass der Hohlkegel  $e$ , der vorher mit dem Doppelkegel  $ff'$  gekuppelt war, hinter diesem her bis zur Stützung des Druckhebels gegen den Anschlag  $n$  zurückgehe, ist mit dem Sperrrädchen  $q$  ein Schneckenrad  $r$  coaxial fest verbunden, das im Sinne des beigesetzten Pfeils durch die auf der Hülse  $b$  sitzende Schnecke  $s$  in beständiger langsamer Drehung erhalten wird. Sollte die Maschinengeschwindigkeit, nachdem sie ein Maximum erreicht hatte, nicht sofort bis zur Normalgeschwindigkeit wieder abnehmen, sondern ein neuer Beharrungszustand mit noch übernormaler Geschwindigkeit eintreten, so würde der noch vor der Mittellage zur Ruhe kommende Doppelkegel alsbald von dem nachfolgenden rotirenden Hohlkegel  $e$  eingeholt und auf's Neue mit ihm gekuppelt werden; die Folge wäre eine abermalige Drehung der Welle  $a$  im vorigen Sinne, somit weitere Abnahme der Maschinengeschwindigkeit mit wiederholtem Rückgange von  $e$  und  $ff'$  gegen die Mittellage hin bis der Druckhebel vom Anschlage  $n$  aufgehalten wird und damit der Doppelkegel ausser Berührung mit  $e$  in der Mittellage dauernd zur Ruhe kommen kann, entsprechend einem dauernden Beharrungszustande der Maschine bei normaler Geschwindigkeit. Dass sich in Folge der in Fig. 126 nicht gezeichneten, auf der anderen Seite von  $ff'$  befindlichen Mechanismen, die den gezeichneten symmetrisch gleich sind, Alles gerade umgekehrt verhält, wenn die Geschwindigkeit der Maschine unter ihren Normalwerth sinkt und zu demselben zurückkehrt, bedarf keiner weiteren Ausführung. Auch mag wegen der Schwingungen der Regulatorhülse, die durch den Hebel  $ih$  auf den Doppelkegel  $ff'$  übertragen werden, in Wirklichkeit der Vorgang weniger einfach sich gestalten, vielmehr erst nach mehrmaliger Ein- und Auslösung der Frictionskuppelung zwischen  $e$  und  $f$  bezw.  $e'$  und  $f'$ , oder auch abwechselungsweise der einen und anderen, ein neuer Beharrungszustand bei normaler Geschwindigkeit eintreten.

3. Wenn der so eben besprochene Regulator in solchen Fällen angewendet werden sollte, in denen, wie bei hydraulischen Kraftmaschinen,

die Bewegung des Stellzeuges und somit die Drehung der Welle *a*, Fig. 126, mit einem beträchtlichen Widerstande verbunden ist, so würde die Herstellung der Frictionskuppelung einen allzu grossen Druck erfordern, als dass er durch die Regulatorhülse bei genügend kleiner Geschwindigkeitsänderung, also mit hinlänglich kleinem Unempfindlichkeitsgrade ausgeübt werden könnte. Für solche Fälle hat deshalb Bodemer einen anderen indirect intermittirend wirkenden Regulator construirt, der ebenso wie der vorige durch die Weltausstellung zu Philadelphia vom Jahre 1876 bekannt wurde. Bei dieser sehr sinnreichen, aber freilich noch wesentlich complicirteren Construction hat die Regulatorhülse nur die Aufgabe der Aus- und Einlösung einer Hemmung, um dadurch die Frictionskuppelung des Stellzeuges mit der Maschine von letzterer aus zu veranlassen oder zu unterbrechen. Anstatt des Schalt- und Schneckenradmechanismus *opqrs* in Fig. 126 wird dabei durch einen sogenannten Correcturapparat von wesentlich anderer Einrichtung bewirkt, dass beim Rückgange der Geschwindigkeit von einem Maximum oder Minimum nicht bei über- oder unternormaler Geschwindigkeit dauernd ein neuer Beharrungszustand eintreten kann, dass vielmehr ein solcher ebenso wie bei indirect continuirlich wirkenden Regulatoren von gewöhnlicher Anordnung, jedoch ohne die denselben eigenthümlichen erheblichen Schwankungen, nur bei normaler Geschwindigkeit dauernd möglich ist mit selbstthätig wieder herbeigeführter solcher Lage aller Theile des ganzen Mechanismus, dass er bei geringster Störung dieser normalen Geschwindigkeit aufs Neue sofort in Function tritt.

5. Verhalten des Regulators und Einfluss desselben auf den Gang der Maschine bei einer Störung ihres Beharrungszustandes.

§. 124. Vorbemerkungen.

Wenn der Beharrungszustand einer Kraftmaschine durch plötzliche Aenderung des Widerstandes, z. B. durch das Ein- oder Ausrücken von Arbeitsmaschinen oder durch Aenderung der von einzelnen derselben erforderten Leistungen gestört wird, so besteht die Aufgabe des Regulators darin, durch entsprechende Aenderung der Triebkraft zu bewirken, dass nicht nur ein neuer Beharrungszustand bei einer von der früheren möglichst wenig abweichenden Geschwindigkeit eintrete, sondern dass auch der Uebergang des einen in den anderen möglichst stetig in unveränderlichem Sinne, nämlich ohne solche Schwankungen der Geschwindigkeit stattfinde, bei denen dieselbe sich vorübergehend noch wesentlich mehr von

der früheren unterscheidet, als im neuen Beharrungszustande, dessen tatsächlicher Eintritt anderen Falles durch dergleichen Schwankungen sehr weit hinausgerückt oder ganz unmöglich gemacht werden könnte. Unter der Maschinengeschwindigkeit werde dabei wie bisher die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorwelle, d. h. der rotirenden Welle verstanden, die den Zusammenhang der zu regulirenden Maschine mit dem Regulator vermittelt. Diese Winkelgeschwindigkeit sei für den ursprünglichen Beharrungszustand hier mit  $\omega_0$ , für irgend einen Augenblick nach erfolgter Störung mit  $\omega$  bezeichnet. Dabei wird von periodischen Aenderungen, welche, dem Wirkungsgesetze der Kräfte und dem kinematischen Bau der Maschine entsprechend, durch ihr Schwungrad und überhaupt durch ihre bewegte Masse in engere Grenzen eingeschlossen werden, abgesehen, unter  $\omega_0$  folglich die mittlere Winkelgeschwindigkeit für jede Periode des ursprünglichen Beharrungszustandes, unter  $\omega$  diejenige Winkelgeschwindigkeit verstanden, welche sich von der augenblicklich stattfindenden um denselben, der periodischen Veränderlichkeit des Ganges entsprechenden Betrag unterscheidet, wie  $\omega_0$  von der Geschwindigkeit, die bei der Fortdauer des ursprünglichen Beharrungszustandes bei derselben Configuration der Maschine stattgefunden hätte.

Dasjenige Glied des Regulators, welches seinen Zusammenhang mit dem Stellzeug vermittelt, heisse hier allgemein (auch bei anderen, als Centrifugalregulatoren) die Hülse. Sie bestimmt durch ihre Entfernung  $x$  von der dem ursprünglichen Beharrungszustande entsprechenden Lage die augenblickliche Configuration des Regulators. Dabei soll  $x$  positiv oder negativ gesetzt werden, jenachdem die dadurch bestimmte Hülsenlage bei mittlerem Gleichgewichtszustande des Regulators einer vergrößerten oder verkleinerten Maschinengeschwindigkeit, somit einer zu bewirkenden Verkleinerung oder Vergrößerung der Triebkraft entspricht.

Das Stellzeug ist im Allgemeinen ein Getriebe, von dessen Gliedern eines beständig oder zeitweilig mit der Regulatorhülse gepaart ist, während ein anderes den Zufluss der motorischen Substanz unmittelbar durch seine Lage bedingt; diese Lage sei bestimmt durch die Entfernung  $= \xi$  von derjenigen, die dem ursprünglichen Beharrungszustande entsprach, indem  $\xi$  positiv oder negativ gesetzt wird unter denselben Umständen wie  $x$ . Bei direct continuirlich wirkenden Regulatoren, bei denen beständig zwangläufige Verkettung des Stellzeuges mit dem Regulator stattfindet, ist  $\xi$  eine Function nur von  $x$ .

Reducirt auf einen Punkt im Abstände  $= 1$  von der Axe der Regulatorwelle und abgesehen wieder von den periodischen Aenderungen, die

selbst im Beharrungszustande einer Maschine stattzufinden pflegen, sei  $P$  die Triebkraft,  $Q$  der gesammte Widerstand und  $M$  die Masse der Maschine, d. h. es seien  $Pd\varphi$  und  $Qd\varphi$  die dem (in Bogenmaass ausgedrückten) elementaren Drehungswinkel  $d\varphi$  der Regulatorwelle entsprechenden mittleren elementaren Arbeiten der Triebkraft und des Widerstandes, sowie  $\frac{M\omega^2}{2}$  die augenblickliche lebendige Kraft der Maschine. Die elementare Aenderung der letzteren ist = der algebraischen Summe jener elementaren Arbeiten:

$$d\left(\frac{M\omega^2}{2}\right) = (P - Q) d\varphi,$$

welche Gleichung, da  $M$  constant und  $d\varphi = \omega dt$  ist, auch geschrieben werden kann:

$$M\omega d\omega = (P - Q) \omega dt; \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{P - Q}{M}$$

= der Beschleunigung der Maschine, gemessen als Winkelbeschleunigung der Regulatorwelle. Da hierbei von periodischen, der betreffenden Maschine eigenthümlichen Beschleunigungen abgesehen wird, die nicht sowohl durch den hier in Rede stehenden Regulator, als vielmehr durch ein Schwungrad oder überhaupt durch eine hinlänglich grosse bewegte Masse auszugleichen sind, so ist der Beharrungszustand, charakterisirt durch gleiche Mittelwerthe der Geschwindigkeit in den auf einander folgenden Perioden, auch bestimmt durch  $\omega = \text{Const.}$ , also  $P = Q$ .

Die Kräfte  $P$  und  $Q$  sind zum Theil von  $\omega$  abhängig, und zwar im Allgemeinen so, dass, wenn  $\omega$  wächst,  $P$  abnimmt und  $Q$  zunimmt, um so mehr also  $P - Q$  abnimmt. Dieses Verhalten giebt sich dadurch zu erkennen, dass, wenn die Differenz  $P - Q$ , die im Beharrungszustande = Null war, durch Abnahme von  $Q$  plötzlich positiv wird, ohne Wirkung eines Regulators die Geschwindigkeit der Maschine nicht ohne Ende zunimmt, sondern sich ihr Bewegungszustand allmählig einem neuen Beharrungszustande mit einer nur um Endliches vergrösserten Geschwindigkeit nähert, wie z. B. ein Eisenbahnzug, wenn während der Fahrt die Wagenkuppelung an irgend einer Stelle bräche, unter übrigens gleich bleibenden Umständen in einen neuen Beharrungszustand mit vergrösserter Fahrgeschwindigkeit übergehen würde. Da es sich aber hier nur um solche Geschwindigkeitsänderungen handelt, die eben durch die Wirkung des Regulators auf mässige Grössen beschränkt werden sollen, so mag auch von der Abhängigkeit der reducirten Triebkraft  $P$  und des reducirten Widerstandes  $Q$  von der Geschwindigkeit  $\omega$  im Allgemeinen abgesehen,

somit  $P$  als blosse Function von  $\xi$ ,  $Q$  als Constante betrachtet werden, so lange nicht aus irgend einem Anlasse ein plötzlicher Uebergang von  $Q$  zu einem anderen, demnächst wieder einstweilen constant bleibenden Werthe stattfindet. Die Aufgabe, um die es sich hier handelt, ist die Untersuchung des Gesetzes, nach welchem von dem Augenblicke an, in dem nach bis dahin stattgefundenem Beharrungszustande eine solche plötzliche Aenderung von  $Q$  eintritt, die Maschinengeschwindigkeit  $\omega$  sich ändert in Folge der durch den Regulator bewirkten Aenderung von  $\xi$ . Da bei entgegengesetzter Aenderung von  $Q$  auch der Erfolg offenbar entgegengesetzt ist, genügt es zur Charakterisirung der Regulatorwirkung, die plötzliche Aenderung von  $Q$  hier ein für alle Mal als in demselben Sinne stattfindend, etwa als plötzliche Abnahme vorauszusetzen, so dass  $\omega$ ,  $x$  und  $\xi$  wenigstens anfangs zunehmen, insbesondere  $x$  und  $\xi$  von Null an wachsend zunächst positiv werden.

Die Unterschiede des fraglichen Wirkungsgesetzes in verschiedenen Fällen werden weniger durch die Beschaffenheit des hier stets als mehr oder weniger statisch vorausgesetzten Regulators an sich, als durch seine Anordnung (Art seiner Verbindung mit dem Stellzeuge) bedingt, hinsichtlich welcher direct und indirect wirkende Regulatoren, sowie ferner die einen und anderen als continuirlich und intermittirend wirkende zu unterscheiden sind. Direct und indirect wirkende Regulatoren unterscheiden sich vor Allem dadurch, dass bei letzteren, wenigstens bei gewöhnlicher Anordnung (§. 122), wie sie im Folgenden vorausgesetzt wird, ein dauernder Beharrungszustand nur bei normaler Geschwindigkeit und bei mittlerer Lage des Regulators stattfinden kann, so dass also dann  $\omega_0$  die Normalgeschwindigkeit bedeutet und  $x=0$  der Mittellage der Hülse entspricht, wogegen bei direct wirkenden, wenigstens bei direct continuirlich wirkenden Regulatoren die anfängliche Beharrungsgeschwindigkeit  $\omega_0$  von der normalen verschieden sein kann und ebenso dann auch die Anfangslage ( $x=0$ ) der Hülse nicht ihre Mittellage zu sein braucht; ob Letzteres auch für direct intermittirend wirkende Regulatoren gilt, bleibt näherer Untersuchung (§. 126) vorbehalten.

Inwiefern nun die bezeichnete Aufgabe in diesen verschiedenen Fällen zu lösen ist, ergibt sich im Princip, nämlich abgesehen von analytischen Schwierigkeiten, die sich der strengen Durchführung entgegenstellen können, durch folgende Erwägung.

Mit Rücksicht auf die kinematische Beschaffenheit des Regulators, die Massen seiner relativ gegen die Regulatorwelle beweglichen Glieder



und die darauf wirkenden Kräfte kann die Beschleunigung der Hülse als Function von  $x$  und  $\omega$  gefunden werden:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \varphi(x, \omega) \dots \dots \dots (1).$$

Dabei ist streng genommen diese Function  $\varphi(x, \omega)$  etwas verschieden je nach dem Bewegungssinne der Hülse wegen des Bewegungswiderstandes der letzteren, der ihrem Bewegungssinne stets entgegengesetzt gerichtet ist. Je nach der Art des Motors und der Art, wie der Zufluss seiner motorischen Substanz vom Stellzeuge bedingt wird (z. B. bei Dampfmaschinen, jenachdem der Regulator auf die Drosselklappe oder auf die Expansionsvorrichtung wirkt) ist ferner  $P$  als Function von  $\xi$  zu ermitteln und somit dann auch die Winkelbeschleunigung der Regulatorwelle:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{P - Q}{M} = f(\xi) \dots \dots \dots (2),$$

unter  $Q$  hier den plötzlich geänderten Werth des reducirten Widerstandes verstanden. Die hiernach noch erforderliche dritte Gleichung, um mit Rücksicht auf die Anfangswerthe:

$$x = 0, \quad \xi = 0, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad \frac{d\xi}{dt} = 0, \quad \omega = \omega_0$$

die Grössen  $x$ ,  $\xi$  und  $\omega$  als Functionen von  $t$  bestimmen zu können, ist verschieden je nach der Anordnung des Regulators.

Bei direct continuirlich wirkenden Regulatoren ist  $\xi$  eine Function von  $x$ , somit nach Gl. (2) auch

$$\frac{d\omega}{dt} = F(x),$$

wodurch in Verbindung mit Gl. (1) und mit Rücksicht auf die Anfangswerthe

$$x = 0, \quad \frac{dx}{dt} = 0, \quad \omega = \omega_0$$

$x$  und  $\omega$  als Functionen von  $t$  bestimmt sind.

Bei direct intermittirend wirkenden Regulatoren findet der Unterschied statt, dass  $\xi$  entweder eine Function von  $x$  oder constant ist, jenachdem die Entfernung der Hülse von ihrer Mittellage zu- oder abnimmt; auch ist ersteren Falles die Beziehung zwischen  $\xi$  und  $x$  insofern von anderer Art, als hier  $\xi$  nicht durch  $x$  an und für sich bestimmt ist, sondern durch den Werth, den  $\xi$  im Augenblicke kleinster Entfernung der Hülse von ihrer Mittellage hatte und durch die Aenderung, welche  $x$  seitdem erfahren hat.

Bei indirect continuirlich wirkenden Regulatoren ist  $\xi$  eine Function der Zeit:

$$\xi = \psi(t)$$

und somit nach Gl. (2):

$$\frac{d\omega}{dt} = \Psi(t),$$

woraus sich durch Integration auch  $\omega$  als Function der Zeit ergibt, ohne dass dazu die Gleichung (1) gebraucht würde, die in der That schon wegen der hier verschwindend kleinen Hülsenbewegung ihre Bedeutung verliert. Dabei ist freilich zu berücksichtigen, dass, wenn die Bewegung des Stellzeuges von der zu regulirenden Maschine ausgeht, indem es mit ihr durch den Regulator gekuppelt wird, jene Function  $\psi(t)$  sich streng genommen nicht unmittelbar ergibt, da vielmehr zunächst dann  $\xi$  vom Drehungswinkel  $\varphi$  der Regulatorwelle abhängt und erst aus

$$\xi = \psi(\varphi)$$

nach Gl. (2) sich mit  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ :

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \Psi(\varphi)$$

und daraus  $\varphi$  sowie demnächst  $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$  als Function von  $t$  ergibt. Bei der geringen Veränderlichkeit von  $\omega$  kann indessen näherungsweise

$$\xi = \psi(\varphi) = \psi(\omega_0 t)$$

gesetzt werden.

Bei indirect intermittirend wirkenden Regulatoren ist endlich  $\xi$  abwechselungsweise eine Function von  $t$  oder constant, jenachdem die Regulatorhülse sich von ihrer Mittellage entfernt oder derselben nähert.

#### a. Direct wirkende Regulatoren.

##### §. 125. Direct continuirlich wirkender Regulator.

Es werde ein Centrifugalregulator mit zwei symmetrisch angeordneten Kugeln betrachtet, deren jede das Gewicht  $G$  hat, während das Gewicht der Hülse sammt der sie belastenden Masse  $= 2mG$  sei unter Abstraction von den Massen und Gewichten der Stangen, durch welche event. die Kugeln mit der Hülse und der verticalen Regulatorwelle charnierartig verbunden sind, sowie auch unter Abstraction von Bewegungswiderständen des Regulators selbst und des Stellzeuges.

Die Kugelmittelpunkte  $K$  sind in einer aufwärts concaven Bahn  $B$  beweglich, die mit der Regulatorwelle rotirt, in einer durch die Axe der letzteren gehenden verticalen Ebene liegt und in Bezug auf diese Axe symmetrisch ist;  $y$  und  $z$  seien die augenblicklichen Entfernungen eines Kugelmittelpunktes beziehungsweise von jener Axe und von einer unterhalb der Bahn gelegenen Horizontalebene  $H$ , so dass  $y$  und  $z$  zusammen mit  $x$  (§. 124) zu- und abnehmen. Bedeutet ferner  $ds$  ein Bogenelement genannter Bahn,  $dt$  ein Zeitelement und  $g$  die Beschleunigung der Schwere, so ist die Gleichung, welche ausdrückt, dass bei gestörtem relativem Gleichgewichte des Regulators der elementare Zuwachs der relativen lebendigen Kräfte der Kugelmasse  $\frac{2G}{g}$  und Hülsenmasse  $\frac{2mG}{g}$  zusammen genommen der algebraischen Summe der elementaren Arbeiten der Schwerkräfte dieser beiderlei Massen und der Centrifugalkräfte der Kugeln gleich ist:

$$\frac{mG}{g} d \frac{dx^2}{dt^2} + \frac{G}{g} d \frac{ds^2}{dt^2} = 2 \frac{G}{g} \omega^2 y dy - 2mG dx - 2G dz$$

oder 
$$\frac{d(mdx^2 + ds^2)}{dt^2} = 2\omega^2 y dy - 2g(mdx + dz) \dots \dots (1).$$

Um dieser Gleichung eine für die weitere Entwicklung hinlänglich einfache Form zu geben, werde unter der Voraussetzung, dass ihre Integration jeweils zwischen engen Grenzen der überhaupt nur kleinen Configurationsänderung des Regulators ausgeführt wird,

$$\frac{dz}{dx} = a \quad \text{und} \quad \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 = b$$

gesetzt, unter  $a$  eine Constante und unter  $b$  einen Mittelwerth innerhalb der Integrationsgrenzen verstanden. Es ist dann

$$z = ax + z_0 \quad \text{und} \quad b = \left(a \frac{ds}{dz}\right)^2 = \left(\frac{a}{\sin \alpha}\right)^2,$$

wo  $z_0$  den Werth von  $z$  für den ursprünglichen Beharrungszustand ( $x=0$ ) und  $\alpha$  den mittleren Winkel bedeutet, unter welchem innerhalb der jeweiligen Integrationsgrenzen die Normale der Bahn  $B$  für den betreffenden Ort des Kugelmittelpunktes  $K$  gegen die Axe der Regulatorwelle geneigt ist. Hiermit und mit

$$d(dx^2) = 2 dx d^2x$$

ergiebt sich aus Gl. (1):

$$(m + b) \frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 y \frac{dy}{dx} - g(m + a) = a \omega^2 y \frac{dy}{dz} - g(m + a) \dots (2).$$

Bezeichnet  $O$  den Punkt, in welchem die Axe der Regulatorwelle von der Normalen der Bahn  $B$  für den Punkt  $K$  geschnitten wird (siehe Fig. 112 für den Fall eines Watt'schen Regulators) und  $H$  die Höhe des Punktes  $O$  über der Ebene  $II$ , so ist

$$y \frac{dy}{dz} = y \cotg \alpha = H - z = H - z_0 - ax = h - ax,$$

unter  $h$  die im Allgemeinen zugleich mit  $x$  etwas veränderliche Höhe des Punktes  $O$  über der dem ursprünglichen Beharrungszustande entsprechenden Lage  $K_0$  des Kugelmittelpunktes  $K$  verstanden. Damit erhält Gl. (2) die Form:

$$(m + b) \frac{d^2 x}{dt^2} = a(h - ax) \omega^2 - g(m + a) \dots \dots \dots (3).$$

Im Gleichgewichtszustande des Regulators ist  $\frac{d^2 x}{dt^2} = 0$ , insbesondere also für den ursprünglichen Beharrungszustand ( $x = 0, h = h_0, \omega = \omega_0$ ):

$$ah_0 \omega_0^2 = g(m + a) \dots \dots \dots (4),$$

womit der obigen Gleichung auch die Form gegeben werden kann:

$$(m + b) \frac{d^2 x}{dt^2} = a(h - ax) \omega^2 - ah_0 \omega_0^2.$$

Ihre rechte Seite ist die Aenderung, welche die Function

$$f(x, \omega) = a(h - ax) \omega^2$$

durch den Uebergang der Variablen von 0 in  $x$  und  $\omega_0$  in  $\omega$  erfährt, und wenn diese Functionsänderung nach der Taylor'schen Reihe entwickelt wird, wobei zu beachten ist, dass  $h$  von  $x$  abhängt, so ist es den vorausgesetzten Kleinheiten der Configurationsänderung des Regulators und der Geschwindigkeitsänderung der Maschine entsprechend, dabei nur die Glieder mit den ersten Potenzen von  $x$  und  $\omega - \omega_0$  zu berücksichtigen, also zu setzen:

$$f(x, \omega) - f(0, \omega_0) = \left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_0 x + \left(\frac{\partial f}{\partial \omega}\right)_0 (\omega - \omega_0),$$

wo  $\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)_0$  und  $\left(\frac{\partial f}{\partial \omega}\right)_0$  die Werthe bedeuten, welche die partiellen Differentialquotienten

$$\frac{\partial f(x, \omega)}{\partial x} = a \left( \frac{dh}{dx} - a \right) \omega^2$$

$$\frac{\partial f(x, \omega)}{\partial \omega} = 2 a (h - ax) \omega$$

dadurch annehmen, dass darin zugleich  $x = 0$  und  $\omega = \omega_0$  gesetzt wird. Somit ergibt sich:

$$(m + b) \frac{d^2 x}{dt^2} = a \left( \frac{dh_0}{dx} - a \right) \omega_0^2 x + 2 a h_0 \omega_0 (\omega - \omega_0) \dots \dots (5),$$

unter  $h_0$  und  $\frac{dh_0}{dx}$  die Werthe von  $h$  und  $\frac{dh}{dx}$  verstanden, welche  $x = 0$ , d. h. dem ursprünglichen Beharrungszustande entsprechen. Es ist wesentlich, zu bemerken, dass der Factor

$$\frac{dh_0}{dx} - a$$

des Gliedes mit  $x$  in dieser Gleichung jedenfalls negativ ist; denn er bedeutet den Werth des Differentialquotienten

$$\frac{d(h - ax)}{dx} = \frac{d(H - z)}{dx}$$

für  $x = 0$ , während die Stabilität des Gleichgewichtes nach dem Früheren (siehe insbesondere §. 115) erfordert, dass die Subnormale der Bahn  $B$  (die Höhe des Punktes  $O$  über dem Kugelmittelpunkte  $K$ )  $= H - z$  abnimmt, wenn  $\omega$  und somit  $x$  wächst. Je statischer der Regulator, desto grösser ist der Absolutwerth jenes negativen Factors.

Was die Art des Motors und die Art betrifft, wie der Zufluss seiner motorischen Substanz durch das vom Regulator bewegte Stellzeug bedingt wird, so werde als gewöhnlichster und wichtigster Fall der Anwendung von direct continuirlich wirkenden Regulatoren eine Dampfmaschine vorausgesetzt und zwar mit einem Cylinder und mit solcher Anordnung des Regulators, dass durch ihn der Füllungsgrad  $\varepsilon$  des Dampfcylinders den Umständen entsprechend verändert, also bei steigender Hülse verkleinert, bei sinkender vergrößert wird. Indem hier von solchen periodischen Geschwindigkeitsänderungen abgesehen wird, die von der Veränderlichkeit des Dampfdruckes auf den Kolben und des Verhältnisses der Kolbengeschwindigkeit zur Kurbelgeschwindigkeit herrühren, ist der Gang der Maschine für jeden einfachen Kolbenschub als gleichförmig beschleunigt oder verzögert zu betrachten und nur darauf Rücksicht zu nehmen, dass der algebraische (d. h. positive oder negative) Werth der Beschleunigung  $= p$  sich von einem zum folgenden Kolbenschube in Folge der inzwischen geänderten Hülslage und des entsprechend geänderten Füllungsgrades  $\varepsilon$  auch verändert. Wenn also die Zeit  $t$  vom Anfange eines Kolbenschubes an gerechnet und mit  $\omega_1$  die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorwelle am Anfange desselben bezeichnet wird, ist

$$\omega = \omega_1 + pt \dots \dots \dots (6)$$

und gilt diese Gleichung mit unveränderten Werthen von  $\omega_1$  und  $p$  so lange bis  $t =$  der Dauer  $\tau$  des betreffenden Kolbenschubes geworden ist.

Was letztere betrifft, so sei  $n$  das Winkelgeschwindigkeitsverhältniss der Regulatorwelle und der Kurbelwelle (Schwungradwelle), die durch einen Schubkurbelmechanismus mit dem Dampfkolben verkettet ist. Dann ist  $\pi$  der Winkelweg der Kurbelwelle,  $n\pi$  der Winkelweg der Regulatorwelle während eines Kolbenschubes, somit

$$n\pi = \int_0^\tau \omega dt = \int_0^\tau (\omega_1 + p t) dt = \omega_1 \tau + \frac{p \tau^2}{2}.$$

Bei der geringen Veränderlichkeit von  $\omega$  ist näherungsweise  $\tau = \frac{n\pi}{\omega_1}$ , und wenn dieser Näherungswerth in dem untergeordneten Gliede mit  $p$  für  $\tau$  gesetzt wird, ergibt sich

$$\tau = \frac{n\pi}{\omega_1} \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{p}{\omega_1} \frac{n\pi}{\omega_1} \right) \dots \dots \dots (7).$$

Durch Substitution des Ausdruckes (6) von  $\omega$  erhält nun Gl. (5) die Form:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -k^2x + A_1t + B_1$$

mit  $k^2 = \frac{a\omega_0^2}{m+b} \left( a - \frac{dh_0}{dx} \right) \dots \dots \dots (8)$

$$A_1 = \frac{2ah_0\omega_0}{m+b} p; \quad B_1 = \frac{2ah_0\omega_0}{m+b} (\omega_1 - \omega_0).$$

Während  $k^2$  eine positive, für die auf einander folgenden Kolbenschübe nur wenig (als Function von  $b$ ) verschiedene Constante ist, sind  $A_1$  und  $B_1$  Coefficienten, die mit den Werthen von  $p$  und  $\omega_1$  sich von einem zum anderen Kolbenschube wesentlich ändern und dabei positiv oder negativ sein können. Setzt man zur Integration jener Differentialgleichung

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -k^2x + A_1t + B_1 = x'',$$

so folgt  $\frac{d^2x''}{dt^2} = -k^2 \frac{d^2x}{dt^2} = -k^2x''$

mit dem allgemeinen Integral:

$$x'' = C_1 \cos(kt) + D_1 \sin(kt)$$

$$x = \frac{A_1t + B_1}{k^2} - \frac{C_1}{k^2} \cos(kt) - \frac{D_1}{k^2} \sin(kt)$$

oder mit den Bezeichnungen:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{A_1}{k^2} = \frac{2 h_0}{\omega_0 \left( a - \frac{d h_0}{d x} \right)} p \\ B &= \frac{B_1}{k^2} = \frac{2 h_0}{\omega_0 \left( a - \frac{d h_0}{d x} \right)} (\omega_1 - \omega_0) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

und  $C = -\frac{C_1}{k^2}, \quad D = -\frac{D_1}{k^2}$   
 $x = At + B + C \cos(kt) + D \sin(kt) \dots \dots \dots (10)$

$$v = \frac{dx}{dt} = A - Ck \sin(kt) + Dk \cos(kt) \dots \dots \dots (11).$$

Zur Bestimmung der Integrations-Constanten  $C, D$  dienen die zusammengehörigen Anfangswerthe des betreffenden Kolbenschubes:

$$t = 0, \quad x = x_1, \quad v = v_1,$$

mit welchen sich aus (10) und (11) ergibt:

$$C = x_1 - B; \quad D = \frac{v_1 - A}{k} \dots \dots \dots (12).$$

Zu vollständiger Bestimmung der Aufgabe bedarf es schliesslich noch der Beziehung zwischen  $x$  und  $p$ , bedingt durch die Beziehungen zwischen  $x$  und  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon$  und  $p$ . In ersterer Hinsicht werde eine solche Verbindung der Hülse mit der Expansionsvorrichtung durch das Stellzeug angenommen, dass die Aenderungen von  $\varepsilon$  und  $x$  einander proportional sind, dass also

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \frac{x}{x'} (\varepsilon_0 - \varepsilon'') \dots \dots \dots (13)$$

ist, unter  $\varepsilon_0$  den  $x=0$  entsprechenden Füllungsgrad im ursprünglichen Beharrungszustande und unter  $\varepsilon''$  den kleinsten Füllungsgrad verstanden, dem der Maximalwerth  $x'$  von  $x$  entsprechen soll. Um aber nach dieser Gleichung den Werth von  $\varepsilon$  für einen gewissen Kolbenschub richtig zu finden, muss darin für  $x$  der Werth gesetzt werden, der in dem Augenblicke stattfindet, in welchem bei diesem Kolbenschube die Einströmung des Dampfes hinter dem Kolben aufhört und seine Expansion beginnt, also der Werth, der nach Gl. (10) mit  $t=t_1$  gefunden wird, unter  $t_1$  die Zeitdauer der betreffenden Dampfströmung verstanden. Letztere ist, wenn während derselben sich die Kurbel um den Winkel  $\alpha_1$  dreht und nach Gl. (7) mit hier völlig ausreichender Annäherung  $\tau = \frac{n\pi}{\omega_1}$  gesetzt wird:

$$t_1 = \frac{\alpha_1}{\pi} \tau = \frac{n\alpha_1}{\omega_1}.$$

Der Winkel  $\alpha_1$  ist streng genommen für die im einen und anderen Sinne stattfindenden Kolbenschübe verschieden, wenn der entsprechende mit Dampfeinströmung zurückgelegte Kolbenweg  $s_1 = \varepsilon s$ , unter  $s$  den ganzen Kolbenschub verstanden, in beiden Fällen derselbe ist (siehe §. 93, Gl. 10), und zwar ist dann  $\alpha_1$  im einen Falle grösser, im anderen kleiner, als bei unendlich langer Koppel, d. h. bei dem Ersatze des Schubkurbelmechanismus durch eine Kreuzschieberkurbel. Hier genügt es, das diesem letzteren Falle entsprechende mittlere Verhältniss zwischen  $\alpha_1$  und  $\varepsilon$  der Rechnung zum Grunde zu legen, also zu setzen:

$$\cos \alpha_1 = \frac{\frac{1}{2}s - s_1}{\frac{1}{2}s} = 1 - 2\varepsilon$$

$$t_1 = \frac{n}{\omega_1} \operatorname{arc} \cos (1 - 2\varepsilon).$$

Der dem betreffenden Kolbenschube zugehörige Füllungsgrad wird nun gefunden, indem dieses  $t_1$  im Ausdrücke (10) von  $x$  für  $t$  gesetzt und dann dieser Ausdruck dem aus Gl. (13) sich ergebenden gleich gesetzt, indem also die Gleichung

$$At_1 + B + C \cos(kt_1) + D \sin(kt_1) = \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon}{\varepsilon_0 - \varepsilon} x'$$

nach  $\varepsilon$  aufgelöst wird. Weil das indessen bei der transcendenten Form der Gleichung sehr unbequem wäre, mag es genügen, als ersten Näherungswerth von  $\varepsilon$  den Füllungsgrad  $\varepsilon_1$  zu bestimmen, der aus Gl. (13) mit  $x = x_1$  gefunden wird, dann

$$t_1 = \frac{n}{\omega_1} \operatorname{arc} \cos (1 - 2\varepsilon_1) \dots \dots \dots (14)$$

zu setzen und schliesslich aus Gl. (13) einen corrigirten Werth von  $\varepsilon$  zu berechnen mit demjenigen Werthe von  $x$ , welcher der Gleichung (10) für  $t = t_1$  entspricht.

Was endlich die Beziehung zwischen  $p$  und  $\varepsilon$  betrifft, so genügt hier auch in dieser Hinsicht eine nur angenäherte Bestimmung. Wird zu dem Ende mit Abstraction von allen Nebenumständen der Vorderdampfdruck auf den Kolben constant  $= P_2$ , der Hinterdampfdruck während der Einströmung  $= P_1$  und während der Expansion dem durchlaufenen Wege umgekehrt proportional gesetzt (ähnlich wie es in §. 93 behufs der Schwungradbestimmung geschah), so ist die ganze Betriebsarbeit für einen Kolbenschub:



$$L = P_1 s_1 + \int_{s_1}^s P_1 \frac{s_1}{s} ds - P_2 s = P_1 s_1 \left( 1 + \ln \frac{s}{s_1} \right) - P_2 s$$

oder mit  $P_2 = \beta P_1$ :

$$L = P_1 s \left[ \varepsilon \left( 1 + \ln \frac{1}{\varepsilon} \right) - \beta \right] \dots \dots \dots (15).$$

Daraus ergibt sich dann:

$$P = \frac{L}{n\pi} \quad \text{und} \quad p = \frac{P - Q}{M} \dots \dots \dots (16),$$

wo  $Q$  den der Störung des ursprünglichen Beharrungszustandes entsprechenden geänderten Werth des auf den Abstand = 1 von der Axe der Regulatorwelle reducirten Widerstandes bedeutet,  $M$  die ebendahin reducirte gesammte bewegte Masse der Maschine.

Um nun die Wirkung des Regulators auf den Gang der Maschine zu untersuchen, werde der Einfachheit wegen angenommen, dass die Störung des ursprünglichen Beharrungszustandes gerade bei Beginn eines Kolbenschubes stattfindet. Für diesen sind dann die Anfangswerthe von  $\omega$ ,  $x$ ,  $v$  und  $\varepsilon$ :  $\omega_1 = \omega_0$ ,  $x_1 = 0$ ,  $v_1 = 0$ ,  $\varepsilon_1 = \varepsilon_0$ , und kommt es vor Allem darauf an, hieraus der Reihe nach die Anfangswerthe derselben Grössen für den 2ten, 3ten u. s. w. Kolbenschub seit jener Störung des Beharrungszustandes abzuleiten, eine Aufgabe, die darauf hinauskommt, die Werthe jener Grössen für das Ende irgend eines Kolbenschubes zu finden, wenn sie zu Anfang desselben =  $\omega_1$ ,  $x_1$ ,  $v_1$ ,  $\varepsilon_1$  bekannt sind.

Zu dem Ende ergibt sich zunächst, nachdem die Constanten  $a$ ,  $n$ ,  $h_0$ ,  $\frac{dh_0}{dx}$ ,  $\omega_0$ ,  $\varepsilon_0$ , die für alle Kolbenschübe ohne neue Aenderung von  $Q$  dieselben Werthe behalten, sowie auch für den betreffenden Kolbenschub die Coefficienten  $b$  und  $k$  entsprechend  $x = x_1$  bestimmt worden sind, ein Näherungswerth von  $p$  für jenen Kolbenschub aus (15) und (16) mit  $\varepsilon = \varepsilon_1$ . Dazu findet man  $A$  und  $B$  aus (9), dann  $C$  und  $D$  aus (12); ferner  $t_1$  aus (14) und  $\varepsilon$  aus (13) mit dem Werthe von  $x$ , welcher  $t = t_1$  nach (10) entspricht. Zu diesem Werthe von  $\varepsilon$  ergibt sich aus (15) und (16) ein corrigirter Werth von  $p$ , womit, wenn es nöthig erscheinen sollte, corrigirte Werthe von  $A$  und  $D$  nach (9) und (12) gefunden werden können. Endlich findet man  $\tau$  aus (7), dann mit  $t = \tau$  die gesuchten Werthe von  $\omega$ ,  $x$ ,  $v$  für das Ende des Kolbenschubes aus (6), (10) und (11), endlich  $\varepsilon$  aus (13) mit diesem Werthe von  $x$ .

Die Maxima und Minima von  $\omega$  werden durch diese für die auf einander folgenden Kolbenschübe zu wiederholende Rechnung ohne Weiteres

gefunden, da sie gemäss der Form von Gl. (6) mit den Schubwechseln zusammentreffen. Ein Maximum oder Minimum von  $x$  findet dagegen im Allgemeinen während eines Kolbenschubes statt und giebt sich dadurch zu erkennen, dass die dem Anfang und Ende desselben entsprechenden Werthe von  $v$  entgegengesetzte Vorzeichen haben. Der Werth von  $t$ , dem nach (10) ein solches Maximum oder Minimum von  $x$  entspricht, ist bestimmt durch  $v = 0$ , also nach (11) durch die Gleichung:

$$C \sin(kt) - D \cos(kt) = \frac{A}{k}$$

oder, wenn  $\frac{D}{C} = \operatorname{tg} \gamma$  gesetzt wird, durch die Gleichung:

$$\sin(kt) \cos \gamma - \cos(kt) \sin \gamma = \frac{A}{Ck} \cos \gamma$$

$$\sin(kt - \gamma) = \frac{A \cos \gamma}{Ck} = \frac{A \sin \gamma}{Dk} \dots \dots \dots (17).$$

Dabei ist vorausgesetzt, dass die Hülse keine der beiden Grenzlagen ( $x' = \max. x$  bzw.  $x'' = \min. x$ ) erreicht. Wäre es der Fall, so würde eine besondere Untersuchung nöthig sein hinsichtlich der Zeit, zu welcher, und des Bewegungszustandes der Maschine, bei welchem die betreffende Grenzlage erreicht wird, sowie in Betreff der Zeitdauer, während welcher die Hülse in der Grenzlage verharret, und der Aenderung, die unterdessen der Bewegungszustand der Maschine erfährt. —

Als Beispiel werde eine Dampfmaschine von  $s = 1$  Mtr. Schublänge des Kolbens und  $\frac{6}{31}$  Quadratmtr. wirksamer Kolbenfläche vorausgesetzt, die mit

$$5 \text{ Atm.} = \frac{31}{30} \cdot 5 = \frac{31}{6} \text{ Kgr. pro Quadratcentim.}$$

Anfangsspannung betrieben wird, entsprechend

$$P_1 = 10000 \cdot \frac{6}{31} \cdot \frac{31}{6} = 10000 \text{ Kgr.}$$

Der Gegendampfdruck sei 0,2 Atm., also

$$\beta = \frac{0,2}{5} = 0,04.$$

Der ursprüngliche Beharrungszustand finde bei normalem (mittlerem) Gange statt, und es sei dabei der Füllungsgrad:

$$\epsilon_0 = 0,2$$

und somit nach (15) die Arbeit des Dampfdruckes (indicirte Arbeit) pro Kolbenschub:

$$L_0 = 10000 [0,2 (1 + \ln 5) - 0,04] = 4819 \text{ Meterkgr.}$$

Bei diesem normalen Gange sei die Umdrehungszahl der Kurbelwelle pro Minute = 45, also die mittlere Kolbengeschwindigkeit = 1,5 Mtr. pro Secunde und die indicirte Arbeit in Pferdestärken

$$= \frac{1,5 L_0}{75} = 96,4.$$

Der Regulator sei ein gewöhnlicher Watt'scher (Fig. 112, §. 114), und zwar von rhombischer Anordnung mit den Dimensionen:

$$l = 0,4 \text{ Mtr.}, \quad a = b = 0,25 \text{ Mtr.}, \quad c = e = 0,04 \text{ Mtr.},$$

so dass bei  $\alpha_0 = 30^\circ$  mittlerem Elongationswinkel der Kugelstangen

$$h_0 = l \cos \alpha_0 + c \cotg \alpha_0 = 0,4157 \text{ Mtr.}$$

ist und nach obiger Gl. (4) bei Abstraction vom Eigengewichte der übrigens unbelasteten Hülse, d. h. mit  $m = 0$ :

$$\omega_0^2 = \frac{g}{h_0} = \frac{9,81}{0,4157} = 23,6; \quad \omega_0 = 4,858.$$

Daraus folgt mit Rücksicht darauf, dass die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle bei normalem Gange =  $1,5 \pi$  ist,

$$n = \frac{\omega_0}{1,5 \pi} = 1,031; \quad n \pi = 3,239; \quad \frac{1}{n \pi} = 0,3087.$$

Nach §. 97, Gl. (4) ist die doppelte lebendige Kraft aller rotirenden Massen der Maschine bei normalem Gange:

$$M \omega_0^2 = \frac{\alpha}{\delta} L_0.$$

Dabei ist nach Gl. (10) daselbst, entsprechend dem Verhältnisse  $\lambda = 0,2$  der Kurbellänge zur Koppellänge, für  $\varepsilon_0 = 0,2$  und  $\beta = 0,04$ :

$$\alpha = 0,3455$$

und ergibt sich damit und mit  $\delta = 0,02$  als angenommenem Ungleichförmigkeitsgrade der periodischen Rotationsbewegung der Kurbelwelle:

$$M \omega_0^2 = 50 \cdot 0,3455 \cdot 4819 = 83250$$

$$M = \frac{83250}{23,6} = 3527.$$

Auch ergibt sich nach (16) der Werth von  $P$  für den ursprünglichen Beharrungszustand bei normalem Gange:

$$P_0 = 0,3087 \cdot 4819 = 1488 \text{ Kgr.}$$

Der höchsten Hülsenlage entspreche der Elongationswinkel  $\alpha' = 40^\circ$  der Kugelstangen, also

$$x' = 2 \cdot 0,25 (\cos 30^\circ - \cos 40^\circ) = 0,05 \text{ Mtr.}$$

bei dem kleinsten Füllungsgrade  $\varepsilon' = 0,05$ . Die plötzliche Abnahme des Werthes von  $Q$ , der im ursprünglichen Beharrungszustande  $= P_0 = 1488$  Kgr. ist, finde jedoch nur bis zu solchem Betrage statt, dass der neue Beharrungszustand bei  $\varepsilon = \varepsilon_2 = 0,1$  stattfinden würde, entsprechend nach (15) und (16):

$$L_2 = 2903 \text{ Meterkgr.},$$

$$Q = P_2 = 0,3087 L_2 = 896 \text{ Kgr.}$$

Für die betreffende neue Gleichgewichtslage der Hülse ist nach (13):

$$x = x_2 = \frac{\varepsilon_0 - \varepsilon_2}{\varepsilon_0 - \varepsilon'} x' = \frac{0,1}{0,15} \cdot 0,05 = \frac{1}{30} = 0,0333$$

und folgt damit aus

$$2 \cdot 0,25 (\cos 30^\circ - \cos \alpha_2) = \frac{1}{30}$$

$$\alpha_2 = 36^\circ 56'$$

und die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorwelle im neuen Beharrungszustande:

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{g}{0,4 \cos \alpha_2 + 0,04 \cotg \alpha_2}} = 5,129.$$

Die Constante  $a$  ergibt sich aus den Längenverhältnissen der Kugel- und Hülstenangen; sie ist hier nicht nur ein Mittelwerth, sondern genau constant, nämlich

$$a = \frac{dz}{dx} = \frac{0,4}{0,25} \cdot \frac{1}{2} = 0,8.$$

Indem ferner

$$h = 0,4 \cos \alpha_0 + 0,04 \cotg \alpha$$

$$x = 2 \cdot 0,25 (\cos \alpha_0 - \cos \alpha)$$

ist, so folgt:

$$\frac{dh}{d\alpha} = -\frac{0,04}{\sin^2 \alpha} \quad \text{und} \quad \frac{dx}{d\alpha} = 0,5 \sin \alpha$$

$$\frac{dh}{dx} = -\frac{0,08}{\sin^3 \alpha}; \quad \frac{dh_0}{dx} = -\frac{0,08}{\sin^3 \alpha_0} = -0,64$$

$$a - \frac{dh_0}{dx} = 1,44.$$

Endlich ist 
$$b = \left( \frac{a}{\sin \alpha} \right)^2 = \frac{0,64}{\sin^2 \alpha}$$

und damit nach Gl. (8):

$$k^2 = 0,8 \omega_0^2 \cdot 1,44 \frac{\sin^2 \alpha}{0,64} = 1,8 \omega_0^2 \sin^2 \alpha$$

$$k = 6,517 \sin \alpha.$$

Ist  $\alpha_1$  der dem Anfange eines Kolbenschubes entsprechende Werth von  $\alpha$ , bestimmt durch die Gleichung

$$x_1 = 0,5 (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)$$

oder  $\cos \alpha_1 = \cos \alpha_0 - 2 x_1 = 0,866 - 2 x_1$ ,

so kann für diesen Schub gesetzt werden:

$$k = 6,517 \sin \alpha_1.$$

Als Ergebnisse der mit diesen Daten ausgeführten Rechnung für die ersten 10 Kolbenschübe sind in der folgenden Tabelle enthalten: die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_1$  der Regulatorwelle, die Erhebung  $x_1$  der Hülse über ihre Anfangslage und ihre Geschwindigkeit  $v_1$  (positiv aufwärts, negativ abwärts) zu Anfang der betreffenden Kolbenschübe, ferner die von diesen Augenblicken an gerechneten Zeiten  $= t_1$  Secunden bis zur Dampf- absperzung, die dann stattfindenden Füllungsgrade  $\varepsilon$  und die daraus sich ergebenden Winkelbeschleunigungen  $p$  der Regulatorwelle, ferner die Zeitdauer  $\tau$  jedes dieser Kolbenschübe und endlich die von den Anfängen derselben gerechneten Zeiten  $t$ , zu welchen, wenn überhaupt, die in der letzten Columnne enthaltenen Maximal- oder Minimalwerthe von  $x$  stattfinden.\*

Nr. des Schubes.	$\omega_1$	$x_1$	$v_1$	$t_1$	$\varepsilon$	$p$	$\tau$	$t$	$\left. \begin{matrix} \text{max} \\ \text{min} \end{matrix} \right\} x$
1	4,858	0	0	0,197	0,199	0,1666	0,659	0	0
2	4,968	0,0079	0,0306	0,180	0,157	0,1033	0,648		
3	5,035	0,0284	0,0151	0,142	0,112	0,0232	0,642	0,131	0,0294
4	5,050	0,0191	-0,0246	0,158	0,152	0,0939	0,637	0,250	0,0156
5	5,110	0,0254	0,0455	0,145	0,082	-0,0387	0,635	0,481	0,0417
6	5,085	0,0394	-0,0297	0,118	0,095	-0,0106	0,637		
7	5,078	0,0119	-0,0050	0,169	0,159	0,1058	0,634	0,025	0,0118
8	5,145	0,0389	0,0629	0,117	0,064	-0,0798	0,633	0,296	0,0498
9	5,094	0,0344	-0,0799	0,128	0,128	0,0542	0,634	0,453	0,0082
10	5,128	0,0138	0,0602	0,165	0,121	0,0405	0,630		

Die Einwirkung dieses Regulators auf den Gang der Maschine erscheint befriedigend, indem  $\omega$  sich hinlänglich allmählig der Winkel-

\* Von der ähnlichen Rechnung Kargl's (Der Civilingenieur, 1871, S. 265) unterscheidet sich die hier angestellte u. A. dadurch, dass auf die Verschiedenheit der Coefficienten  $k$  für die einzelnen Kolbenschübe, auf die verschiedene Dauer der letzteren, insbesondere aber auf die Verschiedenheit der Zeitintervalle zwischen den aufeinander folgenden Dampfabschlüssen Rücksicht genommen wurde, abgesehen von theilweise anderen Voraussetzungen, z. B. hinsichtlich der Abhängigkeit des Füllungsgrades  $\varepsilon$  von der augenblicklichen Hülslenlage.

geschwindigkeit  $\omega_2 = 5,129$  des neuen Beharrungszustandes nähert, um alsdann nur mässig um diesen Werth hin und her zu schwanken, welches Verhalten nicht nur dem wesentlich statischen Charakter des Regulators, sondern auch dem schweren Schwungrade der Maschine zu danken ist, das selbst bei beträchtlicher Abweichung des Regulators von der neuen Gleichgewichtslage und somit des Füllungsgrades  $\varepsilon$  von demjenigen  $= 0,1$ , der dem neuen Beharrungszustande entsprechen würde, doch nur eine mässige Winkelbeschleunigung  $p$  der Regulatorwelle möglich macht. Die Schwankungen der Regulatorhülse finden freilich in erheblichem und zwar zunehmendem Grade statt, so dass während des 10. Kolbenschubes die Grenzlage  $x = 0,05$  Mtr. erreicht wird und dabei die der augenblicklichen Geschwindigkeit  $v$  entsprechende relative lebendige Kraft des Regulators durch Stoss verloren geht bis die Configurationsänderung des Regulators im Sinne gegen die Mittellage hin mit  $v = 0$  wieder beginnt; eine messbare Zeit ist dazu hier nicht erforderlich, indem der Werth von  $\omega$ , mit welchem die Grenzlage des Regulators erreicht wird, schon kleiner ist, als die Winkelgeschwindigkeit

$$\omega' = \sqrt{\frac{g}{0,4 \cos \alpha' + 0,04 \cotg \alpha'}} = 5,264$$

für die Gleichgewichtslage bei  $\alpha' = 40^\circ$ , wegen

$$5,128 + 0,0405 t < 5,154 \quad \text{für } t < 0,63.$$

Abgesehen davon übrigens, dass diese erheblichen Hülsenschwankungen den Eintritt eines Beharrungszustandes der Maschine selbst nicht nothwendig zu verhindern brauchen, indem dazu nur nöthig ist, dass in den Augenblicken der Dampfabspernung die Hülse solche Lagen hat, welche  $\varepsilon = \varepsilon_2 = 0,1$  entsprechen, muss berücksichtigt werden, dass hier von Bewegungswiderständen des Regulators selbst und des Stellezeuges abgesehen wurde, durch welche thatsächlich die Geschwindigkeit  $v$  der Hülse verkleinert wird, freilich auf Kosten der Empfindlichkeit des Regulators. Ohne solche Beeinträchtigung der Empfindlichkeit und auf noch wirksamere Weise kann die Bewegung der Hülse verlangsamt werden durch Einführung eines mit ihrer Geschwindigkeit wachsenden, bei verschwindend kleiner Geschwindigkeit selbst verschwindend kleinen Widerstandes, insbesondere z. B. durch Verbindung des Regulators mit einem sogenannten Katarakt, d. i. einem Kolben, der anschliessend in einem beiderseits geschlossenen und mit Flüssigkeit erfüllten Cylinder beweglich ist entgegen einem beliebig (durch Hahnstellung) regulirbaren Widerstande in einem die beiden Cylinderenden verbindenden Rohr, das die Flüssigkeit bei der Bewegung des

Kolbens passiren muss, um von der einen auf die andere Seite des Kolbens zu gelangen. —

Um über das Verhalten direct continuirlich wirkender Regulatoren vollständigen Aufschluss zu erhalten, müssten die dem obigen Beispiele zu Grunde liegenden Voraussetzungen mehrfach variirt werden; wenn dabei auch nach wie vor ein Watt'scher Regulator in Verbindung mit der Expansionsvorrichtung einer Dampfmaschine vorausgesetzt würde, so wären doch wenigstens dem Coefficienten  $m$ , der oben = 0 gesetzt wurde, verschiedene Werthe beizulegen, entsprechend verschiedenen Hülsenbelastungen, und wäre namentlich der Stabilitätsgrad des Regulators nach und nach anders, insbesondere kleiner zu wählen, indem den Abständen  $c, e$  der Charnieraxen  $C, E$  von der Axe  $AA$  (Fig. 112) statt der oben angenommenen positiven die Werthe Null oder gar negative Werthe beigelegt würden nach Maassgabe des im §. 115 besprochenen Watt'schen Regulators mit gekreuzten Stangen (Fig. 113). Indessen ist die Rechnung, die zu den in obiger Zusammenstellung enthaltenen Resultaten geführt hat, so zeitraubend, dass auf ihre Wiederholung bei veränderten Annahmen verzichtet werden mag um so mehr, als sie bei Abstraction von Bewegungswiderständen doch nur sehr beschränkten praktischen Werth hat, bei der Rücksichtnahme auf diese Widerstände aber noch umständlicher ausfallen würde. Um über den Einfluss des Stabilitätsgrades ein allgemeines Urtheil zu gewinnen, mag hier nur noch der Grenzfall eines vollkommen astatischen Regulators in Betracht gezogen werden.

Für einen solchen ist in Gl. (2) die Subnormale der relativen Bahn jedes Kugelmittelpunktes:

$$y \frac{dy}{dz} = y \cotg \alpha = H - z = h_0$$

= einer Constanten zu setzen, also

$$(m + b) \frac{d^2x}{dt^2} = ah_0 \omega^2 - g(m + a) = ah_0 (\omega^2 - \omega_0^2)$$

nach Gl. (4), oder

$$\frac{d^2x}{dt^2} = C(\omega^2 - \omega_0^2) \dots \dots \dots (18),$$

unter  $C$  einen nur wenig veränderlichen Coefficienten verstanden. Wie bei jedem direct continuirlich wirkenden Regulator stehen ausserdem  $t, x$  und  $\omega$  in einer Beziehung von der Form:

$$\frac{d\omega}{dt} = p = F(x) \dots \dots \dots (19),$$

indem z. B. die Hülsenlage ( $x$ ) den Füllungsgrad  $\varepsilon$  einer Dampfmaschine, dieser die (auf den Abstand  $= 1$  von der Regulatoraxe) reducirte Triebkraft  $P$  und somit bei gegebener Grösse  $Q$  des reducirten Widerstandes die Winkelbeschleunigung  $p$  der Regulatorwelle bestimmt. Die Function  $F(x)$  ist dabei von solcher Art, dass  $x$  und  $p$  sich in entgegengesetztem Sinne gleichzeitig ändern, dass also insbesondere

$$x = \min \quad \text{und} \quad p = \max$$

$$x = \max \quad \text{,,} \quad p = \min$$

sich gleichzeitig entsprechen. Nach (19) gehören ferner

$$p = 0 \quad \text{und} \quad \omega = \max \text{ oder } \min$$

zusammen, nach (18) und wegen  $\frac{dx}{dt} = v$  auch:

$$\omega = \omega_0 \quad \text{und} \quad v = \max \text{ oder } \min$$

$$v = 0 \quad \text{,,} \quad x = \max \quad \text{,,} \quad \min.$$

Wenn nun wieder ein durch

$$x = 0, \quad \omega = \omega_0 \quad \text{und} \quad v = 0$$

charakterisirter Beharrungszustand durch plötzliche Aenderung von  $Q$ , z. B. durch Abnahme von  $Q$  gestört wird, so wird  $p$  positiv und nimmt

$$\omega = \omega_0 + \int p dt$$

zu, so dass die Hülse und zwar mit nach (18) wachsender Beschleunigung in die Höhe geht bis

$$F(x) = 0, \quad \text{also} \quad p = 0$$

und somit  $\omega$  ein Maximum geworden ist. Die Hülse hat jetzt die Lage, die sie für den dem geänderten Werthe von  $Q$  entsprechenden Beharrungszustand der Maschine haben muss; indem sie aber noch in Bewegung und zwar sogar mit dem Maximum ihrer aufwärts gerichteten Beschleunigung in Bewegung ist, geht sie mit jetzt abnehmender Beschleunigung weiter in die Höhe, wobei  $p$  negativ wird, also  $\omega$  abnimmt bis mit  $\omega = \omega_0$  nach (18) die Hülsenbeschleunigung  $= 0$  geworden ist. Der Regulator würde sich jetzt in einer relativen Gleichgewichtslage befinden, wenn  $\omega = \omega_0$  bliebe und wenn nicht die Beschleunigung, sondern die Geschwindigkeit  $v$  der Hülse  $= 0$  wäre; thatsächlich ist aber  $v$  ein Maximum und geht deshalb die Hülse mit jetzt verzögerter Bewegung noch weiter in die Höhe, während mit weiter abnehmender negativer Winkelbeschleunigung  $p$  der Regulatorwelle die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  derselben unter den Anfangswerth  $\omega_0$  sinkt, bis endlich  $v = 0$ ,  $x$  ein Maximum und  $p$  ein negatives Minimum geworden ist. Diesem noch negativen Werthe von  $p$  entsprechend



nimmt  $\omega$  weiter ab und erreicht sein Minimum erst dann, wenn durch den wieder abnehmenden Werth von  $x$  die Winkelbeschleunigung  $p$  bis Null gewachsen ist u. s. f. Die Zusammengehörigkeit der aufeinander folgenden ausgezeichneten Werthe von  $x$ ,  $p$ ,  $\omega$ ,  $v$  wird für einen Hin- und Hergang der Hülse, vorausgesetzt, dass sie dabei ihre Grenzlagen noch nicht erreicht, durch folgende, in ähnlicher Weise beliebig fortzusetzende Zusammenstellung veranschaulicht.

$$\begin{array}{llll}
 x = 0 = \min, & p = \max, & \omega = \omega_0, & v = 0 = \min \\
 & p = 0, & \omega = \max & \\
 & & \omega = \omega_0, & v = \max \\
 x = \max, & p = \min, & & v = 0 \\
 & p = 0, & \omega = \min & \\
 & & \omega = \omega_0, & v = \min \\
 x = \min, & p = \max, & & v = 0 \text{ u. s. f.}
 \end{array}$$

Wie man sieht, kann ohne Vermittelung der hier ausser Acht gebliebenen Bewegungswiderstände ein neuer Beharrungszustand nicht eintreten, da die ihn charakterisirende Gleichzeitigkeit der Werthe

$$p = 0, \quad \omega = \omega_0, \quad v = 0$$

durch den im Allgemeinen dargestellten thatsächlichen Verlauf der gleichzeitigen Bewegungen des Regulators und der Maschine selbst ausgeschlossen ist. Bei einem statischen Regulator verhält es sich insofern anders, als dabei das Maximum und Minimum von  $v$ , entsprechend  $\frac{d^2x}{dt^2} = 0$ , nicht nach Gl. (18) an die Bedingung  $\omega = \omega_0$  geknüpft sind, so dass dann auch z. B. beim Uebergange vom Anfangswerthe  $v = 0$  zum ersten Maximum von  $v$  nicht vorher  $\omega$  ein Maximum und  $p = 0$  zu werden brauchen. Dann braucht auch das dem ersten Maximum von  $x$  entsprechende Minimum von  $p$  nicht negativ zu sein, ja es könnte dieses Minimum von  $p = \text{Null}$ , und somit durch das Zusammentreffen von

$$p = 0 \quad \text{und} \quad v = 0$$

ein neuer Beharrungszustand vermittelt werden bei einem gewissen Werthe  $\omega_2$  von  $\omega$ , welcher, je statischer der Regulator, desto mehr hier von  $\omega_0$  verschieden ist. Mag aber in der That auch ein solches Zusammentreffen noch so unwahrscheinlich sein, so lässt sich doch wenigstens bei dem statischen Regulator auf geringere Maximalabweichungen der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  von  $\omega_2$ , als bei dem astatischen von  $\omega_0$  rechnen. Dass dabei auch die Differenz

$$\max \omega - \omega_0$$

im ersten Falle kleiner sein müsse, als im zweiten, kann freilich nicht ohne Weiteres behauptet werden, indem

die Verkleinerung von  $\max \omega - \omega_2$   
durch die Vergrößerung von  $\omega_2 - \omega_0$

aufgewogen werden kann. Vermuthlich giebt es vielmehr in jedem Falle einen gewissen von der Art des Regulators und den sonstigen Umständen abhängigen vortheilhaftesten Stabilitätsgrad, für welchen die Summe

$$(\max \omega - \omega_2) + (\omega_2 - \omega_0)$$

am kleinsten ist, indem mit wachsendem Stabilitätsgrade ihr erster Bestandtheil ab-, der zweite zunimmt.

Die theoretische Ermittlung dieser günstigsten Verhältnisse mit Berücksichtigung aller wesentlichen Umstände, insbesondere auch der Bewegungswiderstände, und zwar sowohl der als constant vorauszusetzenden, die Empfindlichkeit benachtheiligenden und deshalb möglichst klein zu haltenden Reibungswiderstände des Regulators selbst und des Stellezeuges, als auch des etwa absichtlich eingeführten, mit  $v$  wachsenden hydraulischen Widerstandes eines mit dem Regulator verbundenen Kataraktes oder dergl., scheidet an kaum überwindlichen Schwierigkeiten. Von Nutzen sind deshalb solche Einrichtungen des Regulators, die es gestatten, seinen Stabilitätsgrad innerhalb gewisser Grenzen willkürlich zu ändern und den Verhältnissen durch Probiren anzupassen, wie es z. B. bei dem Cosinus-Regulator (§. 119) verhältnissmässig leicht geschehen kann. —

Schliesslich mag noch bemerkt werden, dass ebenso wie ein zugleich mit  $v$  wachsender und abnehmender Widerstand des Regulators durch Verkleinerung seiner Schwingungen von vortheilhaftem Einflusse auf die Regulatorwirkung ist, so auch durch einen mit  $\omega$  wachsenden und abnehmenden Widerstand der Maschine selbst die Schwankungen von  $\omega$  vermindert und überhaupt die Aenderungen von  $\omega$  verlangsamt werden.

Denn wenn mit  $\omega$  auch  $Q$  wächst und somit  $p = \frac{P - Q}{M}$  (abgesehen von gleichzeitiger Aenderung der Kraft  $P$ ) abnimmt, so wird dadurch die Schnelligkeit des Wachsens von  $\omega$  verkleinert; ebenso die Schnelligkeit der Abnahme von  $\omega$  bei gleichzeitiger Abnahme von  $Q$ , also Zunahme von  $p$ . Pfl egt nun zwar auch dem Sinne nach eine solche Abhängigkeit des Widerstandes  $Q$  von der Geschwindigkeit  $\omega$  thatsächlich zu bestehen (siehe §. 124), so ist sie doch meistens nur von solcher Grösse, dass auf ihren günstigen Einfluss bei so kleinen Geschwindigkeitsänderungen, wie sie hier in Betracht kommen, nicht wesentlich gerechnet werden kann.

## §. 126. Direct intermittirend wirkender Regulator.

Um die Wirkungsweise eines direct intermittirend wirkenden und übrigens statischen Regulators, z. B. eines Regulators von der durch Fig. 125 dargestellten, in §. 123 unter 1) besprochenen Einrichtung zu erkennen, besonders auch den Unterschied seines regulirenden Einflusses auf den Gang der betreffenden Maschine und desjenigen eines übrigens gleichen, aber continuirlich wirkenden Regulators, mag zunächst von der Trägheit seiner relativ beweglichen Glieder abgesehen, also angenommen werden, dass die Configuration des Regulators zu jeder Zeit dem Gleichgewichtszustande bei der betreffenden Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  der Regulatorwelle entsprechend und somit durch  $\omega$  allein bestimmt sei, falls ausserdem von Bewegungswiderständen abgesehen wird, die thatsächlich einen gewissen Spielraum von  $\omega$  bei derselben Hülsenlage oder der letzteren bei gegebenem Werthe von  $\omega$  zulassen. Die Geschwindigkeit  $\omega_0$  des ursprünglichen Beharrungszustandes sei beispielsweise grösser, als die normale, die entsprechende Hülsenlage folglich oberhalb der mittleren. Wenn dann durch plötzliche Verkleinerung des Widerstandes  $Q$  der Maschine eine weitere Zunahme von  $\omega$  und Aufwärtsbewegung der Hülse verursacht wird, so verhält sich der intermittirend wirkende Regulator, da seine Hülse sich von der Mittellage entfernt, nicht anders, als ein continuirlich wirkender: in beiden Fällen tritt ein neuer Beharrungszustand ein bei einer gewissen Geschwindigkeit  $> \omega_0$  und entsprechender noch höherer Hülsenlage, da Schwingungen, bei denen sich beide Regulatoren allerdings verschieden verhalten würden, durch die Abstraction von der Trägheit ihrer bewegten Massen zunächst ausgeschlossen sind. Indessen ist trotz dieser Abstraction das Verhalten der Regulatoren und der Maschine in beiden Fällen dann wesentlich verschieden, wenn der ursprüngliche Beharrungszustand durch plötzliche Vergrößerung von  $Q$  gestört wird. Indem dadurch die Winkelbeschleunigung

$$p = \frac{P - Q}{M}$$

der Regulatorwelle, die im Beharrungszustande  $= 0$  war, plötzlich einen negativen Werth erhält, nimmt  $\omega$  ab und geht die Hülse abwärts, bis im Falle des continuirlich wirkenden Regulators bei  $\omega = \omega_1$  ein neuer Beharrungszustand dadurch eintritt, dass durch die der gleichzeitigen Bewegung des Stellzeuges entsprechende Vergrößerung der Triebkraft  $P$  die Beschleunigung  $p$  allmählig bis Null wieder zunimmt. Im Falle des intermittirend wirkenden Regulators ist dagegen bei der Annäherung der

abwärts gehenden Hülse an die Mittellage ihre Verbindung mit dem Stellzeuge aufgehoben, so dass, wie gering auch die plötzlich stattgefundenen Vergrößerung von  $Q$  gewesen sein und wie wenig demnach  $\omega_1 < \omega_0$  sein mag, der plötzlich eingetretene negative Werth von  $p$  so lange unverändert bleibt, bis die Hülse ihre Mittellage erreicht und  $\omega$  bis zur Normalgeschwindigkeit abgenommen hat. Erst dann wird durch die weiter abwärts gehende und somit von ihrer Mittellage sich nach der anderen Seite wieder entfernende Hülse das Stellzeug in solchem Sinne bewegt, dass  $P$  zunimmt, bis dadurch  $p$  wieder auf Null gebracht und ein neuer Beharrungszustand herbeigeführt ist bei einer Geschwindigkeit  $\omega_2$ , die nun jedenfalls kleiner, als die Normalgeschwindigkeit  $\Omega$  sein wird um so mehr, je mehr im Falle des continuirlich wirkenden Regulators unter übrigens gleichen Umständen  $\omega_1 < \omega_0$  ist. Nur wenn

$$\omega_0 - \omega_1 < \omega_1 - \Omega$$

ist, lässt sich somit erwarten, dass auch

$$\Omega - \omega_2 < \omega_1 - \Omega$$

sein, dass also der intermittirend wirkende Regulator durch grössere Annäherung der Geschwindigkeit  $\omega$  an den normalen Werth  $\Omega$  einen besser regulirenden Einfluss, als der continuirlich wirkende, ausüben werde. Wäre dagegen z. B.  $\omega_1 = \Omega$ , die continuirlich regulirende Wirkung also vollkommen, so würde die Hülse des intermittirend wirkenden Regulators nahe ebenso tief unter die Mittellage gelangen, wie sie vorher darüber sich befand, bei einer Geschwindigkeit  $\omega_2$ , die nahe ebenso viel  $< \Omega$  wäre, wie vorher  $\omega_0 > \Omega$  war.

Wenn nun auch hieraus ein Vorzug der direct intermittirenden vor der continuirlichen Wirkung nicht zu erkennen ist, so könnte es jedoch der Fall sein, dass ein solcher durch die hier einstweilen ausser Acht gelassenen, den Massen seiner relativ beweglichen Glieder entsprechenden Schwingungen des Regulators vermittelt wird. Die folgende Ueberlegung lässt darauf in der That schliessen.

Würde nämlich im Beharrungszustande bei beliebiger, im Allgemeinen von der normalen abweichender Geschwindigkeit  $\omega_0$  die Hülse eines continuirlich wirkenden Regulators ohne Aenderung von  $Q$  durch äusseren Anstoss in Schwingungen versetzt, so würde dadurch  $P$  periodisch vergrössert und verkleinert,  $p$  entsprechend positiv und negativ und  $\omega$  zu Schwankungen um den Mittelwerth  $\omega_0$  veranlasst werden. Die gleicher Weise in Schwingungen versetzte Hülse eines intermittirend wirkenden Regulators würde dagegen nur zeitweilig, so lange ihre Entfernung von der Mittellage zunimmt, eine Aenderung von  $P$  und zwar in solchem Sinne

bewir  
ihrem  
wür  
Mitte  
sonde  
an  $\Omega$

grösse  
keit  $\omega$   
döch  
Regul  
 $\omega$  an  
Lage  
Hülse  
bestim  
augen  
Hülse

einen  
unter  
Wirk  
einzig  
der n

war,  
Anfan  
ist, so

währe  
bedeu  
von  $a$   
von  $c$   
rung  
abspe  
des H  
Rech  
Damp

bewirken, dass dadurch die Abweichung der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  von ihrem normalen Werth verkleinert wird; die Schwingungen der Hülse würden also um eine Lage herum stattfinden, die sich immer mehr der Mittellage nähert, und dann zuletzt  $\omega$  nicht, wie im vorigen Falle, um  $\omega_0$ , sondern um  $\Omega$  hin und her schwanken nach Anfangs stetiger Annäherung an  $\Omega$ .

Wenn also auch durch stattgefundene Aenderung von  $Q$  zunächst eine grössere Entfernung der Hülse von ihrer Mittellage und der Geschwindigkeit  $\omega$  von ihrem normalen Werthe  $\Omega$  bewirkt worden sein mag, so werden doch die Schwingungen der Hülse eines direct intermittirend wirkenden Regulators alsbald eine Annäherung derselben an die Mittellage und von  $\omega$  an  $\Omega$  bewirken, ermöglicht durch den Umstand, dass die augenblickliche Lage des Stellzeuges hier nicht sowohl durch die gleichzeitige Lage der Hülse, als vielmehr durch die vorhergegangene Bewegung derselben bestimmt wird und somit jede beliebige, der Gleichheit von  $P$  mit dem augenblicklichen Werthe von  $Q$  entsprechende sein kann, während die Hülse in der Mittellage und  $\omega = \Omega$  ist. —

Um dieses Verhalten des intermittirend wirkenden Regulators für einen bestimmten Fall zu prüfen, werde das Beispiel des vorigen Paragraph unter übrigens gleichen Voraussetzungen auf den Fall der intermittirenden Wirkung übertragen. Es gelten dann die dortigen Gleichungen mit dem einzigen Unterschiede, dass der Füllungsgrad  $\varepsilon$  für einen Kolbenshub, der nach Gl. (13) daselbst und gemäss den Daten des Beispiels

$$\varepsilon = \varepsilon_0 - \frac{x}{x'}(\varepsilon_0 - \varepsilon'') = 0,2 - 3x$$

war, unter  $x$  die Entfernung der Hülse (positiv nach oben) von der als Anfangslage angenommenen Mittellage verstanden, jetzt constant zu setzen ist, so lange der Absolutwerth von  $x$  abnimmt, dagegen

$$\varepsilon = (\varepsilon) - 3 \cdot Ax$$

während der Zunahme des Absolutwerthes von  $x$ , falls  $(\varepsilon)$  den Füllungsgrad bedeutet, der während der vorhergegangenen Abnahme des Absolutwerthes von  $x$ , insbesondere also auch noch zur Zeit des kleinsten Hülsenabstandes von der Mittellage stattfand, und  $Ax$  die seitdem stattgefundene Aenderung des algebraischen Werthes von  $x$  bis zum Augenblicke der Dampfabspernung für den betreffenden Kolbenshub. Auch hat die Begrenzung des Hülsenweges jetzt nicht entsprechende Grenzen von  $\varepsilon$  zur Folge. Die Rechnungsergebnisse sind für die ersten 8 Kolbenshübe der betreffenden Dampfmaschine in folgender Zusammenstellung enthalten.

Nr. des Schubes.	$\omega_1$	$x_1$	$x_1$	$t_1$	$\varepsilon$	$p$	$\tau$	$t$	$\left. \begin{matrix} \text{max} \\ \text{min} \end{matrix} \right\} x$
1	4,858	0	0	0,197	0,199	0,1666	0,659	0	0
2	4,968	0,0079	0,0306	0,180	0,157	0,1033	0,648		
3	5,035	0,0284	0,0151	0,142	0,112	0,0232	0,642	0,131	0,0294
4	5,050	0,0191	-0,0246	0,158	0,112	0,0232	0,640	0,280	0,0153
5	5,065	0,0218	0,0315	0,126	0,080	-0,0417	0,641	0,464	0,0324
6	5,038	0,0303	-0,0240	0,102	0,061	-0,0873	0,646		
7	4,982	0,0055	-0,0202	0,103	0,061	-0,0873	0,654	0,185	0,0036
8	4,925	0,0111	0,0206	0,082	0,033	-0,1602	0,665	0,233	0,0140
9	4,818	0,0014	-0,0543						

Für die drei ersten Kolbenschübe sind diese Zahlen übereinstimmend mit denjenigen der Zusammenstellung im vorigen Paragraph; bei dem dritten Schube tritt zwar das Maximum von  $x$  nach  $t=0,131$  Secunden vom Anfange des Schubes an gerechnet schon während der Dampfeinströmung ein, die  $t_1=0,142$  Secunden dauert, allein der von jenem Augenblicke des Maximums von  $x$  an zunächst constant bleibende Füllungsgrad  $\varepsilon$  ist fast ebenso gross wie derjenige  $=0,112$ , welcher dem zur Zeit der Absperrung wieder etwas kleiner gewordenen  $x$  im vorigen Falle des continuirlich wirkenden Regulators entsprach. Bei den folgenden Kolbenschüben geht das Verhalten der beiden Regulatoren mehr und mehr auseinander. Bei der Anordnung für intermittirende Wirkung bleibt  $\omega$  wesentlich kleiner, als im anderen Falle, auch wird eine Grenzlage von der schwingenden Hülse nicht erreicht. Bei Beginn des 9ten Schubes ist  $\omega$ , von dem zu Anfange des 5ten Schubes erreichten Maximum  $=5,065$  zurückgehend, schon etwas kleiner als die Normalgeschwindigkeit  $=4,858$  geworden, während die Hülse im Begriffe ist, abwärts gehend die Mittellage zu überschreiten; sobald das geschieht, nehmen  $\varepsilon$  und  $p$  wieder zu sowie demnächst auch  $\omega$ , nachdem  $p$  wieder positiv geworden ist. Ueberhaupt wird dann  $\omega$  um die Normalgeschwindigkeit, die Hülse um ihre Mittellage oscilliren, und erweist sich die intermittirende Wirkung entschieden besser, als die continuirliche. Während dabei die Schwingungen der Hülse stets auf Annäherung von  $\omega$  an die Normalgeschwindigkeit bei mittlerer Hülsenlage hinwirken, wird durch die Bewegungswiderstände des Regulators und des Stellzeuges der wirkliche Eintritt eines neuen Beharrungszustandes bei normaler Geschwindigkeit vermittelt, so dass die obige Betrachtung, nach welcher sich die intermittirende Wirkung unter Umständen als schlechter regulirend zu ergeben schien, nicht nur wegen Abstraction von den bis zu gewissem Grade hier erwünschten Schwingungen des Regulators, sondern

auch deshalb auf nicht zutreffenden Voraussetzungen beruhte, weil dabei von einem anfänglichen Beharrungszustande mit grösserer oder kleinerer Geschwindigkeit, als der Normalgeschwindigkeit, ausgegangen wurde.

β. Indirect wirkende Regulatoren.

§. 127. Indirect continuirlich wirkender Regulator.

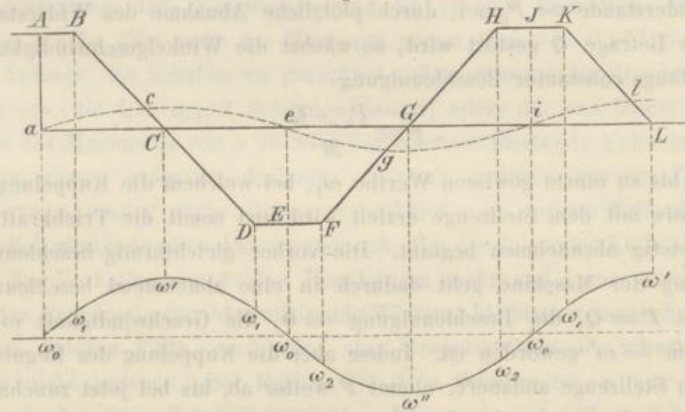
Wenn der Beharrungszustand einer mit einem solchen Regulator in üblicher Weise ausgerüsteten Maschine, der bei normaler Winkelgeschwindigkeit  $\omega_0$  der Regulatorwelle stattfindet und bei welchem, reducirt auf den Abstand = 1 von der Axe dieser Welle (§. 124), die Triebkraft = dem Widerstande =  $P_0$  sei, durch plötzliche Abnahme des Widerstandes bis zum Betrage  $Q$  gestört wird, so wächst die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  mit Anfangs constanter Beschleunigung

$$p = \frac{P_0 - Q}{M}$$

von  $\omega_0$  bis zu einem gewissen Werthe  $\omega_1$ , bei welchem die Kuppelung des Regulators mit dem Stellzeuge erzielt wird und somit die Triebkraft von  $P_0$  an stetig abzunehmen beginnt. Die vorher gleichförmig beschleunigte Bewegung der Maschine geht dadurch in eine abnehmend beschleunigte über bis  $P = Q$ , die Beschleunigung = 0, die Geschwindigkeit  $\omega$  ein Maximum =  $\omega'$  geworden ist. Indem aber die Kuppelung des Regulators mit dem Stellzeuge andauert, nimmt  $P$  weiter ab, bis bei jetzt zunehmend verzögerter Bewegung der Maschine  $\omega$  wieder =  $\omega_1$  geworden ist und die Kuppelung ausgelöst wird. Mit dem erreichten Maximum der Verzögerung, also mit gleichförmig verzögerter Bewegung sinkt die Geschwindigkeit weiter auf  $\omega_0$  und darunter, bis bei einem gewissen Werthe  $\omega_2$ , der nahe ebenso viel  $< \omega_0$  wie  $\omega_1 > \omega_0$  ist, die entgegengesetzte Kuppelung eingerückt wird, durch welche  $P$  wieder zunimmt, die Bewegung der Maschine also abnehmend verzögert wird, bis  $P$  wieder =  $Q$ , die Verzögerung = 0, die Geschwindigkeit  $\omega$  ein Minimum =  $\omega''$  geworden ist. Die andauernde Kuppelung des Regulators mit dem Stellzeuge bewirkt aber fortgesetzte Zunahme von  $P$ , bis bei jetzt zunehmend beschleunigter Bewegung  $\omega$  wieder =  $\omega_2$  geworden ist und die Kuppelung ausgerückt wird, um auf der anderen Seite im Sinne abnehmender Triebkraft wieder eingerückt zu werden, wenn mit gleichförmig beschleunigter Bewegung  $\omega$  nach dem Durchgange durch die Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  wieder bis  $\omega_1$  zugenommen hat u. s. f.

Der beschriebene Vorgang wird durch Fig. 127 veranschaulicht. Dieselbe enthält im oberen Theile zwei Linien, deren von einer gemeinsamen (nicht gezeichneten) horizontalen Abscissenaxe an gerechnete Ordinaten = den Werthen von  $P$  und  $Q$  sind, die den Werthen des stetig wachsenden Drehungswinkels  $\varphi$  der Regulatorwelle als Abscissen entsprechen; die Curve im unteren Theile der Figur stellt durch ihre von einer anderen Abscissenaxe an gerechneten Ordinaten, entsprechend denselben Drehungswinkeln  $\varphi$  als Abscissen, die gleichzeitig stattfindenden Geschwindigkeiten  $\omega$  dar. Die Kraftlinie  $ABCDEFGHJK\dots$  besteht aus im Allgemeinen krummen, hier nur der Einfachheit wegen geradlinig gezeichneten, abwechselungsweise schräg abfallenden und ansteigenden Strecken  $BD, FH\dots$ ,

Fig. 127.



die durch horizontale gerade Strecken  $AB, DEF, HJK\dots$ , den Perioden unterbrochener Kuppelung des Regulators mit dem Stellzeuge entsprechend, getrennt sind. Die Widerstandslinie  $aCeGiL\dots$  ist gemäss der vorläufigen Annahme eines constanten Widerstandes  $Q$  als eine mit der Abscissenaxe parallele Gerade gezeichnet. Den horizontalen Strecken  $AB, DEF, HJK\dots$  der Kraftlinie entsprechen die am stärksten gegen die Abscissenaxe geneigten Strecken  $\omega_0\omega_1, \omega_1\omega_0\omega_2, \omega_2\omega_0\omega_1\dots$  der Geschwindigkeitscurve, die näherungsweise, nämlich mit derjenigen Annäherung geradlinig sind, mit welcher der Drehungswinkel  $\varphi$  proportional der Zeit gesetzt werden kann. Den abfallenden und ansteigenden Theilen  $BD, FH\dots$  der Kraftlinie entsprechen dagegen die entgegengesetzt gekrümmten Theile  $\omega_1\omega'_1, \omega_2\omega''\omega_2\dots$  der Geschwindigkeitscurve, insbesondere die Scheitelpunkte  $\omega', \omega''\dots$  der letzteren den Durchschnittspunkten  $C, G\dots$  der Kraft- und der Widerstandslinie.



Eine Fläche, die von der Kraftlinie, der Widerstandslinie und von zwei den Abscissen  $\varphi_1$  und  $\varphi_2$  entsprechenden Ordinaten begrenzt wird, ist

$$= \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (P - Q) d\varphi$$

= der positiven oder negativen Arbeit der Kräfte während des Drehungswinkels  $= \varphi_2 - \varphi_1$  der Regulatorwelle, positiv oder negativ, jenachdem die Kraftlinie an der betreffenden Stelle über oder unter der Widerstandslinie liegt. So ist insbesondere die Fläche  $aABC$  die zum Uebergange aus der Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  in die Maximalgeschwindigkeit  $\omega'$  verbrauchte Arbeit:

$$aABC = M \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2}$$

und die Fläche  $CDEe$  die durch den Rückgang der Geschwindigkeit von  $\omega'$  zu  $\omega_0$  gewonnene Arbeit:

$$M \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2} = CDEe.$$

Beide Flächen  $aABC$  und  $CDEe$  sind folglich gleich gross, ebenso aus gleichem Grunde die Flächen  $eEFG$  und  $GHJi$  u. s. f. Insofern ausserdem die Einwirkung der Maschine auf das Stellzeug bei der Kuppelung im einen und anderen Sinne demselben Gesetze folgt, die Theile  $BD$  und  $FH$  etc. der Kraftlinie somit einander paarweise symmetrisch sind, ergibt sich, dass in dem hier einstweilen angenommenen Falle eines constanten Widerstandes  $Q$  auch die Flächen  $CDEe$  und  $eEFG$  gleich gross, weil symmetrisch liegend congruent sind, also  $\omega'^2 - \omega_0^2 = \omega_0^2 - \omega''^2$  ist, dann auch die Flächen  $aABC$  und  $GHJi$  symmetrisch liegend congruent, weil inhaltgleich,  $aABC$  und  $iJKL$  gleich gross, weil gleich liegend congruent sind, dass also das zweite Maximum  $\omega'$  dem ersten gleich ist u. s. f. Daraus folgt, dass die wellenförmige Geschwindigkeitscurve aus aufeinander folgenden gleichen Wellen besteht, dass also die Geschwindigkeit  $\omega$  ohne Ende zwischen denselben Grenzen  $\omega'$  und  $\omega''$ , deren Quadrate bezw. um gleich viel grösser und kleiner, als  $\omega_0^2$  sind, hin und her schwanken würde, wenn nicht thatsächlich Umstände vorhanden wären, die eine allmähliche Abnahme dieser Wellen, somit die Annäherung an einen neuen Beharrungszustand mit der Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  zur Folge haben.

Ein solcher Umstand ist besonders die stets in gewissem Grade stattfindende Abhängigkeit des Widerstandes  $Q$  von der Geschwindigkeit  $\omega$  der Art, dass beide gleichzeitig zu- und abnehmen (§. 124), und somit  $Q$  nach seiner plötzlichen Abnahme von  $P_0$  etwa bis  $Q_0$  demnächst periodischen

Schwankungen unterworfen ist entsprechend den Schwankungen von  $\omega$ . Die Widerstandslinie (Fig. 127) ist dann nicht eine mit der Abscissenaxe parallele Gerade  $aCeGiL\dots$ , sondern eine wellenförmige Linie  $acegil\dots$ , die mit jener Geraden nur die den Normalgeschwindigkeiten  $\omega_0$  entsprechenden Punkte  $a, e, i\dots$  gemein hat. Unter diesen Umständen ist die zum erstmaligen Wachsen der Geschwindigkeit von  $\omega_0$  bis  $\omega'$  disponible Arbeit = der Fläche  $aABc$  etwas kleiner, somit auch schon das erste Maximum  $\omega'$  der Geschwindigkeit etwas kleiner, als im vorigen Falle. Indem ferner die Fläche  $aABc$  wieder = der Fläche  $eDEe$  sein muss, ist in Fig. 127 die Horizontale  $DF$  hinauf-, die Verticale  $Ee$  nach links gerückt zu zeichnen, und da der Figur zufolge die Fläche  $eEFg$  jetzt offenbar kleiner, als die Fläche  $eDEe$  ist, so folgt, dass das Quadrat des ersten Minimums  $\omega''$  der Geschwindigkeit sich noch weniger von  $\omega_0^2$  unterscheidet, als das Quadrat des ersten Maximums  $\omega'$ . Da ferner die Fläche  $eEFg$  nothwendig = der Fläche  $gHJi$  ist, die deshalb in Fig. 127 jetzt so gezeichnet werden muss, dass die Punkte  $H$  und  $i$  näher an  $G$  gerückt erscheinen, die Fläche  $iJKl$  aber offenbar  $< gHJi$  ist, so muss das Quadrat des zweiten Maximums  $\omega'$  der Geschwindigkeit wieder weniger, als das des ersten Minimums  $\omega''$ , vom Quadrat der Normalgeschwindigkeit  $\omega_0^2$  verschieden sein u. s. f. So ist ersichtlich, dass die aufeinander folgenden Maxima und Minima von  $P$  sich immer mehr dem Mittelwerthe  $Q_0$  von  $Q$ , sowie die Maximal- und Minimalwerthe  $\omega'$  und  $\omega''$  von  $\omega$  immer mehr der Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  nähern.

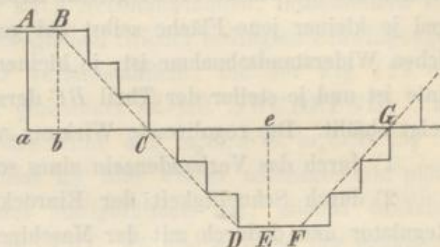
Wenn es sich, wie bei den Beispielen der vorigen Paragraphen, um den Regulator einer Dampfmaschine handelt, der so angeordnet ist, dass er seine regulirende Wirkung durch Aenderung des Füllungsgrades des Dampfeylinders ausübt, so ist die reducirte Triebkraft  $P$  während je eines Kolbenshubes constant und nur bei jedesmaligem Schubwechsel sprungweise veränderlich anzunehmen, entsprechend den Unterschieden der Arbeit des Dampfdruckes für die aufeinander folgenden Kolbenshübe; denn die periodischen Aenderungen von  $\omega$ , die der Veränderlichkeit von  $P$  während der einzelnen Hübe entsprechen, können und sollen nicht durch den hier in Rede stehenden Regulator ausgeglichen, sondern durch das Schwungrad, überhaupt durch Vergrößerung der bewegten rotirenden Masse in engere Grenzen eingeschlossen werden. Unter diesen Umständen treten dann an die Stelle der stetigen Kraftlinien  $BD, FH\dots$  von Fig. 127 treppenförmig gebrochene Linien nach Art von Fig. 128, deren einzelne Stufen aus je einer horizontalen Strecke von überall gleicher Länge und aus einer vertical bis zur (punktirt gezeichneten) stetigen Kraftlinie abfallenden oder

ansteigenden Strecke zusammengesetzt sind. Indem durch diese Abänderung der stetigen Kraftlinie von Fig. 127 die Fläche  $aABC$  dieser Figur vergrößert, die Fläche  $CDEe$  verkleinert,  $eEFG$  wieder vergrößert wird u. s. f., ist ihr Einfluss entgegengesetzt demjenigen so eben als vortheilhaft erkannt, der durch die wellenförmige Krümmung der Widerstandslinie  $acgil...$  ausgeübt wird. Indem diese Krümmung um so schwächer wird, je weniger  $\omega'$  und  $\omega''$  von  $\omega_0$  verschieden geworden sind, wird bei gewissen Werthen von  $\omega'$  und  $\omega''$  der günstige Einfluss dieser Krümmung der Widerstandslinie von dem nachtheiligen Einflusse der gebrochenen Kraftlinie compensirt, so dass dann  $\omega$  beständig zwischen diesen Grenzwerten hin und her schwanken muss, ein neuer Beharrungszustand also nicht eintreten kann. Ein indirect continuirlich wirkender Regulator ist deshalb weniger vortheilhaft so zu verwenden, dass er den Zufluss der motorischen Substanz absatzweise, als so, dass er ihn stetig ändert (so lange die Kuppelung nicht unterbrochen wird), wie bei hydraulischen Kraftmaschinen durch Aenderung der Schützenstellung oder auch bei Dampfmaschinen durch Stellungsänderung der Drosselklappe.

Der günstige Einfluss, den die in gleichem Sinne mit der von  $\omega$  stattfindende Veränderlichkeit von  $Q$  auf die Wirkung eines Regulators von der hier in Rede stehenden Art ausübt, wird verstärkt, wenn auch  $P$  von  $\omega$  abhängt, aber in umgekehrtem Sinne, nämlich so, dass  $P$  ab- oder zunimmt, wenn  $\omega$  zu- oder abnimmt, wie es in der That der Fall zu sein pflegt. Bei einer Dampfmaschine z. B. wird durch die mit der Geschwindigkeit wachsenden hydraulischen Widerstände, die der Dampf bei seinem Eintritt in den Cylinder und beim Austritt zu überwinden hat, bei zunehmender Geschwindigkeit der Dampfdruck hinter dem Kolben verkleinert, vor demselben vergrößert. Bei hydraulischen Kraftmaschinen findet eine solche dem Verhalten des indirect continuirlich wirkenden Regulators vortheilhafte Abhängigkeit der Triebkraft  $P$  von der Geschwindigkeit  $\omega$  in noch höherem Grade statt.

Wenn nun auch verschiedene Umstände zusammenwirken, um die aufeinander folgenden Maxima und Minima von  $\omega$  der ursprünglichen Normalgeschwindigkeit  $\omega_0$  immer näher zu bringen, so muss doch verlangt werden,

Fig. 128.



dass auch schon die ersten jener Maxima und Minima nur wenig von  $\omega_0$  verschieden seien. Mit Bezug auf Fig. 127 wird aber das erste Maximum  $\omega'$  um so weniger  $> \omega_0$  sein, auf eine je grössere reducirte Masse  $M$  sich die der Fläche  $aABc$  gleiche Arbeit des Kraftüberschusses erstreckt und je kleiner jene Fläche selbst bei gegebener Grösse  $= Aa$  der plötzlichen Widerstandsabnahme ist, je kleiner also die Strecke  $AB$  der Kraftlinie ist und je steiler der Theil  $BC$  derselben gegen die Abscissenaxe geneigt abfällt. Die regulirende Wirkung wird folglich unterstützt:

- 1) durch das Vorhandensein eines schweren Schwungrades;
- 2) durch Schnelligkeit der Einrückung der das Stellzeug mit dem Regulator und dadurch mit der Maschine selbst verbindenden Kuppelung;
- 3) durch rasche Bewegung des Stellzeuges nach Herstellung jener Verbindung.

Die vortheilhafte Wirkung eines Schwungrades ist allen Regulatoren für Maschinen mit rotirender Bewegung gemeinsam. Mit Rücksicht auf die Schnelligkeit der Einrückung sind solche Kuppelungen von Vortheil, die eine feine Regulirung des Spielraumes der Hülse gestatten, wie z. B. die unter 2) und 5) in §. 122 besprochenen Einrichtungen; auch wirkt die Klauen- oder Zahnkuppelung nach 1) und 5) daselbst schneller, als die Frictionskuppelung gemäss der Einrichtung unter 2), bei der die Kuppelung um so grösseren Druck zwischen den Frictionsscheiben, also um so grössere Geschwindigkeitsänderung der Regulatorwelle erfordert, je grösser der Bewegungswiderstand des Stellzeuges ist, so dass bei Regulatoren für hydraulische Kraftmaschinen diese Frictionskuppelung jedenfalls nicht am Platze wäre. Was endlich die Steilheit der Curven  $BD, FH\dots$ , Fig. 127, nämlich die Schnelligkeit der Bewegung des Stellzeuges betrifft, so ist sie, wenn dadurch der Füllungsgrad einer Dampfmaschine entsprechend verändert werden soll, durch die Rücksicht darauf beschränkt, dass der oben besprochene nachtheilige Einfluss, den die dann treppenförmige Gestaltung jener Curven gemäss Fig. 128 auf die Regulatorwirkung ausübt, bei gegebener Grösse  $= h$  der horizontalen Strecken dieser gebrochenen Linien in um so höherem Grade stattfindet, je steiler die Curven ihrem (punktirt gezeichneten) mittleren Verlaufe nach gegen die Abscissenaxe geneigt sind. Ist z. B.  $BC = a$  in Fig. 128 eine unter dem Winkel  $\alpha$  gegen die Abscissenaxe geneigte gerade Linie, so ist das Verhältniss der Inhaltssumme der dreieckigen Hervorragungen über diese Gerade  $BC$  zu dem Inhalte des Dreiecks  $BbC$

$$= \frac{ha \sin \alpha}{2} : \frac{a^2 \sin \alpha \cos \alpha}{2} = \frac{h}{a \cos \alpha}$$

um so grösser, je grösser  $\alpha$  ist.



entsprechend der Kraftlinie  $DE$ , während  $\omega$  mit constanter Verzögerung, entsprechend dem geradlinigen Stücke  $\omega_1' \omega_0$  der Geschwindigkeitslinie, abzunehmen fortfährt, langsamer als sie vorher zugenommen hatte, bis bei einem gewissen Werthe  $\omega_2$ , der nahe ebenso viel  $< \omega_0$  wie  $\omega_1 > \omega_0$  ist, die Einwirkung auf das Stellzeug im Sinne zunehmender Kraft  $P$  beginnt und so lange dauert, bis, nachdem  $\omega$  einen Minimalwerth  $\omega''$  erreicht hatte, bei einem gewissen zwischen  $\omega''$  und  $\omega_2$  liegenden Werthe  $\omega_2''$  der Geschwindigkeit die Einwirkung auf das Stellzeug abermals unterbrochen wird u. s. f. Indem unter diesen Umständen  $EF < ED$  und somit, da die Kraftlinien  $CD$  und  $FG$  symmetrisch gleich sind, die Fläche  $eEFG$  kleiner als die der Fläche  $aABC$  gleiche Fläche  $CDEe$  ist, ergiebt sich  $\omega''^2$  weniger von  $\omega_0^2$  verschieden, als  $\omega'^2$ , ebenso dann das zweite Maximum von  $\omega^2$  wieder weniger, als  $\omega''^2$  u. s. f., so dass es nur noch darauf ankommen würde, die erstmalige grösste Abweichung von der Normalgeschwindigkeit möglichst klein zu erhalten, in welcher Hinsicht auch hier die im vorigen Paragraph unter 1), 2) und 3) angeführten Gesichtspunkte maassgebend sind.

Auch in Betreff des günstigen Einflusses einer zwischen  $P$ ,  $Q$  und  $\omega$  stattfindenden Beziehung der Art, dass mit wachsender Geschwindigkeit  $\omega$  die Kraft  $P$  ab- und der Widerstand  $Q$  zunimmt, sowie der nachtheiligen Wirkung einer absatzweise anstatt continuirlich stattfindenden Kraftänderung durch das Stellzeug gemäss der treppenförmig gebrochenen Kraftlinie von Fig. 128 behalten die im vorigen Paragraph gemachten Bemerkungen ihre Gültigkeit. Erheblicher indessen, als durch diese Umstände, kann das durch Fig. 129 dargestellte ideale Wirkungsgesetz eines Regulators von der hier in Rede stehenden Art durch die von der Trägheit seiner Glieder herrührenden Schwingungen des Regulators modificirt werden.

Die strenge Untersuchung dieses letzteren Einflusses erfordert weitläufige Entwicklungen. Z. B. bei der in §. 123 unter 2) besprochenen, durch Fig. 126 skizzenhaft dargestellten Einrichtung eines solchen Regulators müsste vor Allem ermittelt werden, wo und wann, nachdem bei Beginn einer rückläufigen Schwingung der Regulatorhülse und somit des Doppelkegels  $ff'$  gegen die Mittellage hin die Frictionskuppelung des Kegels  $f$  mit dem Hohlkegel  $e$  gelöst worden war, dieser letztere, indem er durch das Gewicht  $m$  mit einer durch die Wirksamkeit des Getriebes  $srqpo$  bedingten Geschwindigkeit auch gegen die Mittellage hin bewegt wird, mit dem schwingenden Doppelkegel wieder zusammentrifft. Wenn man aber annimmt, dass dieses Zusammentreffen in demselben Augenblicke erfolgt, in welchem  $ff'$  sich wieder von der Mittellage weg zu bewegen

beginnt, so unterscheidet sich die hier in Rede stehende indirecte von der in §. 126 an einem Beispiele näher geprüften directen intermittirenden Wirkung bei Abstraction vom Bewegungswiderstande des Stellzeuges nur dadurch, dass, während dort die Stellungsänderung des letzteren (bezw. für das fragliche Beispiel die entsprechende Aenderung des Füllungsgrades einer Dampfmaschine) vom Wege der Hülse bei ihrer Bewegung von der Mittellage weg abhing (im Beispiele diesem Wege proportional erfolgte), sie hier proportional der Zeit ist, welche dieser Hülsenweg erfordert oder vielmehr proportional dem Winkel, um den sich die Regulatorwelle während der fraglichen Hülsenbewegung dreht. Durch diesen Unterschied kann an und für sich eine wesentlich verschiedene Wirkungsweise beider Anordnungen des Regulators kaum bedingt werden, wenigstens keine grössere Verschiedenheit, als sie beim direct intermittirend wirkenden Regulator durch verschiedene Abhängigkeitsgesetze z. B. der Aenderung des Füllungsgrades einer Dampfmaschine vom Wege der Regulatorhülse verursacht werden kann. Es lässt sich somit annehmen, dass unter übrigens ähnlichen Umständen, insbesondere bei nahe gleicher Schnelligkeit der Einwirkung auf das Stellzeug nach erfolgter Kuppelung, der indirect intermittirend wirkende Regulator auf ganz ähnlich vortheilhafte Weise seinen Zweck erfüllt, wie es im §. 126 hinsichtlich des direct intermittirend wirkenden erkannt wurde. Auch dieser vermittelt einen neuen Beharrungszustand mit normaler Geschwindigkeit, nur mit dem Unterschiede, dass die Schwingungen dazu wesentlich sind, die hier nur als ein nebensächlicher Umstand erscheinen.

Je mannigfaltiger übrigens die Umstände sind, von welchen, und je weniger einfach die Gesetze, nach welchen von ihnen die Eigenschaften eines Regulators abhängen, so dass es, wie hier, kaum möglich oder wenigstens allzu umständlich ist, dieselben in jedem Falle theoretisch genügend nachzuweisen, desto mehr sind solche Einrichtungen zweckmässig, durch welche die wesentlichsten der fraglichen Umstände willkürlich verändert und den jeweiligen Verhältnissen durch Probiren angepasst werden können, wie namentlich der Stabilitätsgrad des Regulators und die Schnelligkeit seiner Einwirkung auf das Stellzeug, bedingt durch das Geschwindigkeitsverhältniss seines von der Regulatorhülse angegriffenen Anfangspunktes und seines andererseits auf eine Drosselklappe, Expansionsvorrichtung, Schütze etc. wirkenden, somit die Zuflussmenge der motorischen Flüssigkeit unmittelbar bestimmenden Endpunktes.