II. Grenzen der Kolbengeschwindigkeit.

Grenzen der Kolbengeschwindigkeit.

Die zulässige Kolbengeschwindigkeit steht mit der erreichbaren Dampfspannung im Cylinder und der Füllung im engsten Zusammenhange. Sie darf nämlich nie so groß werden, dass zu ihrer Erzeugung in den Massen ein höherer Druck nöthig wäre, als der Dampf eben auf den Kolben äußert. Entgegengesetzten Falles müsste der Unterschied vom Schwungrad aus durch die Kurbel auf die bewegten Massen übertragen werden, und anstatt selbst auf den Kurbelzapfen zu drücken, würde das Gestänge ein kurzes Wegstück lang von demselben geschleppt. Das Schwungrad würde den Massen in der ersten Schubhälfte gleichsam Arbeit leihen, um sie allerdings in der zweiten Schubhälfte nebst der angesammelten Arbeit des Dampfes wieder zurückzuerhalten.

Dadurch käme aber während eines einfachen Hinganges ein wechselndes Spiel von Zug und Druck in die Stangen, und in diesen, welche sich unter Zug und Druck immer etwas strecken und stauchen, und in den Köpfen, welche in ihren Schalen immer etwas Luft haben, würden Stöße und Erschütterungen auftreten, welche selbst die Gefahr des Bruches der treibenden Zapfen und mit dem des Zusammenbruches der ganzen Maschine mit sich bringen können, wie im Anhange IV des Weitern ausgeführt wird.

Dort wird nämlich gezeigt, dass der verspätete Druckwechsel, wie er hier eintreten würde, die Zapfen mit Momentanbelastungen treffen und deren obere Schichten schneller zu Bruche führen könnte, als sich der Widerstand des ganzen Querschnittes zu ordnen vermag.

Wird also erkannt, dass ein Druckwechsel im Gestänge außerhalb der todten Punkte, wenn ein solcher von einem anfänglichen Nichtvorhandensein des zur Beschleunigung der Massen nöthigen Druckes von Seite des arbeitenden Dampfes herrührt, von Vibrationen oder Stößen oder Ueberlastungen begleitet auftreten muss, so werden die Grenzen der Kolbengeschwindigkeit derart festzustellen sein, dass an keinem Punkte des Kolbenlaufes ein höherer Beschleunigungsdruck verlangt wird, als der Dampf eben bietet. Dann drücken die Schalen von Anfang bis Ende des Kolbenlaufes im stets gleichen Sinne auf die Zapfen und die Druckwechsel gehen nur in den todten Punkten oder im Verlaufe der Compression aber stets stoßfrei und von Null ansteigend vor sich.

Daher wird:

a) ein Minimum der Spannung,

b) ein Minimum der Füllung,

c) ein gleichzeitiges Minimum dieser beiden, und

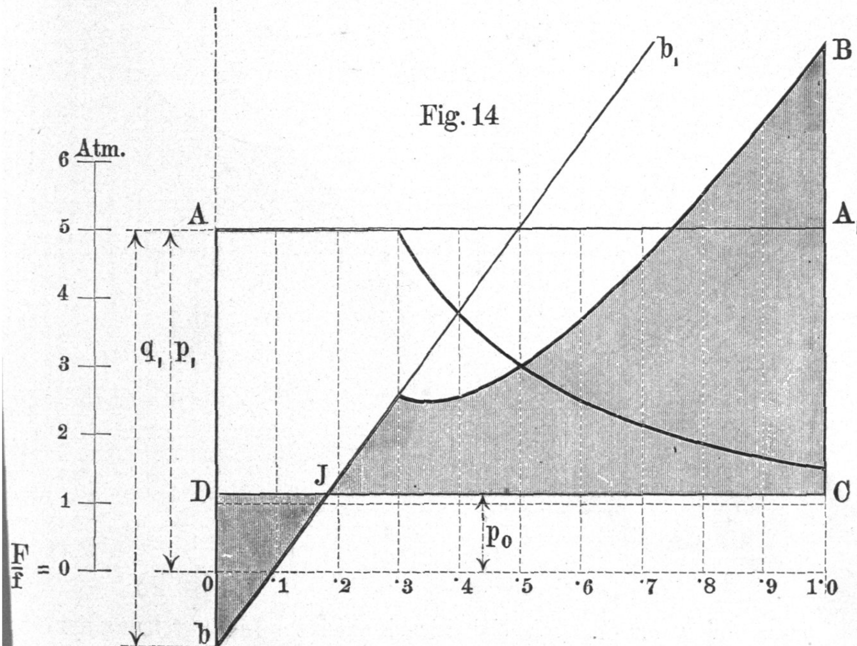
d) eine vortheilhafteste Spannung des Dampfes unter der Rücksicht auf hohe Kolbengeschwindigkeit und den Grenzen derselben zu untersuchen sein.

Auch hier wird der Klarheit wegen die Untersuchung vorerst unter der Annahme unendlicher Schubstangenlängen durchgeführt, und auf die endliche Stangenlänge erst später Rücksicht genommen.

I. Schubstange unendlich lang.

a) Das Minimum der Spannung. Der einfachste Fall wäre nun, dass der zur Beschleunigung der Massen nöthige Druck gleich bei Beginn des Hubes größer wäre, als der Dampfüber-

Fig. 14

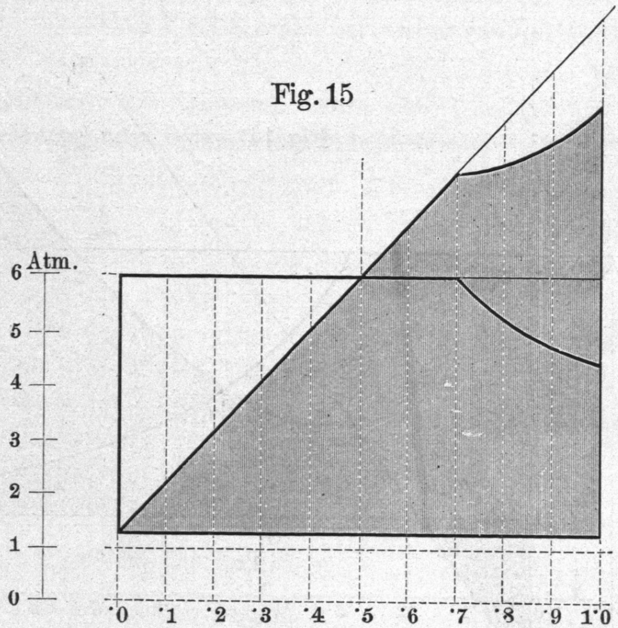


druck (Fig. 14). Dann wird die gleichförmig gehende Kurbel das Gestänge mit der Kraft $(q - p)$ für jede Flächeneinheit des Kolbens nachschleppen, bis der allmälig kleiner werdende und bis Null sinkende Beschleunigungsdruck vom Dampfdruck an irgend einer Stelle J in der ersten Hubhälfte überholt wird, worauf erst der Kreuzkopf- und dann der Kurbelzapfen in Folge des nun stattfindenden Druckwechsels je einen Stoß nach vorne erfährt.

Die Arbeit bDJ, welche aus dem Schwungrade in die Maschine ging, wird ihm in der Verzögerungsperiode wohl zurückgegeben, und ist in der Arbeit BCJ mitenthalten, doch wird im Punkte J, wo Zug und Druck im Gestänge wechseln, ein Stoß auftreten.

Das Maximum der Geschwindigkeit, welche von diesem Standpunkte aus nicht überschritten werden darf, tritt offenbar

Fig. 15



dann ein, wenn der freie Ueberdruck eben zur Ingangsetzung der Massen ausreicht, wie es in Fig. 15 oder Fig. 16 der Fall ist, wenn:

$$q_1 = \frac{F}{f} = (p_1 - p_0) \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Nun ist aber bereits in den Gleichungen (6) und (7) der zur Ingangsetzung der Massen nöthige Beschleunigungsdruck festgestellt worden; diese Gleichungen erhalten nun zur Bestimmung der Grenzwerthe nur die Form:

in allgemeiner Geltung: $$(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{\pi^2}{2.g} \frac{P}{f.l} v^2 \,. \quad (6)$$

oder für Kilogr. u. Meter: $$(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{1}{2} \frac{P}{f.l} v^2 \,. \quad (7)$$

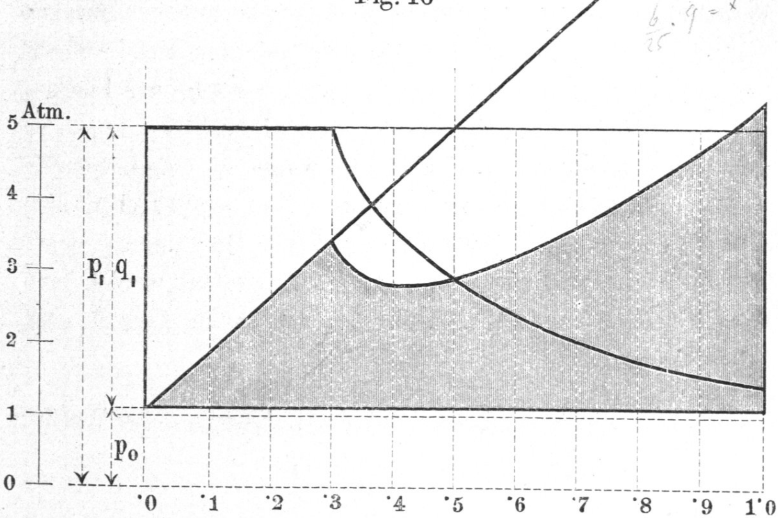
Unter den Specialisirungen ergeben sich wieder nun hier als Grenzwerthe bei unendlich langen Schubstangen:

a) für kleine Hochdruckmaschinen Hub bis ·7 *m* $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{7}\,\frac{v^2}{l}$

b) „ große Hochdruckmaschinen Hub über ·7 *m* $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{5}\,v^2$

c) „ kleine Niederdruckmaschinen Hub bis ·9 *m* $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{10}\,\frac{v^2}{l}$

Fig. 16



d) für große Niederdruckmaschinen Hub über ·9 *m* $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{9}\,v^2$

e) „ Locomotive ohne Kuppelstangen $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{6}\,v^2$

f) „ „ mit „ $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{4{\cdot}5} - \frac{1}{3{\cdot}6}\,v^2$

g) „ Schiffsmaschinen, Hochdruckseite (Torpedoboote) $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{4{\cdot}5}\,v^2$

h) „ „ Mitteldruckseite $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{10}\,v^2$

i) „ „ Niederdruckseite $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{16}\,v^2.$

Diese Formeln bestimmen das Minimum des nöthigen Ueberdruckes von Seite des Dampfes auf die Kolbenflächeneinheit zu Beginn des Hubes, wobei v die mittlere Kolbengeschwindigkeit per Secunde bedeutet.

Die Formel (6) oder eine folgende lehrt, dass in einer und derselben Maschine (P, f und l constant) die Kolbengeschwindigkeit nur mit wachsendem Dampfdrucke steigen darf, ja, dass dieser nach der Form $(p_1 - p_0) =$ Const. v^2 im quadratischen Verhältnisse mit der Geschwindigkeit steigen muss, wenn kein Stoß aus dem Grunde in der Maschine auftreten soll, weil zur Beschleunigung der Massen eine größere Kraft q_1 per Flächeneinheit des Kolbens benöthigt wird, als der Dampfdruck $(p_1 - p_0)$ zu bieten vermag. Dieser Umstand wurde in der Locomotivmaschine zuerst erkannt und benützt. Man ersieht aber auch, dass eine normal mit Condensation arbeitende Maschine bei gleichbleibender Kesselspannung dann zu Stößen geneigt werden kann, wenn die Condensation abgestellt und mit freiem Auspuff gearbeitet werden muss.

Schreibt man die Formel (6) durch Einsetzen des Werthes

$$v = \frac{2\,l\,n}{60}$$

in der Form allgemein: $$(p_1 - p_0) = \frac{2\,\pi^2}{60.60.g}\,\frac{P}{f}\,l\,n^2$$

oder für Kilogr. u. Metermaß: $$(p_1 - p_0) = \frac{1}{1800}\,.\,\frac{P}{f}\,l\,n^2$$

so lehrt sie, dass bei sonst gleichen Verhältnissen eine steigende Tourenzahl nur mit, u. zw. in quadratischem Verhältnisse steigendem Dampfdruck gefahrlos erzeugt werden kann (doppelte Tourenzahl verlangt vierfachen Druck), und dass eine leichte Construction d. i. ein geringes Gewicht P der hin- und hergehenden Theile der Möglichkeit hoher Geschwindigkeiten zu Gute kommt.

Ist der verfügbare freie Dampfdruck $(p_1 - p_0)$ an und für sich gering, wie es beispielsweise in den Niederdruckcylindern der Verbundmaschinen stets der Fall ist, so kann eine hohe Kolbengeschwindigkeit nur durch weitgehendes Verringern der Gestängemassen ermöglicht werden. Bei den modernen, dreistufig expandirenden Schiffsmaschinen, deren letzter Kolben fast stets nur im Vacuum „watet", aber mit 4 *m* Kolbengeschwindigkeit arbeiten muss, ist die Gewichtsverringerung bereits bei Kolben- und Schubstangen angelangt, welche der ganzen Länge nach durchbohrt sind und an hohlen Zapfen wirken. Alles Gusseisen ist hier durch Stahl ersetzt, denn ist, wie es thatsächlich vorkommt, der freie Dampfdruck $(p_1 - p_0) = 0 \cdot 8$ Atm., so darf für $v = 4\,m$ Kolbengeschwindigkeit nach Gleichung (7)

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2} \frac{P}{f.l} \cdot v^2$$

der Gewichtsbetrag $\frac{P}{f.l}$ nur $0 \cdot 10$ Kilogr. per 1 Quadratcentim. Kolbenfläche erreichen, während er laut Tabelle (Anhang III) in stationären Niederdruckmaschinen noch immer um $0 \cdot 22$ Kilogr. schwankt. Bei stationären Hochdruckmaschinen ist derselbe Werth $\sim 0 \cdot 4$ Kilogr., und man ersieht daher, wie die Verringerung des Gewichtes an jenen mit mattem Dampf betriebenen Kolben auf circa die Hälfte und den vierten Theil der Mittel- und der Hochdruckseiten eine nothwendige Bedingung für die Möglichkeit des Schritthaltens beider bildete.

Da eine weitere wesentliche Verringerung der hin- und hergehenden Massen gegen die heutigen Schiffsmaschinen-Constructionen kaum mehr denkbar scheint, so sind hier auch die Kolbengeschwindigkeiten schon an der erreichbaren Grenze angelangt. Nur wesentlich höhere Dampfspannungen können eine weitere Steigerung der Geschwindigkeit gestatten.

Von diesem Standpunkte aus soll auch das Luftpumpengestänge nicht von dem Niederdruckkolben aus betrieben werden, wenn letzterer nahe der Grenzgeschwindigkeit wirkt. Das Luftpumpengestänge und die Masse des am Kolben anruhenden Wassers beanspruchen ebenso Beschleunigungsdrücke zur Ingangsetzung und sind ebenso zu betrachten wie die Masse des Treibgestänges, zu welcher sie einfach oder im Maße einer etwa durch Hebelwerk reducirten Antriebsweise reducirt hinzuzuzählen sind.

Nach der Gleichung für kleinere Maschinen

$$(p_1 - p_0) = \text{const.}\,\frac{v^2}{l}$$

erhellt, dass kleine Maschinen bei sonst gleichen Verhältnissen nie die Kolbengeschwindigkeit größerer Ausführungen erreichen können.

Eine Eincylindermaschine z. B., welche ohne Condensation arbeitet, also einen Gegendruck von $p_0 = 1 \cdot 2$ Atm. über das absolute Vacuum erwarten lässt, und welche Dampf von 4 Atm. Manometeranzeige, also $p_1 = 5$ Atm., das sind 5 Kilogr. Druck per 1 c^2, in den Cylinder erhält, und welche eine Hublänge von 1 m hat, dürfte nach Gleichung (7 b) mit

$$(5 - 1 \cdot 2) = 3 \cdot 8 = \frac{1}{5}\, v^2,$$

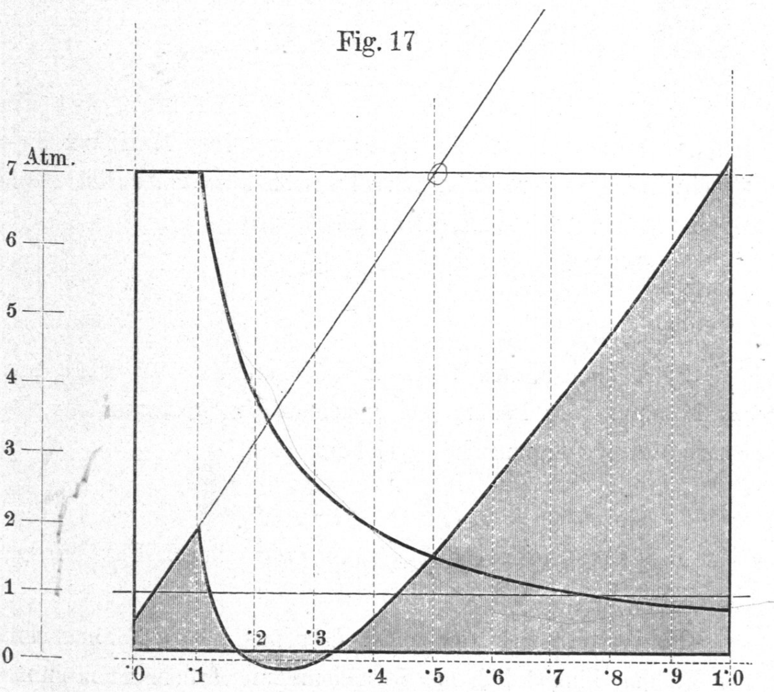
einer Kolbengeschwindigkeit von $v = 4 \cdot 4$ m per Secunde, im äußersten Falle gehen.

Der gleiche Druck aber gestattet bei $0 \cdot 3$ m Hub, der Gleichung (7 a) nach: $3 \cdot 8 = \frac{1}{7}\frac{v^2}{l}$, nur eine Kolbengeschwindigkeit von $2 \cdot 8$ m.

Nicht nur der gerechten Vorsicht des Werthes für $\frac{P}{f}$ oder $\frac{P}{f.l}$ halber, sondern auch der endlichen Länge der Schubstange wegen, kann man diese Grenzen nicht völlig erreichen, doch wurden sie als Beispiel zur Erklärung der Formeln (6) und (7) vorläufig gesteckt.

b) Das Minimum der Füllung. Die Beschleunigung kann aber noch auf eine zweite Weise einen größeren Druck verlangen, als der Dampfdruck bietet. Wenn nämlich bei geringer Füllung der Dampfdruck rasch sinkt, wie es Fig. 17 anschaulich macht, so kann ebenfalls jener gefährliche Wechsel zwischen Zug und Druck in der Mitte des Laufes erfolgen, welcher schon oben

Fig. 17



gewürdigt wurde und welcher, da wir ihm vorbeugen müssen, der Geschwindigkeit die Grenze zieht.

Damit dieses spätere Sinken des Arbeitsdruckes nicht eintritt, muss (Anhang IV, Gleichung 9) die Füllung mindestens das Verhältniss

$$\frac{l_1}{l} = \frac{F}{8 p_1 f}\left(1 + \frac{f}{F} p_0\right)^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

der ganzen Hublänge einnehmen.

Bei gegebener oder angenommener Füllung darf umgekehrt die Geschwindigkeit nicht höher steigen, als bis der Werth $\frac{F}{f}$, welchen man aus dieser Gleichung zurückrechnen kann, erreicht wird.

Wir empfehlen aber immer den Weg der Construction, wenn der Ausdruck nur halbwegs complicirt wird, wie es hier der Fall ist. (Vergl. den Schluss von Anhang IV.)

c) Die kleinste Füllung beim Maximum der Geschwindigkeit. Soll eine Maschine mit dem Maximum ihrer Geschwindigkeit dem Anfangsdrucke nach arbeiten, so ist dieses Maximum laut Gleichung (3) an die Grenze

$$q_1 = \frac{F}{f} = (p_1 - p_0) \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (3)$$

gebunden.

Setzt man diesen Werth in Gleichung (9), so erhält man das Minimum der Füllung bei gleichzeitigem Maximum der Geschwindigkeit [Anhang IV, Gleichung (10)]:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{p_1 - p_0} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (10)$$

Das dabei erhaltene Diagramm wird durch Fig. 18 versinnlicht.

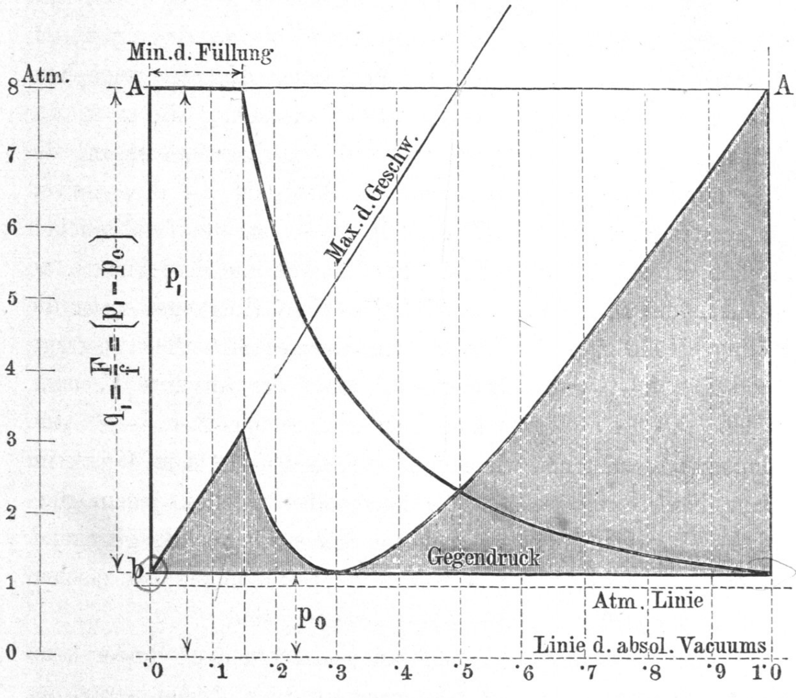
Es versteht sich von selbst, dass man diesen Minimalwerth der Füllung hinsichtlich der Beschleunigungsdrücke nicht immer voll ausnützen kann, indem andererseits die Füllung nie tiefer sinken darf, als dass beim Ende des Laufes der Druck des expandirten Dampfes zum Mindesten dem Gegendrucke gleich wird oder höher als derselbe bleibt, dass

$$\frac{l_1}{l} \geqq \frac{p_0}{p_1} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (11)$$

sein muss, wenn die Expansion des Dampfes in der Dampfmaschine dem Mariotte'schen Gesetze folgend vorausgesetzt wird.

d) Die vortheilhafteste Dampfspannung. Wenn es sich darum handelt, jene Dampfspannung zu ermitteln, welche die höchste Geschwindigkeit (Anfangsdruck = Massendruck) und gleichzeitig die höchste Expansion (bis zum Gegendruck) zulässt, so braucht man nur die Gleichungen (10) und (11) zu verbinden,

Fig. 18



um der Bedingung der gleichzeitigen Möglichkeit dieser beiden Füllungsminimalwerthe Ausdruck zu geben.

Es folgt also $\frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{p_1 - p_0} = \frac{l_1}{l}$

und daraus $$p_1 = 6 \cdot 8\, p_0 \qquad (12)$$

Für eine Auspuffmaschine wird der Gegendruck $p_0 = 1 \cdot 2$ Atm. anzunehmen sein, und daher wird jener Dampfdruck, welcher sich nach Geschwindigkeit und Expansion gleichzeitig am meisten ausbeuten lässt, $p_1 = 6 \cdot 8 . 1 \cdot 2 = 8$ Atm. über das absolute Vacuum betragen.

Dabei wird die Füllung

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{6 \cdot 8} = 0 \cdot 15 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Dieser Fall ist in Fig. 18 gezeichnet.

Will man mit entsprechender Vorsicht zu Werke gehen, und sich diesen äußersten Verhältnissen nur bis zu einer gewissen Grenze nähern, so kann es am einfachsten dadurch geschehen, dass man den Gegendruck p_0 größer annimmt, als er in der That zu erwarten ist; dass man im Diagramm gleichsam die Gegendrucklinie (auch vielleicht mit Rücksicht auf die passiven Widerstände) höher rückt und nur diese an den gefährlichen Stellen erreichen lässt. Denn dann bleiben alle drei Punkte, an welchen die Dampfspannung während eines Hinganges unter die nöthige Höhe zu sinken droht, von gleicher Sicherheit überragt.

Die 8—9 Atm. Dampfdruck über das absolute Vacuum, welche die beste Verwendung gestatten, entsprechen 7—8 Atm. Manometerdruck, und wir sehen, wie die 10—12 Atm. Druck im Dampfkessel, mit welchen die Locomotive arbeiten, jenem günstigsten Druck und der besprochenen Sicherheit Rechnung tragend, glücklich genähert, und wie hier die Bedingungen des raschen und ökonomischen Ganges längst vereinigt sind.

Für Niederdruck- (Condensationsmaschinen-) Cylinder kann der Gegendruck $p_0 = 0 \cdot 2$ Atm. gesetzt werden. Dabei beträgt der noch allseitig ausnützbare Anfangsdampfdruck $p_1 = 6 \cdot 8 . \cdot 2 = 1 \cdot 36$ Atm. absolut. Die kleinste Füllung dürfte, vom Standpunkte der Massenbeschleunigung betrachtet, gleichfalls $\cdot 15$ betragen, was wohl nie ausgenützt wird, aber doch zulässig wäre.

Im Hochdruckcylinder einer Verbundmaschine mit $p_0 = 1 \cdot 5$ Atm. Gegendruck würden wohl $6 \cdot 8 . 1 \cdot 5 = 10 \cdot 2$ Atm. absol. als vortheilhafte Spannung erscheinen, welche aber nur dann ausnützbar wären, wenn der Niederdruckkolben mit jener wesentlich geringeren Geschwindigkeit gesondert arbeiten kann, welche seinem kleinen freien Dampfanfangsdruck entspricht. In Verbundmaschinen hat sich die Kolbengeschwindigkeit eben nach letzteren zu richten.

Nachdem allgemein die vortheilhafteste Spannung durch die Gleichung festgesetzt ist:

$$p_1 = 6{\cdot}8\, p_0,$$

so folgt für Stabilmaschinen:

Auspuffmaschinen bei dem Gegendrucke von $p_0 = 1{\cdot}2$ Atm.:

$$p_1 = 6{\cdot}8 . 1{\cdot}2 \,.\,. = p_1 = 8 \text{ Atm.}$$

Condensationsmaschinen bei dem Gegendruck $p_0 = 0{\cdot}2$ Atm.:

$$p_1 = 6{\cdot}8 . 0{\cdot}2 \,.\,. = p_1 = 1{\cdot}36 \text{ Atm.}$$

als bester Anfangsdruck im Dampfcylinder.

Höhere als die hier bezeichneten Spannungen können nimmer allseitig ausgenützt werden. Sie gestatten nicht mehr ihre volle Ausbeute durch Expansion bis zum Gegendrucke herab, wenn der ganze Anfangsdruck zur Ingangbringung der Massen, also Erzeugung der höchst-möglichen Kolbengeschwindigkeit, verwendet werden soll.

Niedrigere Spannungen, als die oben bezeichneten, welche zu Anfang eben für die Geschwindigkeitsertheilung an die Massen vom todten Punkte hinweg ausreichen, können wohl voll und bis zum Gegendrucke expandirend ausgenützt werden und bringen im weiteren Verlaufe keine Störungen, kein Unterschneiden der Dampfdruckhöhe durch die Beschleunigungsdruckhöhe mehr mit sich. Da sie aber niedere Spannungen sind, kann dabei die Kolbengeschwindigkeit überhaupt nur klein und die Dampfwirkung vom ökonomischen Standpunkte aus nur minder vortheilhaft sein.

Daher erscheint die Bezeichnung „vortheilhafteste Spannung“ für die angegebenen Grenzen des Dampfdruckes zu Recht; in der Locomotivmaschine einentheils, in den Niederdruckcylindern der Verbundmaschine anderntheils, haben sie sich überdies auch als solche bewährt.

2. Schubstange von endlicher Länge.

a) Minimum der Spannung. Damit auch hier nicht der Beginn der Massenbewegung einen größeren Druck per Kolbenflächeneinheit verlangt, als der Dampfüberdruck zu bieten vermag, werden wir auch hier die Grenze der Kolbengeschwindigkeit durch die Gleichsetzung des benöthigten Massenbeschleunigungs- und des vorhandenen freien Dampfdruckes am todten Punkte erhalten.

Es ist also der größere der beiden Werte (für $\omega = o$) aus Gleichung (3_1)

$$q_1 = \frac{F}{f}\left(1 + \frac{r}{L}\right) = (p_1 - p_0) \quad . \; . \; . \; . \; . \; (3_1)$$

zu setzen.

Führt man dieselbe Umwandlung dieses Ausdruckes durch, welche bei der unendlichen Stangenlänge vorgenommen wurde, so folgt im Allgemeinen:

$$(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{\pi^2}{2g}\left(1 + \frac{r}{L}\right)\frac{P}{f.l} \cdot v^2 \quad . \; . \; . \; . \; (6_1)$$

oder für Kilogramm und Meter:

$$(p_1 - p_0) = q_1 = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{r}{L}\right)\frac{P}{f.l} \cdot v^2 \quad . \; . \; . \; . \; (7_1)$$

Dieser Formel entnimmt man, dass der nöthige Dampfüberdruck den $\left(1 + \frac{r}{L}\right)$fachen Werth des Ueberdruckes der Maschine mit unendlicher Leitstange haben muss, wenn nicht bei Beginn des Hubes ein Anriss des Gestänges von der Kurbel aus erfolgen soll. Oder aber, bei gleichen Maschinenverhältnissen und Dampfdrücken, muss das Quadrat der Kolbengeschwindigkeit der Maschine mit unendlich langer Stange durch $\left(1 + \frac{r}{L}\right)$ dividirt werden, um der Rücksicht der endlichen Stangenlänge gerecht zu werden.

Eine Maschine wird also unter gleichen Verhältnissen desto schneller laufen dürfen, je größer die Pleuelstangenlänge im Verhältniss zur Kurbellänge wird. (Später, unter: „Das Gegen-gewicht" soll gezeigt werden, dass die Maschine dann auch desto ruhiger geht.)

Für Metermaß und unter Einsetzung der speciellen Gewichtswerthe $\frac{P}{f}$ oder $\frac{P}{f.l}$, wie Seite 49, ergeben sich wieder als Grenzwerthe bei Berücksichtigung der endlichen Stangenlänge:

a_1) für kleine Hochdruckmaschinen Hub bis ·7 m $(p_1-p_0)=\frac{1}{7}\left(1+\frac{r}{L}\right)\frac{v^2}{l}$

b_1) „ große Hochdruckmaschinen Hub über ·7 m $(p_1-p_0)=\frac{1}{5}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

c_1) „ kleine Niederdruckmaschinen Hub bis ·9 m $(p_1-p_0)=\frac{1}{10}\left(1+\frac{r}{L}\right)\frac{v^2}{l}$

d_1) „ große Niederdruckmaschinen Hub über ·9 m $(p_1-p_0)=\frac{1}{9}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

e_1) „ Locomotive ohne Kuppelstangen $(p_1-p_0)=\frac{1}{6}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

f_1) „ „ mit „ $(p_1-p_0)=\frac{1}{4{\cdot}5}-\frac{1}{3{\cdot}6}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

g_1) „ Schiffsmaschinen, Hochdruck (Torpedoboote) $(p_1-p_0)=\frac{1}{4{\cdot}5}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

h_1) „ „ Mitteldruck $(p_1-p_0)=\frac{1}{10}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

i_1) „ „ Niederdruck $(p_1-p_0)=\frac{1}{16}\left(1+\frac{r}{L}\right)v^2$

als Abhängigkeit der Kolbengeschwindigkeit vom freien Anfangsdampfdruck.

Für das Beispiel, welches bei unendlicher Leitstangenlänge, Seite 52, eine Kolbengeschwindigkeit

von $v = 4{\cdot}4\ m$ bei 1 m Hub

und von $v = 2{\cdot}8\ m$ bei $0{\cdot}3\ m$ Hub

ergab, wird jetzt wieder bei 5 Atm. absolutem Eintritts- und 1·2 Atm. Gegendruck, bei einem Schubstangenverhältniss von 5 : 1

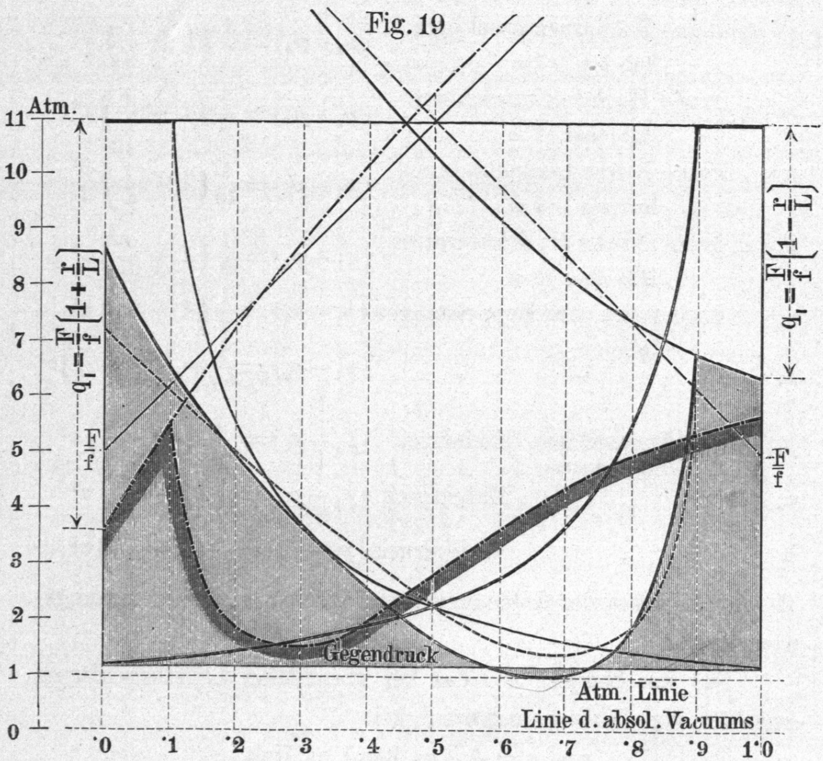
$$(5-1{\cdot}2)=\frac{1}{5}\left(1+\frac{1}{5}\right)v^2 \qquad v=4{\cdot}2\ m$$

$$(5-1{\cdot}2)=\frac{1}{7}\left(1+\frac{1}{5}\right)\frac{v^2}{\cdot 3} \qquad v=2{\cdot}5\ m$$

als äußerste Geschwindigkeit für stoßfreien Gang.

b) Minimum der Füllung. Damit aber der rasch sinkende Dampfdruck, wie es bei geringen Füllungen vorkommt, selbst bei richtig eingeleiteter Bewegung, nicht noch im weiteren Verlaufe vom Beschleunigungsdruck überholt wird, wie es Fig. 19

Fig. 19



rechts darstellt, muss, der ungünstigeren Kolbenseite Rechnung tragend, die Füllung den Minimalwerth erreichen (nach Anhang IV, Gleichung 9_1).

$$\frac{l_1}{l} = \frac{F\left(1 + \frac{r}{L}\right)}{8p_1 f}\left[1 + \frac{f}{F\left(1 + \frac{r}{L}\right)}\, p_0\right]^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9_1)$$

Hierbei sind die beiden Hubseiten für den Eintritt der Gefahr nicht mehr gleichwerthig, sondern der Rücklauf ist ungünstiger, wie ein Blick in Fig. 19 lehrt, in welcher unter Annahme einer völlig symmetrischen Dampfvertheilung die Linien sowohl für den Hin- als den Rückgang eingezeichnet wurden. Die punktirte Linie gibt die Verhältnisse, wie sie unter Vernachlässigung der endlichen Stangenlänge erscheinen würden.

c) Die kleinste Füllung beim Maximum der Geschwindigkeit. Die größte Geschwindigkeit, welche durch den Dampfüberdruck überhaupt erreichbar wird, ist nach Gleichung (3_1) an die Grenze gebunden:

$$q_1 = \frac{F}{f}\left(1 + \frac{r}{L}\right) = (p_1 - p_0).$$

Setzt man diesen Werth in Gleichung (9_1), so ergibt sich das Minimum der Füllung, welches der Maschine ertheilt werden muss, wenn deren voller Anfangsdruck zum Erhalt des schnellsten erlaubten Ganges der Maschine ausgenützt werden soll, nämlich:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{(p_1 - p_0)} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (10_1)$$

wie bei der unendlichen Leitstange; doch, wie dort, versteht es sich von selbst, dass die Möglichkeit dieser geringen Füllung nur dann verwendet werden kann, wenn dabei der Enddruck des expandirten Dampfes den Gegendruck überwiegt oder ihm zum wenigsten gleichkommt, also die Füllung nicht kleiner wird, als:

$$\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Die Formel (10) oder (10_1) gibt eine höchst merkwürdige Bedingung an, welche kurz gefasst lautet: Soll eine Maschine mit ihrer höchsten Geschwindigkeit arbeiten, so muss die Füllung größer als $\frac{1}{8}$ sein.

Die Gleichung (9_1) bestimmt aber die Minimalfüllung für mittlere Geschwindigkeiten.

Die vortheilhafteste Dampfspannung.

d) Die vortheilhafteste Dampfspannung wird hier, wie bei der unendlich langen Kurbelstange dann eintreten, wenn die Füllung, welche beim Maximum der Geschwindigkeit nöthig ist, damit der Dampf trotz des abfallenden Druckes während der Expansion doch fortwährend den Beschleunigungsdruck zu üben vermag, wenn diese Füllung eben hinreicht, den Enddruck noch gleich dem Gegendruck des Ausströmdampfes zu erhalten. Also wenn auch hier wieder wird:

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{(p_1 - p_0)} \quad \text{oder}$$

$$p_1 = 6 \cdot 8 p_0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (12_1)$$

In Verbindung mit der Gleichung $\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1}$ ergibt sich:

$$\frac{l_1}{l} = 0 \cdot 15 \quad \ldots \ldots \ldots (13_1)$$

d. h. die Füllung, welche der vortheilhaftesten Spannung und größten Geschwindigkeit entspricht, ist 15%.

Diese beiden letzten Gleichungen haben allgemeine Giltigkeit.

α) Maschinen ohne Condensation. Für die Nicht-Condensationscylinder kann man $p_0 = 1 \cdot 2$ Atm. voraussetzen und sieht dann, dass eine Spannung von $p_1 = 6 \cdot 8 . 1 \cdot 2 = 8$ Atm. über das absolute Vacuum jener Dampfdruck ist, welcher auch dann, wenn man seine Spannung mit der höchsten zulässigen Expansion, bei

$$\frac{l_1}{l} \ldots = \frac{1}{8} \cdot \frac{8}{(8 - 1 \cdot 2)} = \ldots 15\% \text{ Füllung}$$

ausbeutet, an jedem Punkte selbst noch Ueberdruck genug hat, die Massen in jener Geschwindigkeit zu erhalten, welche ihm, seinem Initialdrucke zufolge, mit Recht auferlegt werden darf, ohne einer Nachhilfe seitens des Schwungrades zu bedürfen.

Um dem, schon bei der unendlich langen Leitstange betonten Verlangen nach Sicherheit und der Rücksicht auf die passiven Widerstände gerecht zu werden, soll der Gegendruck größer angenommen werden, als er wirklich zu erwarten ist; wird hierbei von $p_0 = 1 \cdot 2$ auf $p_0 = 1 \cdot 6$, d. i. um 25% gestiegen, so zeigt sich $p_1 = 6 \cdot 8 . 1 \cdot 6 = 11$ Atm. absolut oder 10 Atm. Manometeranzeige als günstigster und verwendbarster Dampfdruck.

Bei fünfmaliger Kurbellänge als Schubstangenlänge ergeben sich nach Gleichungen (7_1):

a) für kleine Hochdruckmaschinen (Hub bis ·7 *m*)

$$(11 - 1 \cdot 6) = \frac{1}{7}\left(1 + \frac{1}{5}\right)\frac{v^2}{l} = \frac{1}{6}\frac{v^2}{l}$$

$$v^2 = 55 . l$$

d. h. bei	$l =$ ·3	·5	·7 *m* Hub	
	$v = 4 \cdot 0$	$5 \cdot 2$	$6 \cdot 2$ *m* per Secunde	
	$n = 400$	312	270	Umdrehungen per Minute.

b) für große Hochdruckmaschinen (Hub über ·7 *m*)

$$(11 - 1 \cdot 6) = \frac{1}{5}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2 \ldots . v^2 = 39$$

$$v = 6 \cdot 3 \; m \text{ Const.},$$

d. h. bei	$l =$ ·7	1·0	1·5 *m*	
	$n = 270$	190	125	Umdrehungen per Minute.

c) für Locomotive ohne Kuppelstangen wird nach *c*)

$$(11 - 1 \cdot 6) = \frac{1}{6}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2 \ldots . v^2 = 47$$

$$v = \sim 7 \; m \text{ Const.},$$

In Fig. 20, in welcher die Curven $a\,b$ und $a_1\,b_1$ die Beschleunigungsdrücke begrenzen, ist der Fall *b* der noch zulässigen Geschwindigkeit gezeichnet.

Der Gegendruck, welcher mit 1·2 Atm. erwartet werden darf, ist vorsichtshalber mit 1·6 angenommen und als p_0 in das Diagramm gezogen; er erscheint als die punktirte Linie $a\,p_0$ und man wird bemerken, dass jeder der tiefsten Punkte der Druckcurven diese Linie berührt, aber nicht unterschneidet.

f) für Locomotive mit Kuppelstangen erscheint

$$(11 - 1{\cdot}6) = \frac{1}{3{\cdot}6} - \frac{1}{4{\cdot}5}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2 \ldots . v^2 = 28 - 35$$

$$v = 5 - 6\ m$$

als Grenzwerth.

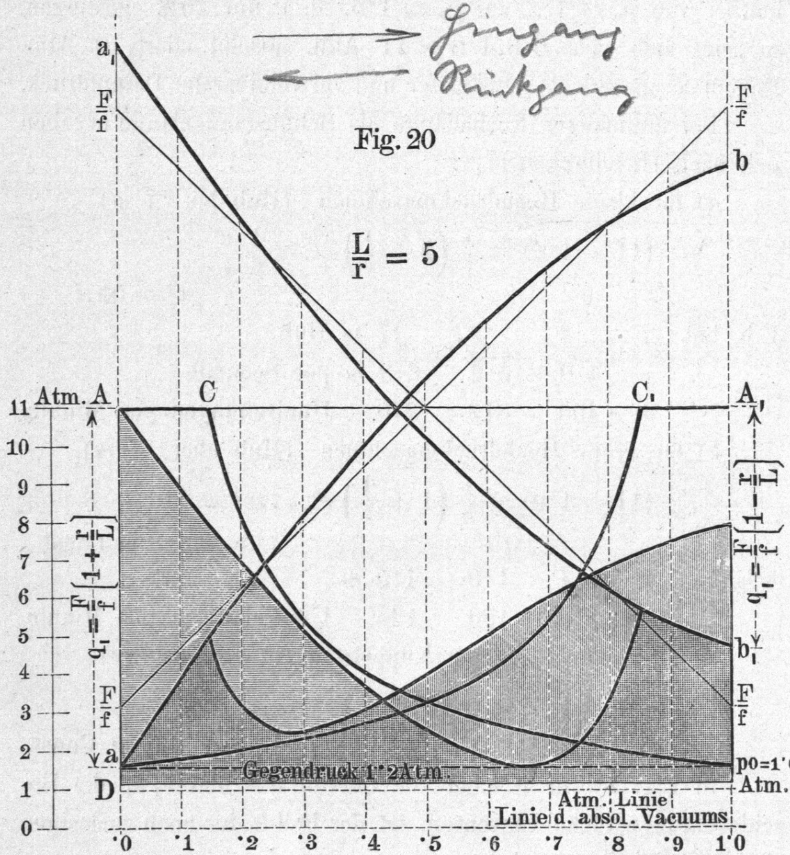


Fig. 20

Die Gefahr des Unterschneidens liegt wegen der endlichen Pleuelstangenlänge nicht symmetrisch, sondern herrscht beim Gange des Kolbens gegen die Kurbelwelle zu am Beginne des Hubes und beim Rückgange etwas später als der Eintritt der Expansion. Von diesem Standpunkte aus wird selbst die Zulässigkeit von Ungleichheiten in der Steuerung zu beurtheilen sein, welche oft der endlichen Excenterstangen halber nicht völlig gleichartig sein kann.

Die für Hin- und Rückgang senkrecht und wagrecht schraffirten Flächen der auf die Kurbel übertragenen Arbeit, deren Ordinaten die Horizontaldrücke auf dieselben darstellen, sind in der Figur der Größe nach einander gleich angenommen, und sind selbstverständlich auch noch der Fläche $A\,C p_0 D a A$ oder $A_1 C_1 a D p_0 A_1$ der Arbeit des Dampfes gleich.

Eine gute Eigenschaft dieser gezügelten Geschwindigkeit liegt auch noch in dem Umstande, dass dabei der Horizontaldruck auf den Kurbelzapfen nie größer als der Initialdruck wird, wie ein Blick auf Fig. 20 lehrt.

Dampf von höherer oder niederer Pressung lässt sich nimmer so allseitig ausnützen, wie solcher von 10 Atm. Ist der Dampf von geringerer Spannung (beispielsweise von 6 Atm.), so könnte man mit der Füllung ohne Anstand seitens der Beschleunigungsdrücke tiefer gehen (nach Gleichung (10) bis auf 0·13), als es die Uebereinstimmung von End- und Gegendruck erlaubt (denn nach Gleichung (11) wird das Füllungsminimum 0·20). — Hätte dagegen der Dampf eine höhere Spannung, so würde das umgekehrte Verhältniss eintreten.

Sind daher die angewendeten Dämpfe niedriger gespannt, als 8—10 Atm. absolut, so braucht man (immer Nicht-Condensationsmaschinen vorausgesetzt) sich aus Sorge für die Beschleunigungsdrücke um die Füllung gar nicht weiter zu kümmern, indem diese des Enddruckes wegen immer höher sein muss, als dass die Gefahr heranrücken könnte, der Druck des expandirenden Dampfes sinke während des Laufes unter den Massendruck (Fig. 19). Doch bei 8 Atm. ist jene Gefahr eben berührt, und bei noch höherer Spannung muss man die Expansion d a n n vorzeitig begrenzen, wenn man mit der Geschwindigkeit das der

Spannung entsprechende, mögliche Maximum [Gleichungen (6) und (7)] erreichen, und keine Stöße herbeiführen will, — oder man muss bei Vollausnützung der Expansion bis zum Gegendrucke, mit der Geschwindigkeit niedriger bleiben, als es der Anfangsdruck gestatten würde.

Diese allseitige Benützbarkeit der vortheilhaftesten Spannung, um einen verlangten Effect gleichzeitig mit der höchsten Geschwindigkeit und der höchsten Expansion, also der vortheilhaftesten Maschine, zu gewinnen, erinnert lebhaft an die Verhältnisse eines Körpers gleichen Biegungswiderstandes. Wie dort den wachsenden Momenten Querschnitte entgegenstehen, deren Fasern alle gleich beansprucht sind und gleiche Sicherheit bieten, so sind auch hier den wechselnden Drücken Dampfspannungen entgegengestellt, welche mit gleicher Sicherheit genügen. Und wie dort die Gewinnung des anderen Ufers die billigste wird, wo man Balken gleicher Festigkeit zur Brücke nimmt, so wird hier die Gewinnung des Effectes, der Uebergang von Wärme zur Arbeit, am billigsten, wo man die Spannung des Dampfes nach Geschwindigkeit und Expansion gleichmäßig ausnützt.

Von diesem Standpunkte aus nennen wir 8 Atm. über das Vacuum, oder, der Sicherheit wegen, 8—10 Atm. Manometerdruck die vortheilhafteste Dampfspannung, die man bei 15 % Füllung bei allen jenen Hochdruckmaschinen anwenden oder anstreben wird, welche bei den kleinsten Dimensionen noch ruhig und ökonomisch arbeiten sollen. Wegen der hohen Geschwindigkeit wird die Maschine in der Anlage, wegen der ausgenützten Expansion im Betriebe, billig. Die Ruhe des Ganges wird durch das Balanzgewicht leicht erzwungen, welches weiter unten betrachtet werden soll, und die wechselnden Drücke, deren Einfluss wir eben jetzt verfolgt und zu begrenzen gelernt haben, werden durch ein weit kleineres, weil rasch rotirendes Schwungrad geebnet und besänftigt. So steht uns diese Maschine gleichsam als Ideal vor Augen, welches einer Richtung von Absichten und Bedingungen am besten und allseitigsten folgt.

β) Maschine mit Condensation. Will man Condensationsmaschinen mit dem Maximum jener Geschwindigkeit arbeiten lassen, welche vermöge des Anfangsüberdruckes zulässig ist, so darf man im Allgemeinen auch hier mit der Füllung nicht weiter sinken [nach Formel (10)], als bis

$$\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p_1}{(p_1 - p_0)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

Wäre der Gegendruck $p_0 = 0$, so müsste (das Maximum der laut Anfangsdruck zulässigen Geschwindigkeit verlangt) demnach die Füllung mindestens $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8}$ betragen, und die Geschwindigkeit in dem Maße sinken, als etwa geringere Füllungen verwendet werden wollten.

Bestimmt man aber der Maschine eine gewisse, noch niedrigere Füllung, als ungefähr $\frac{1}{8}$, so gibt die Formel (9_1) die Grenze der Geschwindigkeit.

Die vortheilhafteste Dampfspannung wäre, wenn sie vom Standpunkte der Kolbengeschwindigkeit aus betrachtet und der Gegendruck vom Condensator aus mit $p_0 = 0{\cdot}2$ Atm. angenommen wird, theoretisch nach Formel (12_1)

$$p_1 = 6{\cdot}8\, p_0 = 1{\cdot}36 \text{ Atm.}$$

über das Vacuum, oder 0·36 Atm. Manometeranzeige.

Bei den alten Watt'schen Maschinen war ungefähr jener niedere Dampfdruck in Anwendung, und wenn aus Gleichung (7_1)

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{r}{L}\right)\frac{P}{f.l}\, v^2$$

die Kolbengeschwindigkeit v berechnet wird, welche bei einer Anfangsspannung von $p_1 = 1{\cdot}36$ Atm. einem Gegendrucke von $p_0 =$

0·16 Atm. über das Vacuum, $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$, und des gusseisernen Balanciers und der gusseisernen Kurbelstange wegen eines Werthes von $\frac{P}{f.l} = 2\cdot 6$ zulässig erscheint, so ergibt sich diese mit $v = 0\cdot 8\ m$ per Secunde, welche das Maximum der Geschwindigkeit ist, welche man mit dieser Spannung und dieser Maschine erreichen kann.

Diese Geschwindigkeit war aber ungefähr in den alten Watt'schen Maschinen eingeführt, und wenn auch alle Dimensionen groß wurden und man sie jetzt nicht mehr baut, so ist sie aber dieser betonten Uebereinstimmung halber heute noch ein Bild einer vollkommenen Maschine, welche ihre Geschwindigkeit mit der Spannung im vollen Einklange hatte und alle Vortheile, nur der Condensation angepasst, an sich trägt, welche wir unter: „Die vortheilhafteste Dampfspannung" für Hochdruckmaschinen fanden.

Nun könnte auch hier bei den Condensationsmaschinen, wie es für die Hochdruckmaschinen begründet wurde, sicherheitshalber ein höherer Gegendruck in Gleichung (12_1) eingeführt und damit jener Dampfdruck berechnet werden, welcher nach ähnlichem Vorgange bei der Auspuffmaschine als der vortheilhafteste erkannt wurde.

Nähme man beispielsweise 0·5 statt der erwarteten 0·2 Atm. als Gegendruck, so würde $p_1 = 6\cdot 8 . 0\cdot 5 = 3\cdot 4$ Atm. der vortheilhafteste Druck sein.

Doch gibt es einen viel freieren Weg, die Geschwindigkeit einer Condensationsmaschine mit dem Dampfdrucke in Uebereinstimmung zu bringen. Hier ist man nämlich mit der Füllung nicht so beschränkt und kann immer jene als „vortheilhafteste" bezeichnete Füllung von ~~0~~·15% einhalten, ob der Dampf hoch oder nieder gespannt ist.

Erklärt man demnach jene Dampfspannung p_1, welche aus irgend anderen Gründen zum Betriebe der Maschine gewählt wird, als die „vortheilhafteste“, so rechnet sich nach $p_1 = 6 \cdot 8\, p_0$ der ideelle Gegendruck $p_0 = \frac{1}{6 \cdot 8} p_1$, und mit diesen beiden Spannungen entweder aus Gleichung (3_1) oder aus Gleichung (6_1) die Geschwindigkeit.

Würde für eine Condensationsmaschine beispielsweise Dampf von 4 Atm. absoluter Spannung verwendet, so würden wir $0 \cdot 15$ Füllung einleiten, den ideellen Gegendruck mit $4 . 0 \cdot 15 = 0 \cdot 6$ Atm. annehmen und damit jene Geschwindigkeit berechnen, bei welcher Spannung und Expansion gleichförmig und ganz, also am besten ausgenützt wird.

Gleichung (7_1) gibt nun

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{r}{L}\right) \frac{P}{f.l} \cdot v^2.$$

Hinge nun eine Luftpumpe direct am Kolben, so dass der Betrag $\frac{P}{f.l} = \cdot 6$ gesetzt werden müsste, und sei $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$, so ergibt sich

$$(4 - \cdot 6) = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{5}\right) . \cdot 6 \,.\, v^2$$

$$v = 3 \cdot 0\, m$$

als passendste Kolbengeschwindigkeit.

Das Druckdiagramm dieser und aller nach diesem Wege gerechneten Maschinen ist ~~sind~~ mit dem Diagramme (Fig. 20) in jedem Punkte ähnlich, nur werden bei gleichem Maßstabe die Ordinaten, je nach der Dampfspannung, mehr gedrückt erscheinen.

Reine Niederdruckmaschinen kommen wohl im heutigen Maschinenbau kaum mehr vor. Wichtig wird aber ihre Betrachtung für die Niederdruckseite der Verbundmaschinen. Hier werden sie mit dem Abströmdampfe des Hochdruckcylinders betrieben, und dessen Spannung übersteigt bei zweistufiger Expansion selten

$1^1/_2$ Atm. Bei Maschinen mit dreistufiger Expansion waten aber die Kolben des letzten Cylinders häufig im Vacuum.

Bei zweistufig expandirenden stationären großen Maschinen ist nun laut Formel $(7_1)d)$

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{9}\left(1 + \frac{r}{L}\right) v^2$$

und bei $p_1 = 1 \cdot 2$ und $p_0 = 0 \cdot 2$ Atm. Gegendruck und fünffacher Stangenlänge erscheint

$$v = 2 \cdot 7\ m$$

als Grenzwerth für jeden Hub.

Bei dreistufig expandirenden Schiffsmaschinen, wo das Gewicht der hin- und hergehenden Theile auf's Aeußerste reducirt ist, und $\frac{P}{f.l} = 0 \cdot 12$ Kilogr., und $(p_1 - p_0) = 1$ Atm. wird, ist etwa nach Gleichung (7_1)

$$(p_1 - p_0) = 1 \cdot 0 = \frac{1}{16}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2$$

$$v = 3 \cdot 6\ m \text{ per Secunde}$$

ein unüberschreitbarer Grenzwerth der Kolbengeschwindigkeit für gefahrlosen Gang, welcher aber nur durch die ganz besondere Gewichtsverringerung des Gestänges erreichbar wurde.

Bei kleineren Niederdruck-(Verbund-)Cylindern kommt die Geschwindigkeit noch früher an die Grenze.

Hier ergäbe sich

$$(1 \cdot 2 - \cdot 2) = \frac{1}{10}\left(1 + \frac{1}{5}\right) \frac{v^2}{l} \quad . \quad . \quad . \quad v^2 = 8 \cdot 3 . l$$

für:	$l =$ ·3	·6	·9 m	Hub.	
	$v =$ 1·6	2·2	2·7 m	Max.-Kolbengeschw. per Sec.,	

woraus zu entnehmen ist, dass es ganz kleine und dabei schnelllaufende, d. i. mit höheren Kolbengeschwindigkeiten arbeitende Verbundmaschinen überhaupt nicht geben kann.

Andere Maschinen-Massen.

Sind an einer Condensationsmaschine die Luft- und Wasserpumpenkolben vom Dampfkolben oder dem Kreuzkopfe und nicht von der Schwungradwelle aus getrieben, so vergrößert deren Gewicht das der hin- und hergehenden Theile, und man hätte es entweder direct zu dem P der Formel (6) zuzugeben, wenn der Antrieb direct, oder im Maße seiner Bewegung reducirt zu nehmen, wenn der Antrieb indirect geschieht.

Ein Gegendruck der Luftpumpe wäre dabei gleichfalls vom Dampfdrucke abzuziehen. Nachdem aber die Luftpumpe zu Anfang keinen oder nur einen verschwindend kleinen Betriebsdruck beansprucht, und letzterer erst gegen oder nach Ueberschreitung des halben Hubes beträchtlich wird, so bleibt der Kraftbetrieb der Luftpumpe von der rückwärts verlängerten Kolbenstange oder vom Kreuzkopfe aus auf die Geschwindigkeitsgrenzen außer Belang, und nur die Masse ihres Gestänges allein kommt in Betracht.

Das Gleiche gilt auch von direct betriebenen Luftcompressoren und Gebläsemaschinen, deren Geschwindigkeit heute noch lange nicht an der Grenze des Möglichen angelangt ist.

Bei direct wirkenden Wasserpumpen jedoch ist gleich zu Beginn des Hubes der volle Wassersäulendruck zu bewältigen, und der freie zur Beschleunigung verwendbare Gesammtdruck ist nur gleich der Differenz von Dampf- und Wasserdruck je auf die ganze Kolbenfläche gerechnet. Da er auch noch die beiläufig doppelt schweren Massen des zusammenhängenden Gestänges und die Wassermasse bis zum Windkessel hin zu beschleunigen hat, so muss hier die größte stoßfreie Geschwindigkeit weit unter den Grenzen der einfachen Dampfmaschinen zurückbleiben, was die Erfahrung schon längst berücksichtigt. Der Weg für die Untersuchung, die theoretische Erhebung der zulässigen Geschwindigkeiten wäre aber in all' diesen Fällen genau so, wie es hier für die Dampfmaschine im Besonderen gezeigt wurde.

Größenbestimmung der Dampfmaschinen mit maximaler Kolbengeschwindigkeit.

Nach dem Vorhergehenden bestimmt sich der Cylinderdurchmesser einer neu zu erbauenden Dampfmaschine, welche mit dem Maximum der Geschwindigkeit arbeiten und am Kolben N Pferdestärken geben soll, folgendermaßen:

Man nimmt

p_1 den absoluten Anfangsdruck in Kilogr. per $1\,c^2$,

p_0 den absoluten Gegendruck,

$\frac{l_1}{l}$ das Füllungsverhältniss,

$$\mu = \frac{l}{d} = \frac{\text{Hublänge}}{\text{Cylinderdurchmesser}},$$

$$\frac{r}{L} = \frac{\text{Kurbellänge}}{\text{Schubstangenlänge}},$$

$$\frac{P}{f} \text{ oder } \frac{P}{f.l} = \frac{\text{Gewicht der hin- und hergehenden Massen}}{\text{Cylinderquerschnitt oder Kolbenlaufsvolumen}},$$

nach früher besprochener oder sonstiger Erkenntniss an;

construirt aus p_1, $\frac{l_1}{l}$ und p_0 das Dampfdruck (Indicator-) diagramm, und bestimmt daraus den mittleren Nutzdruck p mit Rücksicht auf alle möglichen Abweichungen, Compression und abgerundeten Druckübergänge.

Dann folgt aus den vier Gleichungen: 100

$$\frac{f\,p\,v}{75} = N, \qquad v = \frac{1}{30}\,l\,n,$$

$$(p_1 - p_0) = \frac{\pi^2}{2.g}\left(1 + \frac{r}{L}\right)\frac{P}{f.l}\,.\,v^2, \qquad l = \frac{\mu}{100}\,d \text{ weil } \begin{cases} l \text{ Meter}, \\ d \text{ Centimeter}, \end{cases}$$

die Bestimmungsgleichung:

für große Maschinen: (Hub > ·7—·9 m) $d^4 = 4500 \left(\frac{P}{f.l}\right)\left(1 + \frac{r}{L}\right) \frac{N^2}{p^2 (p_1 - p_0)}$,

„ kleine Maschinen: (Hub < ·7—·9 m) $d^5 = 450000 \left(\frac{P}{f}\right)\left(1 + \frac{r}{L}\right) \frac{N^2}{\mu p^2 (p_1 - p_0)}$.

Für $\frac{L}{r} = 5$ und $\mu = 2$ wird

$$d^4 = 5400 \left(\frac{P}{f.l}\right) \frac{N^2}{p^2 (p_1 - p_0)}$$

$$d^5 = 270000 \left(\frac{P}{f}\right) \frac{N^2}{p^2 (p_1 - p_0)}$$

für große Hochdruckmaschinen

(Hub über ·7 m, $\frac{P}{f.l} = \cdot 4$) . . . $d^4 = 2160 \frac{N^2}{p^2 (p_1 - p_0)}$;

„ kleine Hochdruckmaschinen

(Hub bis ·7 m, $\frac{P}{f} = \cdot 28$) . . . $d^5 = 75600 \frac{N^2}{p^2 (p_1 - p_0)}$.

So wäre beispielsweise ein Effect von $N = 100$ indicirten Pferden, bei einem Anfangsdampfüberdrucke von $(p_1 - p_0) = 5$ Atm., einem mittleren Drucke von $p = 2$ Atm., mit einem Cylinderdurchmesser von

$$d^5 = 75600 \frac{100^2}{2^2 . 5}$$

$$d = 33 \text{ Centim.},$$

zu erzeugen.

Der Hub $l = 2d$ wird $\cdot 66$ m.

Dabei muss dann die Kolbengeschwindigkeit aus Gleichung (7_1)

$$(p_1 - p_0) = 5 = \frac{1}{7}\left(1 + \frac{1}{5}\right)\frac{v^2}{l}$$

zu $v = 4 \cdot 35$ m per Secunde, oder die Tourenzahl aus $ln = 30.v$ zu $n = 198$ nachträglich bestimmt werden.

Wäre aber das Verhältniss vom Kolbenhub zum Cylinderdurchmesser $\mu = 3$ gewählt worden, so gäbe die Gleichung

$$d^4 = 2160 \frac{100^2}{2^2 . 5}$$

$$d = 32 \cdot 2 \text{ Centim.}$$

Der Hub würde dabei $l = 3d = \cdot 96\ m$.

Die Kolbengeschwindigkeit aus

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{5}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2$$

$v = 4{\cdot}6\ m$ per Secunde, und nach $l n = 30.v$ wird $n = 144$ Touren per Minute.

Bei all diesen Rechnungen sind die Kolbenstangen noch nicht berücksichtigt und die Cylinderdurchmesser erscheinen vorerst als Näherungswerthe der freien Fläche entsprechend. Nach diesem und dem Dampfdruck wird nun der Kolbenstangendurchmesser bestimmt, und dessen Querschnittsfläche in vollem oder halbem Betrage, je nachdem die Kolbenstange durchgeht oder nur einseitig sein soll, zur freien Kolbenfläche addirt, wodurch sich der wahre Cylinderquerschnitt und aus dem erst der wahre Cylinderdurchmesser, die thatsächliche Bohrung, ergibt.

Müsste das Verhältniss dieses Durchmessers zum Hube $= 1 : \mu$ strenge eingehalten werden, so würden nun auch der letztere und mit ihm die Tourenzahl richtigzustellen sein. Die Kolbengeschwindigkeit wird aber hierdurch nicht berührt.

Den Durchmesser d könnte man aber auch auf andere Weise, u. zw. dadurch bestimmen, dass man versuchsweise verschiedene Werthe für l, der Hublänge, setzt, aus den folgenden Tabellen oder der Gleichung (7_1) die beim Drucke p_1 zulässige Maximalgeschwindigkeit erhebt, und von den erhaltenen Durchmessern jenen wählt, dessen Verhältniss zur zugehörigen Schublänge am passendsten erscheint.

Diesen Weg zu ermöglichen und überhaupt einen Ueberblick über die erhaltbaren Geschwindigkeiten zu erlangen, folgen hier einige Tabellen.

Tabellen der größten zulässigen Kolbengeschwindigkeiten.

In den folgenden Tabellen erscheinen die theoretischen Werthe ohne Einführung einer Sicherheit, welcher durch Verringerung der Geschwindigkeit oder durch Annahme eines höheren, als zu erwartenden Gegendruckes, in beliebigem Maße Rechnung getragen werden kann. Durch die Hinweglassung der für die praktischen Ausführungen nöthigen Uebersicherheit erscheinen somit in den Tabellen die höchsten, je zu erreichenden Kolbengeschwindigkeiten.

Die Grundgleichung 7_1 für Metermaß lautet:

$$(p_1 - p_0) = \frac{1}{2}\left(1 + \frac{r}{L}\right)\frac{P}{f.l} \cdot v^2.$$

Für Hochdruckmaschinen ist hier der Gegendruck mit $p_0 = 1{\cdot}2$ Atm. über das Vacuum, und das auf den einzelnen Quadratcentimeter entfallende Gewicht der hin- und hergehenden Theile mit $\frac{P}{f} = 0{\cdot}28$ Kilogr. für kleine, und $\frac{P}{f.l} = {\cdot}4$ Kilogr., als für mittlere und große Maschinen (Grenze bei Hub $l = {\cdot}7\ m$) bestehend, in Rechnung genommen. (Vergleiche die Gewichtstabelle im Anhang III.) Für ganz kleine oder besonders schwer construirte große Maschinen, oder bei Ankuppelung von anderweitigen Gestängen, gelten die Werthe der Tabelle nicht, indem dann $\frac{P}{f}$ größer, als hier eingesetzt, wird.

Tabelle I.

Maximal-Kolbengeschwindigkeit der Hochdruckmaschinen.

$$\frac{L}{r} = 5.$$

Anfangs-dampfspannung im Cylinder über das Vacuum		Länge des Kolbenschubes in Meter ·300	·500	·750	1·000	1·250	1·500	Minimum der Füllung
2 Atm.	Kolbenweg per Sec. $= v$	1·20	1·55	1·80	1·80	1·80	1·80	Nicht von der Geschwindigkeit abhängig.
	Umdrehungen per Min. $= n$	120	93	72	54	44	36	
3 „	v	1·80	2·30	2·75	2·75	2·75	2·75	
	n	180	138	110	82	66	55	
4 „	v	2·25	2·90	3·40	3·40	3·40	3·40	
	n	225	174	136	102	81	68	
5 „	v	2·60	3·40	4·00	4·00	4·00	4·00	
	n	260	204	160	120	96	80	
6 „	v	2·90	3·80	4·50	4·50	4·50	4·50	
	n	290	225	180	135	108	90	
7 „	v	3·25	4·15	4·90	4·90	4·90	4·90	
	n	325	249	196	147	117	98	
8 „	v	3·50	4·50	5·30	5·30	5·30	5·30	
	n	350	270	212	160	128	106	
9 „	v	3·75	4·80	5·70	5·70	5·70	5·70	·14
	n	375	288	228	171	136	114	
10 „	v	4·00	5·10	6·00	6·00	6·00	6·00	·14
	n	400	306	240	180	144	120	
11 „	v	4·20	5·45	6·40	6·40	6·40	6·40	·14
	n	420	327	256	192	152	128	

Tabelle II.

Maximal-Kolbengeschwindigkeit der Niederdruckmaschinen.

$$\frac{L}{r} = 5.$$

Anfangs-dampfspannung im Cylinder über das Vacuum		Länge des Kolbenschubes in Meter ·300	·500	·750	1·000	1·250	1·500	Minimum der Füllung
·5 Atm.	Kolbenweg per Sec. = v	·86	1·10	1·50	1·50	1·50	1·50	Nicht von der Geschwindigkeit abhängig.
	Umdrehungen per Min. = n	86	66	60	45	36	30	
·75 „	v	1·17	1·50	2·00	2·00	2·00	2·00	
	n	117	90	80	60	48	40	
1·0 „	v	1·40	1·80	2·45	2·45	2·45	2·45	
	n	140	108	100	74	60	50	
1·25 „	v	1·60	2·10	2·80	2·80	2·80	2·80	
	n	160	126	112	84	68	56	
1·5 „	v	1·80	2·30	3·10	3·10	3·10	3·10	
	n	180	138	112	93	74	62	
2·0 „	v	2·10	2·70	3·70	3·70	3·70	3·70	·14
	n	210	162	148	111	85	74	
2·5 „	v	2·40	3·10	4·10	4·10	4·10	4·10	·14
	n	240	186	164	123	98	82	
3·0 „	v	2·65	3·40	4·60	4·60	4·60	4.60	·13
	n	265	204	184	138	110	92	
3·5 „	v	2·85	3·70	5 00	5·00	5·00	5·00	·13
	n	285	222	200	150	120	100	
4·0 „	v	3·00	4·00	5·30	5·30	5·30	5·30	·13
	n	300	240	212	160	128	106	

Bei den Condensationsmaschinen, d. i. insbesondere Niederdruckseiten der Verbundmaschinen, wurde der Gegendruck mit 0·2 Atm. (60·8 *c* Quecksilbersäule, und der Werth $\frac{P}{f} = 0{\cdot}28$ Kilogr. für kleine, und $\frac{P}{f.l} = 0{\cdot}22$ Kilogr. für mittlere und große Ausführungen (Grenze: Hub $l = {\cdot}9\,m$) angenommen, wobei das Luftpumpengestänge aber nicht mit eingerechnet erscheint.

Auch für Hohl- und sonst besonders leicht construirte Gestänge gelten die Werthe nicht, indem dann $\frac{P}{f.l}$ kleiner wird, als hier zu Grunde liegt.

Bei Allen ist das Verhältniss der Pleuelstangen- zur Kurbellänge wie 5 : 1 gesetzt, und die Zahlen der Tabelle gelten nur für diesen Werth.

Die größten zulässigen Geschwindigkeiten wurden dabei nach Gleichung (7,) berechnet, und zwar:

für Hochdruckmaschinen: Tabelle I:

bis Hub $l = {\cdot}7\,m$ $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{7}\left(1 + \frac{1}{5}\right)\frac{v^2}{l} \qquad v^2 = 5{\cdot}8\,(p_1 - p_0).l,$

über „ $l = {\cdot}7\,m$ $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{5}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2 \qquad v^2 = 4{\cdot}2\,(p_1 - p_0);$

für Niederdruckmaschinen: Tabelle II:

bis „ $l = {\cdot}9\,m$ $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{10}\left(1 + \frac{1}{5}\right)\frac{v^2}{l} \qquad v^2 = 8{\cdot}3\,(p_1 - p_0).l,$

über „ $l = {\cdot}9\,m$ $\quad (p_1 - p_0) = \frac{1}{9}\left(1 + \frac{1}{5}\right) v^2 \qquad v^2 = 7{\cdot}5\,(p_1 - p_0).$

Dabei darf die Füllung nie kleiner werden als:

aus Rücksicht für den Endgegendruck ..... $\frac{l_1}{l} = \frac{p_0}{p_1},$

aus Rücksicht für die Massenbeschleunigung $\frac{l_1}{l} = \frac{1}{8}\,\frac{p_1}{(p_1 - p_0)}.$