

Die Dampfwege.

Die Dampfwege kommen betreffs ihrer Weite, ihrer tatsächlichen Eröffnung und ihrer Länge in Betracht. Sie werden dann als richtig zu bezeichnen sein, wenn sie gestatten, die Außenspannungen von den Ein- und Ausströmseiten unter einem kleinsten Druckverlust und sofort bei Beginn des Hubes in's Innere der Cylinder zu vermitteln und dort so lange zu erhalten, als sie geöffnet sind.

Die Weite der Dampfwege.

Die richtige Weite der Dampfleitungsrohre und Canäle kann nur erfahrungsmäßig festgestellt werden, indem die vielen Abbiegungen, Querschnittsänderungen, Contractionen, die Reibungen und Abkühlungen etc. einen so bedeutenden Einfluss auf die Geschwindigkeit des Dampfstromes üben, dass ihnen eine strenge Rechnung unter Grundlage eines vorbestimmten Druckabfalles nicht zu folgen vermag.

Nachdem diese Einflüsse aber bei allen Maschinen gleicher Art ziemlich gleichmäßig auftreten, so lässt sich mit Manometern außen und Indicatoren an den Maschinen leicht die Grenze der Kolbengeschwindigkeit bestimmen, bis zu welcher die eben vorhandenen Rohr- oder Canalweiten ausreichen, ohne einen wesentlichen Druckunterschied zu veranlassen.

a) Dampfrohre und Schiebermaschinen. Für Dampfzuführungsrohre mittlerer Größe und für die Canäle solcher Maschinen, welche mit Muschel- oder Corliss-Schiebern gesteuert sind, zeigt sich nun, dass eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von 30 *m* per Secunde eben als Grenze für einen noch kaum merklichen Druckabfall, d. i. von je höchstens $\cdot 1$ Atm. zwischen Anfang und Ende der Leitung erscheint.

Bei weit offenem Kesselventil zeigt ein Manometer dabei am Ende einer selbst ziemlich langen Rohrleitung einen fast constanten Druck, der höchstens $\sim \cdot 1$ Atm. schwankt und geringer als im Kessel wird; und seitens der Maschine ergibt der Indicator selbst bei Vollfüllung eine fast horizontale Einströmlinie, deren Höhe nur gegen die Mitte des Kolbenweges zu, wo die Geschwindigkeit die mittlere überragt, um $\sim \cdot 1$ Atm. niedriger ist, als es dem Druck im Schieberkasten entspricht. Die leise Senkung bedeutet die erreichte Grenzgeschwindigkeit. (Vergleiche Anhang XIII.)

Bedeutet:

f den freien Kolbenquerschnitt,

f_1 den Querschnitt der Dampfleitung,

v die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

c die mittlere Geschwindigkeit des Dampfes in der Leitung,

so muss, falls keine Volumsänderung und damit kein Druckabfall, keine Senkung im Diagramme entstehen kann, die Gleichung herrschen:

Zuströmendes Volumen = verbrauchtes Volumen:

$$f_1 c = f v \quad \text{oder:} \quad \frac{f_1}{f} = \frac{1}{c} \cdot v,$$

woraus sich bei den bekannten Größen einer Versuchsmaschine, bei welcher eben die Canalweite noch ausreicht, der Grenzwert $c \sim 30$ *m* per Secunde erheben lässt, und die Formel die Gestalt annimmt

$$\frac{f_1}{f} = \frac{1}{30} \cdot v \dots \dots \dots (18)$$

Diese Formel gibt für verschiedene mittlere Kolbengeschwindigkeiten v in Metern folgende Werthe:

Tabelle der Dampfrohrquerschnitte und der Canäle bei Schiebersteuerungen,

Mittlere Kolbengeschw. in Meter $v =$	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
$\frac{\text{Dampfweg}}{\text{Cylinderfläche}} \quad \frac{f_1}{f} =$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8.6}$	$\frac{1}{7.5}$	$\frac{1}{6.6}$	$\frac{1}{6}$

in welcher man ziemlich allgemein Bekannte finden wird, und deren Werth für v auch in der großen Tabelle I über stationäre Dampfmaschinen als Mittelwerth erscheint.

b) Locomotivmaschinen. In den Locomotivmaschinen, deren Kolben häufig mit 4—5 m und mehr per Secunde arbeiten müssen, finden sich allerdings meist nur $\frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{15}$ Cylinderfläche als Canalquerschnitt, was weit höhere Dampfgeschwindigkeiten als 30 m per Secunde als zulässig vermuthen lassen könnte.

Tabelle II gibt die Verhältnisse der neueren Maschinen von österreichischen und anderen Bahnen. Nun ist hier jedoch zu berücksichtigen, dass bei der maximalen Geschwindigkeit nie die maximale Zugkraft beansprucht wird oder werden kann. Wo die volle Zugkraft benöthigt wird, wie beim Anstieg auf steile Rampen, gestattet man die Ermäßigung der Fahrgeschwindigkeit. Dass wegen dem verringerten Adhäsionsgewichte durch den Verticalcomponenten der Fliehkraft der Gegengewichte in den Treibrädern, die Entwicklung der höchsten Zugkraft nur bei langsamer Fahrt möglich ist, behandelt Anhang XVI, 1.

Gewöhnlich schreibt man diese Ermäßigung dem Kessel zu, der nur eine begrenzte Verdampffähigkeit besitze und den den höheren Füllungen entsprechenden Mehrverbrauch an Dampf bei gleichbleibender Zahl der Füllungen nicht zu decken vermöge. Doch tragen die zu engen Rohr- und Canalquerschnitte mit-daran

die Schuld, welche bei voller Geschwindigkeit, überhaupt nur gedrosselten Dampf hinter den Kolben zu bringen im Stande sind und daher die Reduction der Fahrgeschwindigkeit bedingen, wenn der volle Druck auf die Kolben zur Ueberwindung der Zugwiderstände benöthigt wird.

Die für 5 *m* Kolbengeschwindigkeit (80 *km* Fahrt per Stunde) mit $\frac{1}{14}$ Canalquerschnitt gebaute Locomotive, Nr. 1 der Tabelle, kann z. B. nur bei $v = 30 \cdot \frac{f_1}{f} = 30 \cdot \frac{1}{14} \sim 2.1$ *m* Kolbengeschwindigkeit oder ~ 35 *km* per Stunde den vollen Dampfdruck auf die Kolben erhalten und nur dabei ihre volle Zugkraft zur Geltung bringen. Eröffnen nun dabei auch noch die durch Coulissen gesteuerten Schieber die Einströmcanäle nicht vollständig sondern nur theilweise, so bleibt die Einströmspannung noch weiters unter der Kesselspannung zurück.

Dies Alles ist bei der Locomotivmaschine mit ihrer veränderlichen Beanspruchung zulässig, welche in Berg und Krümmung oft drei- und mehrmal soviel Zugkraft bieten muss, als in der ebenen und geraden Bahn. In letzterer soll sie eilen, hat aber dabei nur einen geringen Zug zu üben, wozu der volle Kesseldruck gar nicht benöthigt wird. Letzterer wird selbst nicht für die Massenbeschleunigungen beansprucht; denn selbst für 6 *m* Kolbengeschwindigkeit entfallen bei $\frac{P}{f \cdot l} \sim .33$ *kg* laut Gleich. (7e). Seite 34 nur $q_1 = \frac{1}{6} \cdot v^2 \sim 3$ *Atm.*, während die Kesselspannung 8—10 *Atm.* Ueberdruck beträgt.

Die engen und nicht voll sich öffnenden Canalquerschnitte der Locomotivecylinder sprechen daher nicht gegen die Richtigkeit der Formel (18). Sie erklären nur die Thatsache, dass die Locomotiven unter schwerer Zuglast verhältnissmäßig langsam fahren und fahren müssen, da ihre Canäle nur dann die volle Dampfkraft aus dem Kessel auf die Kolben zu übertragen vermögen, wenn die Geschwindigkeit bis zu jener Tiefe sinkt, welche der Formel entspricht.

c) Schiffsmaschinen. Die Schiffsmaschinen sind den stationären Dampfmaschinen darinnen ähnlich, dass sie mit stets gleich bleibender, d. i. hier mit maximaler Geschwindigkeit zu arbeiten haben. Ihre Dampfcanäle folgen daher wieder streng der Formel (18) und die mittlere Dampfgeschwindigkeit steigt nur selten über 30 *m* und ist mit höchstens 40 *m* per Secunde begrenzt, wie aus der großen Tabelle III, welche neue österreichische Schiffsmaschinen-Verhältnisse enthält, zu ersehen ist.

d) Ventilmaschinen. Die Ventil- und auch die Rohrschiebersteuerungen benöthigen weitere Querschnitte als einfache Schiebersteuerungen. Die Gründe hiefür liegen in den öfteren und jähen Richtungswechseln und den damit verbundenen Contractionen, welche sie dem Dampfstrom auflegen, und vielleicht auch in den größeren Reibungshindernissen an den schmal eröffnenden Kanten.

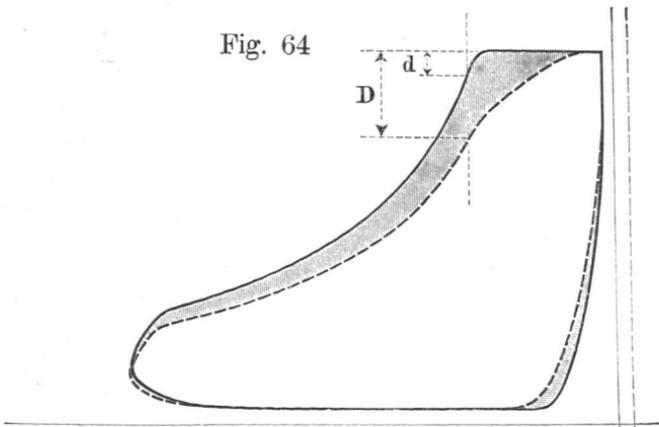
Diese Einwirkungen können nur durch größere Querschnitte oder für die Berechnung derselben, durch Einführung eines kleineren Werthes für die Dampfgeschwindigkeit auf jener verschwindenden Höhe gehalten werden, welche bei den Schiebermaschinen herrschen, und daher erscheint bei Ventilmaschinen eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von 24—25 *m* per Sec. als Grenze für die Möglichkeit einer horizontalen Einströmlinie. Das nöthige Canalweitenverhältniss wird hier

$$\frac{f_1}{f} = \frac{1}{25} \cdot v \dots \dots \dots (19)$$

Tabelle der Einströmquerschnitte bei Ventil- und Rohrschiebersteuerungen.

Mittlere Kolbengeschw. in Meter $v =$	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5
$\frac{\text{Dampfweg}}{\text{Cylinderfläche}} \quad \frac{f_1}{f} =$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{16.6}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5.5}$	$\frac{1}{5}$

Wird dieses Verhältniss nicht eingehalten, so leidet, abgesehen von allem Anderen, die Leistungsfähigkeit der Maschine. Der Drosselungsverlust d , der bei dem stets etwas schleichenden Schlusse einer Meyer- oder einer Corliss-Steuerung $\sim 7\%$ beträgt, kann sich bei einer mit gleich weiten Canälen versehenen Sulzer- oder Collmanmaschine bis $D \sim 15\%$ und mehr senken. Die Leistungsfähigkeit der Letzteren würde dadurch bei gleichen Cylinderabmessungen etc., um den vertical schraffirten Theil des Diagrammes, Fig. 64, d. i. $\sim 25\%$, kleiner und die Maschine



müsste daher für gleiche Pferdestärken von vorneherein entsprechend größer gebaut werden*).

Allerdings wird bei großen Ventilmaschinen häufig eine höhere Dampfgeschwindigkeit mit dem Bewusstsein eingeführt, dass der Drosselungsverlust entsteht. Der geringeren Leistungsfähigkeit wird dann durch eine (kleine) Vergrößerung der Cylinderdurchmesser begegnet, während doch kleinere Ventile, welche leichter herzustellen sind und dicht bleiben, gewonnen werden.

*) Ueberdies muss auch die Compression bei Ventilmaschinen wegen der größeren schädlichen Räume von länger her ansteigen, um gleichen Druck am todten Punkte zu erreichen, was auch die Leistungsfähigkeit im Maße der horizontal schraffirten Fläche, und zwar um $\sim 5\%$, herabbringt.

Kleine Füllungen.

Wenn eine Geschwindigkeit des Dampfes im Mittel von $c = 25\text{--}30\text{ m per Sec.}$ in den Zuleitungen einer Maschine als zulässig erachtet wird, so steigt dieselbe bis zur Höhe $\frac{\pi}{2} \cdot c = 40$ bis 47 m per Sec. , wenn die Canäle bis zum halben Hube oder darüber hinaus eröffnet bleiben.

Es wäre nun denkbar, dass jene $40\text{--}47\text{ m}$ als Grund- und Grenzwert zu gelten hätten, welcher nur überhaupt nicht überschritten, aber wohl am Punkte der Absperrung erreicht werden darf, und dass daher engere Canäle gleich gute Dienste leisten, wenn nur die Füllung unter dem halben Laufe bleibt. Dies ist richtig, wenn die Voraussetzungen zutreffen. Nun erreicht aber der Kolben bei $\cdot 12$ seines Hubes die mittlere und bei $\cdot 3$ Hub bereits $\cdot 91$ der maximalen Geschwindigkeit (Anhang XIV).

Alle Maschinen, welche bis oder mit mehr als $\cdot 3$ Füllung zu arbeiten haben, und dies wird stets die Mehrzahl sein, erfahren daher unter der Annahme $25\text{--}30\text{ m}$ mittlerer ohneweiters fast jene $40\text{--}47\text{ m}$ Dampfgeschwindigkeit, welche als Grenzwert erkannt wurde. Bis hieher kann eine Verengung der Canäle nicht platzgreifen, wenn auch die Füllung nicht bis voll $\cdot 5$ des Hubes reicht.

Bei Maschinen aber, deren Füllung $\cdot 3$ nie überschreiten soll, oder von welchen dann nicht mehr die volle Leistung per Hub beansprucht wird, oder welche zu Zeiten, wenn sie mit höherer Füllung fahren, dies mit geringerer Geschwindigkeit thun dürfen, wie Locomotive, können die Canäle allerdings enger bemessen erhalten, wobei die Nichtüberschreitung von $40\text{--}47\text{ m}$ Dampfgeschwindigkeit per Secunde als Grenze zu beachten ist. Da die Kolbengeschwindigkeit an jedem Punkte der Kurbelerhebung

örtlich $v_0 = w \cdot \sin \omega = \frac{\pi}{2} \cdot v \cdot \sin \omega$ beträgt, so muss daher die zugehörige Canalweite mindestens die freie Fläche erhalten:

$$\text{bei Schiebermaschinen} \quad f_0 = \frac{1}{47} f \cdot v_0$$

$$\text{bei Ventilmaschinen} \quad f_0 = \frac{1}{40} f \cdot v_0,$$

was sich noch schreiben lässt:

$$\text{für Schiebermaschinen} \quad \frac{f_0}{f} = \frac{1}{30} v \cdot \sin \omega \quad . \quad (18_1)$$

$$\text{für Ventilmaschinen} \quad = \frac{1}{25} v \cdot \sin \omega \quad . \quad (19_1)$$

wobei ω^0 die Lage der Kurbel bedeutet, bis zu welcher eine horizontale Admissionslinie gewünscht wird.

Für Füllungsgrenzen von	·10	·15	·20	·25	·30
ist $\sin \omega =$	·59	·71	·80	·86	·91
und Grenzwert $\frac{f_0}{f} \cdot \frac{1}{v} =$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{43}$	$\frac{1}{37}$	$\frac{1}{35}$	$\frac{1}{33}$

für Schiebermaschinen.

Wenn der Canal nicht nur für die Einströmung, sondern auch für die langwährende Ausströmung zu dienen hat, so darf er nicht nach obigem Maß verkleinert werden. Doch brauchen seine Einströmkanten nicht mehr ganz, sondern nur zur angegebenen Flächengröße eröffnet zu werden.

All diese Angaben gelten für normale Formen und Verhältnisse. Sollten, etwa bei einer neu zu erfindenden Steuerung, wiederholte Contractionen und plötzliche Richtungswechsel des Dampfstromes auftreten müssen, so wäre diesen Druckabfallsursachen durch entsprechende Erweiterung der zu bietenden Querschnitte Rechnung zu tragen. Ebenso gestattet jede Vereinfachung des Dampfweges, z. B. mit getrennten Schiebern oder in den Deckeln angebrachten Steuerungen, eine Verkleinerung der Querschnitte.

Eröffnung der Dampfwege.

Die Erfahrung zeigt, dass in der Mehrzahl der Maschinen und insbesondere der Schiebermaschinen der Füllungsdruck schnell mit der Abnahme der Füllungslänge sinkt und ein Druckverlust deutlich sichtbar auftritt, obgleich in den Canälen noch nicht 25—30 *m*, geschweige denn 40—47 *m* Dampfgeschwindigkeit herrschten. Ja es kann selbst geschehen, dass sich ein Druckabfall bald nach Beginn des Kolbenlaufes zeigt, der später wieder verschwindet und sich die Admissionslinie erst mit der steigenden Kolbengeschwindigkeit hebt. Eigentlich hat jede Maschine die Neigung, ihre Dampfeinströmung nach den Linien *m o* der Diagramme Fig. 61 und 62 zu gestalten, was sich abgesehen von dem Einfluss der Länge der Dampfwege, auf welche gleich zurückgekommen werden soll, hauptsächlich daraus erklärt, dass die Steuerungsorgane die Canäle zu Anfang des Hubes nicht genügend schnell zur vollen Eröffnung bringen. Dies tritt insbesondere bei Schiebermaschinen mit kleinen Füllungen auf, wo entweder eine verkleinerte Excentricität wirkt oder ein zweiter Schieber zur Deckung der Durchlassspalten heranschleicht."

Während der Kolben, im Gesetze der Sinus-Ordinaten zu seinem großen Hube anspringt, folgt ihm der eröffnende Schieber, der das Maximum seiner Geschwindigkeit bereits überschritt, mit sich verzögerndem Gang. In den noch nicht voll eröffneten Canälen herrschen dann allerdings noch nicht 30 *m* Dampfgeschwindigkeit, aber an den Einströmkanten erscheinen dennoch 47 *m* und weit mehr. Bis heute erfuhr die Dampfgeschwindigkeit an den Einströmkanten unverdient geringe Beachtung. Hier wird allerdings mit zu weiten Canalquerschnitten leichter und gleichsam von selbst eine genügende Einströmfläche freigebracht werden, und die „Erfahrung“ forderte daher gleichweite Canäle, ob die Normalfüllung groß oder klein sein soll. Doch werden die Abkühl-

flächen der Canäle und der schädliche Raum hiermit unnöthig groß, und der eigentliche Zweck dennoch nur unsicher erreicht.

Eine richtige Dampfvertheilung erfordert nur so kleine Canalquerschnitte als es den Formeln (18) oder (19) als Grenzwert für horizontale Admissionslinie entspricht; sie fordert aber mit, dass an jedem einzelnen Punkte des Kolbenlaufes auch die Einströmkanten unter Berücksichtigung der zugehörigen örtlichen Kolbengeschwindigkeiten v_0 den Formeln (18₁) oder (19₁) nach eröffnet sind, was eine mühsamere Arbeit als die einfache Canalquerschnittsberechnung erheischt. Hierzu ist es sehr wohl denkbar, dass streng bemessene Canäle mit weiteren Mündungsflächen enden müssen, deren größere Längenentwicklung unter sonst gegebenen Verhältnissen erst den Erhalt der richtigen Weite ermöglicht. Die Dampfgeschwindigkeit an den Einströmkanten oder deren örtliche Eröffnungsgröße müssen daher ebenso beachtet werden als an den übrigen Canalquerschnitten. Die Einströmgeschwindigkeit soll 40—47 *m* per Secunde nie übersteigen.

In der Zeit während die Einströmcänäle geschlossen werden, tritt immer eine Drosselung des Dampfes und daher ein Druckabfall auf. Ein schneller Schluss verkleinert diese Zeit auf ein Minimum. Mit langsamem Schluss und langhin wirkendem Druckabfall (gemischte Expansion) leidet nicht sowohl die Oekonomie der Maschinen, als deren Wirkungsgröße, wie bereits bei Fig. 64 erhellt.

Ein Gleiches wie oben gilt auch betreff der Canaleröffnungen für den Austritt des Dampfes. Nachdem dieser, wie Seite 218 begründet wird, wesentlich weitere Querschnitte verlangt, so wird auch die für die zeitlich-richtige Erreichung der freien Flächen nöthige Voreröffnung, das lineare Voreilen weitaus größer sein müssen, als für die Einströmung, was selbst bis zu bedeutendem, vorzeitigem Druckabfall am Schlusse der Expansionsperiode führen kann, siehe Fig. 57. Es bleibt dann zu ermessen, ob nicht eine kurze örtliche Erweiterung des Ausströmcanales mit später beginnendem Voreilen den nöthigen Querschnitt besser erbringen könnte, als das große Voreilen ober dem überall gleichweiten Canal.

Länge der Dampfwege.

Bisher wurde erkannt, dass eine zu große Strömungsgeschwindigkeit in den Canälen mit einem merklichen Druckabfall verbunden ist; es drängt sich nun der Schluss auf, dass die Druckübertragung im Dampf selbst auch nur mit einer gewissen Geschwindigkeit fortschreiten kann.

Dies muss selbst für eine stillstehende Dampfsäule gelten, in welcher sich jede Druckänderung etwa mit der Geschwindigkeit des Schalles oder einem Factor mal davon, fortpflanzen wird.

Daher kann die Druckübertragung vom Schieber zum Kolben hin nicht momentan platzgreifen, sondern nur mit einer endlichen Geschwindigkeit erfolgen, und da sie dabei die endliche Länge der Canäle durchheilen muss, wird sie hiezu eine gewisse Zeit beanspruchen, deren Mangel von einem Druckabfall begleitet sein müsste.

Unter den Krümmungen und Hindernissen des Dampfweges einer Maschine haben sich aber $\sim 40-47$ m per Sec. als jene Grenzgeschwindigkeit herausgestellt, bei welcher sich ein Druckabfall herauszustellen beginnt. Der Schluss rückt daher nahe, dass auch ein voller Druckausgleich sich hier nur mit einer ähnlichen Geschwindigkeit fortpflanzen könne.

Untersuchen wir nun die Zeit, die dem Dampf zum Druckausgleich zwischen Schieberkasten und Kolbenraum durch die Länge der Canäle hindurch in den relativ kurzen Zeiten vor Erreichen der mittleren Geschwindigkeit, d. i. zu Anfang des Hubes, verfügbar sind, und rechnen wir hieraus, mit welcher Geschwindigkeit die Druckübertragung stattfinden müsste, um an beiden Enden des Canales gleiche Höhe zu halten, so werden wir jene Verhältnisse, unter welchen die Druckübertragung mit mehr als $40-47$ m stattfinden muss, als Grenzwert für den Erhalt des vollen Druckes am Kolben ansehen.

Die Zeit t , welche dem Dampfe zum steten Druckausgleich zwischen Schieberkasten und Kolbenraum geboten wird, beträgt bis zu einer Kurbelerhebung um ω^0 :

$$\frac{\text{Weg im Kurbelkreis}}{\text{Geschw. im Kurbelkreis}} = t = \frac{r \omega}{v}, \quad \text{wobei } \omega \text{ im Bogen,}$$

$$\text{oder } t = \frac{r}{w} \frac{\pi}{180} \cdot \omega^0 \quad \text{„ } \omega \text{ in Graden gilt.}$$

Unter Einführung der gegenseitigen Abhängigkeiten von w , v und n schreibt sich die letzte Formel auch noch:

$$t = \frac{r}{90 \cdot v} \cdot \omega^0 \quad \text{oder} \quad t = \frac{\omega^0}{6 \cdot n} *).$$

Ist nun

λ die Länge de Dampfcanales,

c_1 die Fortschrittgeschwindigkeit des Druckausgleiches,

so folgt daher:

$$\lambda = c_1 \cdot t \quad \text{oder} \quad c_1 = \frac{\lambda}{t}$$

$$\text{und} \quad c_1 = 90 \frac{\lambda}{r} \frac{v}{\omega^0} \quad \text{oder} \quad c_1 = 6 \cdot n \frac{\lambda}{\omega^0} \cdot \dots \quad (20)$$

Letztere Gleichung besagt, dass insbesondere bei Maschinen mit hoher Umdrehungszahl, bei „Schnelllaufmaschinen“, die Länge der Dampfwege λ auf's kürzeste gebracht werden muss, um selbe nicht bei Beginn des Hubes unter einem lang dauernden Niederdruck leiden zu lassen.

*) Bis zur Erreichung der mittleren Geschwindigkeit v vergeht die Zeit:

$$t_1 = \frac{r}{w} \cdot \text{arc. sin } \frac{2}{\pi}$$

$$= \frac{r}{\frac{\pi}{2} \cdot v} \cdot \text{arc. sin } \frac{2}{\pi}$$

$$= .44 \frac{r}{v}$$

Diese Zeit erscheint stets sehr kurz.

Bei $l = 2r = .5 \text{ m}$ Hub und $v = 4 \text{ m}$
(240 Umdrehungen per Minute) wird

$$t_1 = .027 \sim \frac{1}{37} \text{ Secunde.}$$

Bis 5^0 Kurbelerhebung steht derselben Maschine nur $t = \frac{5}{6 \cdot 240} = \frac{1}{288}$

Secunde zur Verfügung.

Würde in der ersteren Gl. (20) beispielsweise die Länge der Verbindungswege zwischen Dampfkammer und Kolbenfläche $\lambda = r$ der halben Hublänge gesetzt, was für die Mehrzahl der Locomotiv- und Walzwerkmaschinen zutreffen dürfte, so ergibt sich für einzelne Kurbelerhebungen und Kolbengeschwindigkeiten folgende

Tabelle der Druckübertragungs-Geschwindigkeiten:

Kurbelerhebung $\omega^0 =$	G r a d e											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Entspricht Kolbenweg $\frac{s}{l} =$ Hub	0	·0001	·0003	·0007	·0012	·0019	·0027	·0037	·0048	·0061	·0076	·0092
Kolbengeschwind. $v = 1 m$ per Sec.	$c_1 = \infty$	90	45	30	—	—	—	—	—	—	—	—
$v = 2 m$ „	$c_1 = \infty$	180	90	68	45	36	30	—	—	—	—	—
$v = 3 m$ „	$c_1 = \infty$	270	135	90	68	54	45	39	32	—	—	—
$v = 4 m$ „	$c_1 = \infty$	360	180	120	90	72	60	52	45	40	36	32
$v = 6 m$ „	$c_1 = \infty$	540	270	180	135	108	90	77	67	60	54	49

Aus der Tabelle ist zu entnehmen, dass eine Maschine, welche mit 4—6 m Kolbengeschwindigkeit arbeiten soll, nicht leicht mehr mit gewöhnlichem Schieber, d. i. Dampfwegen, welche je eine Länge von $\lambda = r$ der halben Hublänge besitzen, gefahrlos zu steuern ist, indem sich der volle Druck, der durch die Krümmungen des Canales mit $\sim 45 m$ per Sec. fortschreitend angenommen wurde, nicht vor 0·5—1 Percent durchlaufenen Kolbenhubes einstellen kann, wie weit immer und wie gut voreröffnet diese Canäle auch sein mögen.

Die kleineren Kolbenwege, welche bis zur vollen Druckübertragung bei geringeren Geschwindigkeiten mangelhaft durchlaufen werden, z. B. $\sim \frac{1}{10}$ Percent bei $v = 2 m$, sind wegen der

Elasticität des Materiales der Gestänge und dem Spiel in den Schalen gefahrlos. Völlig momentan kann sich aber kein Druck durch eine endliche Länge hindurch fortpflanzen, und man erkennt, dass große Geschwindigkeiten getrennte Steuerungen mit kurzen Dampfwegen verlangen, um knapp vom todten Punkte hinweg den vollen Dampfdruck erhalten und beibehalten zu können.

Der endlichen Druckfortpflanzgeschwindigkeit im Dampfe soll aber stets durch eine nicht bis zur Anfangsspannung steigende Compression Rechnung getragen werden, indem dann bei entsprechendem linearem Voreilen der Druck in dem Canal seinen Weg vorzeitig beginnen, mit dem Kolben streng am todten Punkte zusammentreffen und unmittelbar von da an mit ihm weiter-schreiten kann.

Bei Voll-Compression würde aber der Canal mit gleich-hochgespanntem Dampf als der Schieberkasten gefüllt sein, und die Vor-Eröffnung böte keine Veranlassung zum Vor-Antritte der Druckübertragung. Diese könnte daher dem Kolben, wenn er seinen Lauf beginnt, mit ihrer Geschwindigkeit nur naheilen, wobei ein Druckabfall bis zum Punkte des Einholens unvermeidlich erscheint. Eine der feinsten Bedingungen möglichst hoher Kolben-geschwindigkeit liegt daher in der Beachtung nicht-voller Com-pression.

Aehnliches gilt auch für die Ausströmung. Bei Condensations-maschinen ist häufig das erreichbare Vacuum im Cylinder wesentlich geringer als im Condensator, was trotz genügend weiter Verbindung fast immer beobachtet wird, wenn die Entfernung zwischen beiden eine größere ist. Hilfeinspritzungen nahe den Ausströmorganen und Erweiterungen der Verbindungen werden dann wohl zur Abhilfe herangezogen, jedoch das sichere Mittel ist stets nur die Nähe der beiden.

Die Dampfrohre.

Die Dampfzuleitungsrohre erhalten den bereits angeführten Querschnitt für $\sim 30 m$ mittlerer Dampfgeschwindigkeit. Im Allgemeinen kann derselbe eher kleiner als jener der Steuerungswege sein, weil in letzteren die Abbiegungen und Contractionen etc. eine größere Weite rechtfertigen; im Rohr strömt auch der Dampf stets im gleichen Sinne, während in den Canälen der Schiebermaschine fortwährende Bewegungsumkehrungen stattfinden.

Die Betrachtung über die Druckübertragungs-Geschwindigkeit kann hier entfallen, da in der Dampfleitung eine beständige Strömung herrscht. Durch die Steuerung periodisch unterbrochen, gestaltet sich die Strömungsgeschwindigkeit wohl ungleich, wobei sich aber bei dem elastischen Dampfe die Geschwindigkeiten in Druck und Wärme hin- und zurückübersetzen, wie es dem Wogen entspricht, ohne dass innewohnende Energie dabei entfällt.

Selbst eine gehäufte Zahl von Zwischenventilen schadet dabei nicht. Für elektrische Centralen und andere Verbindungen mehrerer Maschinen mit mehreren Kesseln, wobei die beliebige Kuppelung Bedingung ist, werden in neuerer Zeit die Dampfleitungen in einem geschlossenen Ringe gelegt, welcher zwischen je zwei Ausmündungen von den Kesseln her und Abzweigungen zu den Maschinen hin ein Durchgangsventil enthält. Diese Anordnung, welche jedes beliebige Stück der Rohrleitung während des ungestörten Fortbetriebes der ganzen Anlage auszuschalten gestattet und besser als eine doppelte Leitung ist, nöthigt den Dampf zum Durchgang durch eine große Zahl von Ventilen; nichtsdestoweniger ist aber kein bemerkbarer Druckabfall damit verbunden, wenn nur jeder der sämtlichen Querschnitte genügt.

In engen Dampfrohren muss wegen den ungünstigeren Reibungsverhältnissen die Geschwindigkeit ermäßigt werden. Beiläufig mag die Regel gelten:

$$c = 2.5 \sqrt{d},$$

wobei c die Dampfgeschwindigkeit in Meter per Secunde,
 d den Rohrdurchmesser in Millimeter bedeutet.

Tabelle der Dampfgeschwindigkeiten in engen
 Rohren.

Rohrdurchmesser $d =$ Millimeter	25	50	80	100	150
Dampfgeschwindigkeit $c =$ Meter per Secunde	12	17	22	25	30

Unter diesen Verhältnissen wird kein nennenswerther Druckabfall selbst bei Hunderten von Metern langen Dampfleitungen wahrnehmbar. Die große Länge schadet nur durch die damit erscheinende große Abkühlfläche, d. i. den der Condensation entsprechenden Verlust an Dampf. Es muss daher in solch einer Leitung ein größeres Dampfvolumentreten als der eigentlichen Nutzlieferung zukommt, d. i. als die Leitung an ihrem anderen Ende verlässt. Erst wenn der Condensationsbetrag so hoch würde, dass am Beginne der Rohrleitung eine wesentlich höhere Geschwindigkeit als die normale herrschen müsste, würde ein Druckabfall auftreten.

Ein guter Wärmeschutz der Rohre wirkt daher hauptsächlich gegen den Verlust an Dampfmenge, ist aber meist unnütz gegen Verlust an Druck*).

*) Ein Rohr von 150 mm Weite kann bei $c = 30$ m per Stunde 1900 m³ Dampf liefern, welcher bei 5 Atm. Druck \sim 5000 Kil. wiegt. Condensirt 1 m² geschützte Rohroberfläche per Stunde 2 Kil. Dampf und besitzt das Rohr 100 m Länge (50 m² Oberfläche), so condensiren sich dabei erst \sim 100 Kil., d. i. \sim 2%, um was die Eintrittsgeschwindigkeit höher als jene am Ende wird.

Die Ausströmcanäle und Ausströmröhre.

Würde der Dampf in den Cylindern stets genau zur Höhe des Gegendruckes expandiren, d. h. jedes Diagramm in eine Spitze enden, so wäre kein rechter Grund vorhanden, die Ausströmquerschnitte anders als jene der Einströmungen zu bemessen.

Nun muss aber, schon der Regulirfähigkeit wegen, auf einen größeren End- als Gegendruck Bedacht genommen sein. Dies setzt einen plötzlichen Druckabfall, also eine Volumsvergrößerung des Dampfes beim Beginne der Ausströmung voraus. Die Ausströmung hat daher einem größeren Dampfvolumen als die Einströmung zu genügen und daher principiell weitere Querschnitte als diese zu erhalten.

Bei den Schiebermaschinen, deren Canälen für die Ein- und für die Ausströmung zu dienen haben, aber nur für die erstere richtig bemessen sind, kann sich die Volumsvergrößerung erst in dem Abgangsrohre vollenden und den Gegendruck im Cylinder wohl mäßigen, aber nie dem Außendrucke so nähern, als es bei völlig getrennten Canälen geschieht.

Die Erfahrung zeigt nun, dass die Querschnitte der Ausströmungen für hochexpandirende, d. i. Maschinen mit niederem Enddruck, ~ 1.5 mal so groß sein sollen, als jene der Einströmungen. Die mittleren Dampfgeschwindigkeiten sollen daher (scheinbar) ~ 20 — bei Corliss-Schiebern etc. — und ~ 16 *m* bei Ventilmaschinen nicht überschreiten. Maschinen aber, welche mit hoher oder fast Vollfüllung arbeiten müssen, verlangen noch weitere Ausströmquerschnitte, deren Maß sich nach der zu erwartenden Volumsvergrößerung des Dampfes, also seiner Spannung zur Zeit der Entlastung, richten wird.

Wegen der Druckübertragungsgeschwindigkeit vom Cylinder in's Rohr sind auch hier kurze Canäle bei großen Kolbengeschwindigkeiten angezeigt und Drosselungen an den Kanten

der Steuerungsorgane mit gleicher Sorgfalt zu vermeiden, wie bei jenen für die Einströmung.

Wenn in der Auspuffleitung nirgends eine Querschnittverengung vorkommt, so kann dieselbe anstandslos Hunderte von Metern Länge besitzen, ohne dass diese einen im Diagramm wahrnehmbaren Einfluss auf die Höhe des Gegendruckes oder sonstwie übt. Lange Dampfheizungen können daher ohne Weiteres vom Auspuffe betrieben werden, wenn nur in den Vertheilventilen etc. keine Drosselungen vorkommen.

Auch Druckvorwärmer und Wasserabscheider können ohne jeden merkbaren Widerstand eingeschaltet werden, wenn den Contractions an den Theilungs- und Richtungsänderungsstellen entsprechend durch örtliche Erweiterung der Querschnitte Rechnung getragen wurde.

Die Zusammenführung zweier Dampfströme, wie bei Locomotiv- und anderen Zwillingsmaschinen, erbringt leicht eine bedeutende Hebung des Gegendruckes im halben Rücklauf, wenn ein Dampfstrom den Weg des anderen sperrt. Daher sind hier nur tangirende Zusammenführungen mit entwickelten Trennungszungen und eine entsprechende Erweiterung der Rohrleitung angezeigt.

Bei Schnellaufmaschinen findet man sogar häufig langhin oder bis selbst zu den Mündungen getrennte Ausströmrohre für jede Kolbenseite.

Oefter kommen bei schnellgehenden Maschinen Beschwerden der Nachbarschaft über angeblich solch stoßenden Gang von Maschinen vor, dass selbst in beträchtlicher Ferne Thüren und Fenster erklimren oder sonst die Nachtruhe gestört wird. Dies rührt aber häufig vom Auspuffe allein her, der insbesondere dort, wo große Maschinen innerhalb eines Häuserblockes stehen, die ganze Luftmasse der Umgebung in's Pulsen bringt, selbst wenn der Auspuff hoch über den Dächern mündet. Eine Kerzenflamme vor einer kleinen Oeffnung (Schlüsselloch) eines geschlossenen

Gemaches pendelt dann wie ein Hubzähler im Tacte des Maschinen- ganges und verräth die Schwankung des Luftdruckes, welche insbesondere durch ihre physiologische Wirkung belästigt. Wenn aber der Grund erkannt ist, ergibt sich deren Behebung durch die Gestaltung des Auspuffes zu einem constanten Strom.

Der abziehende Dampf soll immer durch tiefliegende Canäle aus den Cylindern entweichen, um die Condensationswässer von selbst mitzunehmen. Dies wird dann mitgeführt, auch wenn sich das Rohr später nach aufwärts biegt. Condensationswasser-Ablass- wechsel an den Cylindern werden von den Wärtern meist halb offen eingestellt, wodurch viel Dampf verloren geht.

Bei langwährender Compression, wie solche durch große schädliche Räume bedingt wird, ist die Tieflage der Ausström- canäle für die Abführung der Condenswässer nicht ohne weiters ausreichend, und Sicherheitsventile oder Bruchplatten finden sich hier dann vor, wenn nicht etwa die Ausströmorgane für den Nothfall eine Abhebung von ihren Sitzen zulassen.

Auspuffrohre aus dünnem Blech sind nicht nur durch das Dröhnen lästig, sondern werden öfter vom äußeren Luftdrucke plattgedrückt, indem sich ein örtliches Vacuum in denselben einstellen kann, trotzdem sie, wenige Meter fern, mit offenem Querschnitt in die Atmosphäre münden. Dieser Erscheinung wegen, welche mit einem Erweis für die nur endliche Druck- übertragungsgeschwindigkeit abgibt, müssen sie daher in den Wandungen so stark gemacht werden, dass sie 1 Atm. Außendruck zu widerstehen vermögen.

Es ist zu bedauern, dass noch kein Mittel gefunden wurde, um die bedeutenden Wärmemengen, welche der selbst fernhin so willig auspuffende Dampf oder die Condensationswässer entführen, im Allgemeinen gesammelt und nutzbar gemacht werden können. Die Erfindung von Wärmeaccumulatoren thut Noth!
