

## 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  $v = 30 \cdot \frac{f_1}{f} = 30 \cdot \frac{1}{14} \sim 2 \cdot 1$  *m* Kolbengeschwindigkeit oder  $\sim 35$  *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  $\frac{P}{f \cdot l} \sim \cdot 33$  *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.

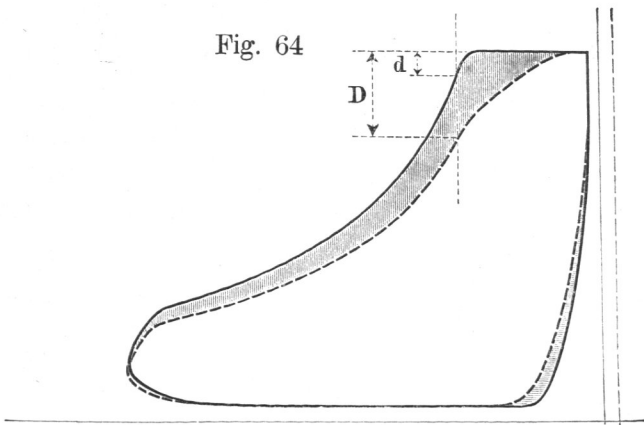
Diese Einwirkungen können nur durch größere Querschnitte oder für die Berechnung derselben, durch Einführung eines kleineren Werthes für die Dampfgeschwindigkeit auf jener verschwindenden Höhe gehalten werden, welche bei den Schiebermaschinen herrschen, und daher erscheint bei Ventilmaschinen eine mittlere 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 <i>v</i> =	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  $c = 25-30 \text{ m per Sec.}$  in den Zuleitungen einer Maschine als zulässig erachtet wird, so steigt dieselbe bis zur Höhe  $\frac{\pi}{2} \cdot c = 40$  bis  $47 \text{ m per Sec.}$ , wenn die Canäle bis zum halben Hube oder darüber hinaus eröffnet bleiben.

Es wäre nun denkbar, dass jene  $40-47 \text{ m}$  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  $25-30 \text{ m}$  mittlerer ohneweiters fast jene  $40-47 \text{ m}$  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  $40-47 \text{ m}$  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  $\omega^0$  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.