

Constructive Rücksichten.

Im Allgemeinen sind die langbekannten Constructionsgesetze des Maschinenbaues auch für Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit maßgebend, wenn sie auch hier erhöhte Bedeutung gewinnen.

Alle Bewegungstheile müssen bei voll-ausreichender Festigkeit doch so leicht als nur immer im Gewichte sein; jeder ersparte Millimeter als Hebelarm oder als Masse ist von positivem Werth, der nicht verschwendet werden darf. Hochkantige oder hohle Querschnitte sind den massiven vorzuziehen und insbesondere werden die letzteren durch Verwendung von der ganzen Länge nach ausgebohrten Kolben- und Schubstangen, Zapfen und Wellen die Vortheile geringster Masse, leichterer Kühlung und den Sicherheitseinblick in das Material erbringen und hoffentlich häufiger verwendet werden als bisher. Dabei müssen alle Querschnittsübergänge mit langgezogenen Parabeln vermittelt werden, denn jeder kurze oder gar scharfe Uebergang ist ein beginnender Bruch.

Centrische Druckübertragungen und Constructionen, welche dem Verspannen vorbeugen, und insbesondere die Balanzirung jeder Scheibe oder sonst rundlaufenden Bestandtheiles dem Umfangsgewichte nach, sowie eine sichere Schmierung sind ebenso unerlässliche Bedingungen für den weiteren Anstieg der Geschwindigkeit, als die höchste erreichbare Vollkommenheit der Werkstättenausführung, für deren Genauigkeit der Hundertstel-Millimeter kein unbedeutend kleines Maß mehr bleiben darf.

Alle Lagerungen und stillliegenden Theile sollen dagegen so massig und schwer sein, als es die Rücksicht auf den Preis und die Gussicherheit gestattet. Vorbild ist der Amboss. Alle Schrauben müssen dabei an hochkantigen Wänden oder am Ende hoher Rippen angreifen, wobei die Erfahrung gilt, dass kurze Schrauben besser tragen als lange und Befestigungsschrauben eigentlich nie stark genug gemacht werden können.

Für den Bestand schnellgehender Maschinen sind aber noch eine Reihe von Rücksichten zu beachten, welche bei langsamem Gang nicht von so hervorragender Wichtigkeit sind als hier, wo die Drücke und Reibungsarbeiten in Folge der Massenbeschleunigung und der Geschwindigkeit höher werden, und das Auge des Wärters nicht sofort jedes Warnungszeichen beachten kann, als es sonst der Fall ist.

Der Zwischendruck.

Der Druck per Flächeninhalt zweier druckübertragender Flächen einer bewegungslosen Verbindung, z. B. der Druck zwischen einem Keil und seiner Auflagfläche, oder zwischen den Arbeitsleisten einer Lagerschale und dem Lagerkörper, darf trotz der, den einfachen Dampfdruck erhöhenden Massendrucke die Elasticitätsgrenze nicht erreichen. Dieser Auflagedruck wird daher bei Schmiedeeisen oder weichem Stahl bei constanter Last mit ~ 14 Kilogr. per 1 mm^2 begrenzt sein und sich in dem Maße verringern müssen, als theilweise oder volle Entlastungen zwischen-treten (Wöhler). Würde dieser Betrag überschritten, so kann die Verbindung vor dem Losewerden nicht geschützt werden, denn die fortschreitende Deformation, das Ausgedrücktwerden des Materiales, vereitelt jedes Spannen, obgleich keine Abnützung eintritt. Deswegen müssen insbesondere bei schnellgehenden Maschinen die Berührungsflächen aller Bestandtheile auch auf

den Zwischendruck beurtheilt werden und sind Keile mit ihren schmalen Rücken am besten ganz zu vermeiden.

Alle Flächen, an welchen der Zwischendruck an die zulässige Grenze reicht, müssen mit Farbe derart zusammengepasst werden, dass auch jeder einzelne Quadratmillimeter thatsächlich zum Anliegen kommt. Constructionen in Einem oder doch geschliffene Flächen sind allen anderen vorzuziehen.

Constructionstheile, an welchen ein Zwischendruck in hin- und hergehendem Sinne wechselt, sind kaum für die Dauer in starrer Verbindung zu erhalten, weil das Material an der Elasticitätsgrenze arbeitend ermüdet, sich verschlechtert und bald um jenen Tausendstel-Millimeter nachgibt, welcher zum Schlottrigwerden genügt.

Dem Druckwechsel zuvorzukommen müssen solche Theile stets derart geformt werden, dass ein Uebermaß an Spannung nach der einen Richtung hin auftritt, welches bei Eintritt der Gegenkraft nur theilweise zum Verbräuche kommt. So muss die Hinterschraube einer Kolbenscheibe derart festgezogen werden, dass sie auch noch Zug übt, wenn der Dampf nach vorne drückt. Ist eine solche Construction nicht möglich, wie z. B. am Schwinghebelauge einer doppelt wirkenden Luftpumpe, so muss der Zwischendruck durch Verwendung von mehreren tiefgreifenden Keilen, oder weil diese wenig verlässlich und ihr Anliegen nicht zu controliren ist, durch Vierkantflächen wesentlich verringert werden.

Am besten ist eine derartige Verbindung durch Herstellung in Einem ganz zu vermeiden und z. B. obiger Hebel mit der Welle im Ganzen zu schmieden. Ebenso sind geschlossene geschmiedete Schubstangenköpfe (auch des verticalen Abschwingens halber), Kurbeln mit angeschmiedeten Zapfen und insbesondere die amerikanischen Kreuzköpfe mit eingegossenen Zapfen unvergleichlich bessere Details als gegentheilige Formen.

Auch die aufgekeilte Kurbel gehört hierher, wenn die Maschine mit zu hoher Compression arbeiten, d. h. Kraft rückleiten muss. Der Keil nützt auf die Dauer hier nichts und für Schiffs- und Walzwerksmaschinen sind schon längst gekröpfte Wellen, selbst für freie Enden benützt*).

Wenn Verbindungen lose werden, trägt nicht eine Geschwindigkeit oder ein Stoß (der erst durch das Losewerden ermöglicht wird), sondern die Kleinheit der Berührungsflächen, auf welchen die Drücke übersetzen, daran die Schuld.

Die Zapfen.

Damit die Zapfen auch bei hoher Geschwindigkeit nicht heiß laufen, müssen sie genügend groß angelegt und mit der größten Sorgfalt ausgeführt sein.

Insbesondere sind es die Kurbel- und Lagerzapfen, welche leicht warm gehen, indem sie in der Regel so kurz als möglich gemacht werden, um den Hebelarm, an welchem das Bett im horizontalen Sinne gebogen werden will, klein zu erhalten. Auch kommen Excenter und Schieber näher an die Cylinderachse und die Dampfwege werden kurz.

Diese Vortheile würden aber durch ein Heißlaufen der Zapfen völlig aufgewogen werden, dem vorzubeugen die Bedingung erscheint: die Auflageflächen so groß zu machen, dass sich der Druck und die Reibungsarbeit auf genügend viele Flächeneinheiten vertheilt, wodurch der Druck das Oel zwischen Zapfen und Schale nicht mehr auszupressen vermag und die durch die Reibung erwachsende Wärme aufgenommen und abgeführt werden kann.

*) Whitworth in Manchester fertigt Kurbel- und Schiffsschraubensitze mit 6—8 im Umkreis vertheilten, aber aus dem Vollen angeschmiedeten Keilen an.

Der Auflagdruck.

Im Allgemeinen wird das Oel zwischen zwei sich reibenden Flächen nicht ausgepresst, wenn der Druck geringer als $p = 4$ Kil. per $1 \text{ cm}^2 = 4 \text{ Atm.}$ verbleibt.

Langsam gehende Zapfen, welche so gering belastet sind oder derartig lange Schalen erhalten können, dass der Auflagdruck $p = 4 \text{ Atm.}$ nicht übersteigt, bedürfen, wenn sie einmal geölt wurden, keiner fortwährenden Nachschmierung, denn sie wälzen sich in der dauernd adhären den Hülle. Sie tropfen nicht ab und ihr Nachschmierer hat nur das sich verharzende und durch Staub trocknende Oel zu ersetzen.

Bei schneller gehenden derartigen Zapfen zieht eine gewisse Saugwirkung vom Schmierloch zu den Enden, an welchen ein theilweises Vacuum als Folge der Umdrehungen herrscht. Ein Bund zieht wegen der größeren Umfangsgeschwindigkeit und Fliehkraftwirkung in der umgebenden Luft mehr Oel an, als ein glatt auslaufender Rand.

Die Wirkung des Nachschmierens schnellgehender Zapfen erstreckt sich aus diesem Grunde hauptsächlich nur auf die Länge zwischen Schmierloch und Zapfenende und dieses verlangt als Regel das Schmierloch in der halben Länge der Schale. Schnellgehende Zapfen bedürfen daher eines dauernden Nachschmierens, welches aber bei geringer Belastung (bis 4 Atm.) höchst mäßig zusein braucht. Aerostatische Schmierapparate, welche viele Wochen an einer einmaligen Füllung zehren, sind hier wohl bewährt.

Bei solch gering belasteten Zapfen ist das Schalenmaterial gleichgiltig; denn die Oelhülle, welche die Oberflächen dick umkleidet, verhindert die directe Berührung. Abnützung tritt hierbei nicht ein und ihr geringer Widerstand gegen die Drehung begründet sich mehr in der Cohäsion des Oeles als einer eigentlichen Reibung.

Solche Zapfen kommen aber fast nur in kleinen Arbeitsmaschinen und Zweigtransmissionen vor.

Die Zapfen von schwereren Wellen gehen mit $p = 12\text{--}15$ Atm. Auflagdruck sicher gut. Unter gewissen Verhältnissen, wenn nämlich die Achsen sehr stark construirt sind und sich daher nur wenig und dazu noch in Folge constanter Krafrichtung in gleichbleibender Richtung biegen, wobei also die Zapfen zu vollem Einlaufen kommen und dauernd auf der ganzen Länge und nicht nur an den Rändern der Schale anliegen, kann der Auflagdruck selbst bis $p = 30$ Atm. steigen. Dies gilt aber nicht von den Lagerzapfen der Dampfmaschinenschwungradwellen, welche durch den Dampfdruck stets hin- und zurückgebogen werden, und daher nie vollkommen einlaufen und aufliegen können. (Vergl. Anhang XVII).

Bei solchen höheren Belastungen haftet das Oel nicht mehr dauernd am Zapfen, sondern wird stetig ausgepresst. Es wird nur aus der Schmierspinnne an der unbelasteten Schale mitgenommen aber unter Mitwirkung der Saugwirkung dauernd zum Rande gedrängt, wo es abtropft. Eine fortwährende und reichliche Schmierung mittelst Dochtapparaten ist daher nun am Platze.

Hier ist das Schalenmaterial nicht mehr gleichgiltig, denn die dünnere Oelhülle wird von den molecularen Erhöhungen und Spitzen, welche selbst an den polirten Oberflächen vorkommen, örtlich durchbrochen, und schleifen sich beständig ab. Gusseisen mit seiner krystallinischen Structur ist hier nimmer, sondern nur Bronze oder Weißmetall verwendbar. Letzteres läuft sich leichter ein, und bietet daher bei gleicher Größe mehr thatsächlich tragende Flächeneinheiten als die härtere Bronze. Daher kann der mittlere Auflagedruck bei Weißmetall mindestens gleichhoch und selbst höher gehalten werden als bei Bronze.

Eisenbahnfahrzeuge. Gute Erhebungen über die zulässigen Auflagdrücke gestatten die Zapfen der Eisenbahnfahrzeuge. Die Beanspruchungsgrenzen liegen hier, abgesehen von der Luftkühlung, wegen dem stets möglichen Einschaukeln der Schalen zum Aufliegen auf der vollen Länge und auch aus dem Grunde höher, als die Schalen schmal gehalten sind und den Durchmesser nur zu $\sim 0.6-0.7$ überdecken.

Eisenbahnzapfen sind nun mit $p \sim 20$ Atm. Auflagedruck bei Personenwagen und mit $p \sim 30$ Atm. bei Lastwagen beansprucht. $p = 40$ Atm. ist äußerste Grenze für sicheren Lauf. Es gibt wohl auch solche, welche bis 50 Atm. belastet sind, aber die Schmierung muss reichlicher erfolgen, und Anstände sind häufig.

Stationäre Dampfmaschinen. Die Lagerzapfen von stationären Dampfmaschinen gehen, wie erwähnt, mit $p = 12$ bis höchstens $p = 15$ Atm. sicher gut.

Der Kurbelzapfen der stationären Maschine verträgt einen weitaus höheren Druck als ein Lagerzapfen. Die Ursache ist in seiner originellen Arbeitsweise zu suchen, welche von der aller anderen Zapfen abweicht. Der Kurbelzapfen wechselt nämlich beim Hin- und beim Rückgange völlig die Schalen, auf welche er drückt. Die Schale saugt bei jedesmaliger Entlastung Oel zwischen sich und dem Zapfen, und wenn dies auch bei der wiederkehrenden Belastung unter einem hier zulässigen Auflagedruck von $p \sim 60$ Atm. schnell gegen den Rand zu gedrückt wird, so ist doch der Hub vollbracht, ehe die Flächen trocken gepresst sind. Auch wird der Zapfen stets nach der gleichen Richtung beansprucht und gebogen, was das Einlaufen sichert. Die gleichsam „athmenden“ Schalen verbrauchen wohl mehr Oel als ruhig belastete, an welch' letzteren das Oel in steten Spiralen vom Schmierloch zum Rande zieht, aber der hohe gefahrlose Auflagedruck ist ein positiver Gewinn. Centrifugalschmierung ist hier bewährt.

Der Kreuzkopfzapfen arbeitet ähnlich dem Kurbelzapfen mit wechselnden Schalen. Der Auflagedruck kann daher hier ebenso hoch oder noch etwas höher steigen (auf $p = 70-80$ Atm.); denn unter dem kleineren Ausschlagwinkel hält das Oel länger an. Hier ist aber im Allgemeinen Weißmetall nicht zu verwenden, nachdem dies der Oscillation nur selten Stand hält.

Die Excenter arbeiten ähnlich wie die Kurbelzapfen. Die Schmiervase muss hier an jener Seite des Ringes sitzen, an welcher das Excenter nach aufwärts streift.

Locomotive. In den Locomotivmaschinen herrschen die größten specifischen Auflagedrücke auf die Zapfen; sie erscheinen im Mittel doppelt so groß als in den Stationärmaschinen. Dies wird aber hauptsächlich dadurch erklärlich, als alle Theile der Maschine andauernd in einer rüttelnden Bewegung arbeiten, wobei in den Momenten, in welchen sich die Schalen vom Zapfen abheben, jenes Einathmen von Oel, welches bereits beim Kurbelzapfen der stationären Maschinen erwähnt wurde, wieder, u. zw. in viel häufigerer Folge, eintritt als dort. Auch die rege Luftkühlung trägt daran Theil.

Schiffsmaschinen. Die Zapfen der Schiffsmaschinen zeigen sämmtlich die gleichen oder noch kleinere Auflagedrücke als jene der Stationärmaschinen. Dies ist aber durch die gekröpften Wellen erklärlich, welche aus Festigkeitsgründen größere Auflageflächen bieten können.

Das Zapfenlängenverhältniss berechnet sich nun bekanntlich für Festigkeit und Auflagedruck aus den Formeln:

$$\text{aus } P \cdot \frac{l}{2} = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3 \quad \text{und} \quad P = d \cdot l \cdot p$$

$$\text{mit } \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi}{16}} \sqrt{\frac{S}{p}} = .45 \sqrt{\frac{S}{p}} \quad \dots (x)$$

wobei S die Materialspannung und p den Auflagedruck bedeuten.

Für Stirnzapfen mit $\left\{ \begin{array}{l} S = 2-4-6 \text{ Kil. per } 1 \text{ mm}^2 \\ p = 16-30-50 \text{ Atm.} \end{array} \right.$
 (Schmiedeeisen, constanter Druck)
 und Kurbelzapfen mit $\left\{ \begin{array}{l} S = 5-6-8 \text{ Kil.} \\ p = 70-80-110 \text{ Atm.} \end{array} \right.$
 (Gusstahl, wechselnder Druck)
 wird das Zapfenverhältniss $\frac{l}{d} = 1.6$ und $\frac{l}{d} = 1.2$.

Die Reibungsarbeit.

Die Zapfenreibungsarbeit setzt sich in Wärme um, und diese muss theils im Querschnitte des Zapfens gegen die übrige Welle zu, und theils von den Oberflächen des Lagers an die Umgebung in jener Menge abgeführt werden als sie erwächst, wenn keine Ansammlung dieser Wärme und kein Heißgehen der Zapfen eintreten soll.

Ein gewöhnliches niederes Wellenlager, welches in ruhiger Luft und außen mit einer Oelkruste behaftet liegt, wird bestimmt heiß, wenn die Reibungsarbeit andauernd per Secunde und per 1 cm^2 Zapfenprojection einen Betrag von $a = 1.0$ Kil. Meter erreicht. (Vergl. Anhang XVII.)

Kurbellagerzapfen können für die Rechnung mit $a = .7$ bis 1.0 m k per 1 cm^2 und Secunde mit Sicherheit beansprucht werden, indem sie nicht dauernd den vollen Dampfdruck zu ertragen haben und wegen ihres höheren Baues, wegen der Luftströmung durch das nahe Schwungrad, und wegen der größeren Reinhaltung auch der Abkühlung besser ausgesetzt sind als gewöhnliche Wellenlager.

Kurbelzapfen vertragen rechnungsmäßig spezifische Reibungsarbeiten von $a = 1.5$ bis selbst 1.8 m k per Secunde, des nur zeitweiligen vollen Dampfdruckes, der völlig wechselnden Schalen und des Fegens in der Luft wegen.

Für Locomotivmaschinen rechnen sich die Abnütz-
 arbeiten für die Kurbelzapfen mit $a = 4$ bis 6.5 m k per 1 cm^2

Schalenprojection und Secunde und für die Kurbelzapfen mit $a = 7$ bis selbst 10 solcher Einheiten, wenn der volle Kesseldruck und die Maximalgeschwindigkeit gleichzeitig und andauernd auf diese Zapfen einwirken würden. Dies tritt aber nie gleichzeitig ein, indem die Locomotive wegen ihrer engen Dampfcannäle nie den vollen Kesseldruck, sondern nur $\sim \frac{1}{2}$ und weniger davon dann erhalten, wenn sie mit voller Geschwindigkeit fahren. Auch ist das Fegen in der Luft hier stärker als irgend anderswo.

Bei Schiffsmaschinen liegen die Verhältnisse für die Lager günstig, indem die gekröpften Wellen eine große Auflänglänge erbringen; $a = 2.0 \text{ m k}$ werden hier selten überschritten. Die Kurbelzapfen sind aber, unter der Annahme dauernden Dampfdruckes und größter Geschwindigkeit, von $a = 2.0$ bis 3.6 m k per 1 cm^2 und Secunde rechnungsmäßig beansprucht, wobei aber, abgesehen von den übrigen reducirenden Factoren oft noch das Hohlsein der Zapfen die Abkühlung erleichtert.

Unter der Annahme einer bestimmten zulässigen secundlichen Reibungsarbeit a und eines Reibungscoefficienten φ rechnet sich die Zapfenlänge, unabhängig vom Durchmesser, aus der Gleichung

$$\varphi \frac{P}{d \cdot l} \frac{d\pi n}{60} = a$$

für $\varphi = \frac{1}{20}$ und $a = 1 \text{ m Kil. per } 1 \text{ cm}^2$ oder $a = 10 \text{ mm Kil. per } 1 \text{ mm}^2$

wird demnach $l = \frac{1}{4000} P \cdot n.$

Diese Gleichungen mit der Festigkeitsgleichung zusammengefasst ergeben das Zapfenlängenverhältniss:

$$\left(\frac{l}{d}\right)^3 = \frac{\pi^3}{16 \cdot 60^2} \cdot \frac{\varphi^2 S}{a^2} \cdot P n^2 \dots \dots \dots (y)$$

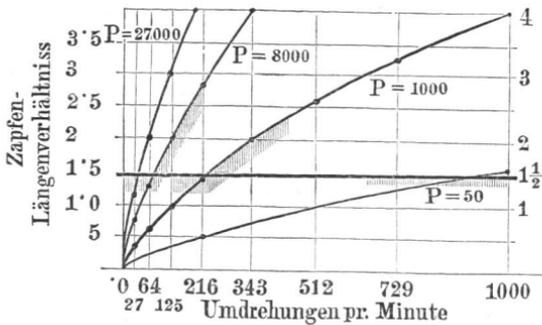
oder für $S = 5$ und die übrigen angenommenen Werthe $\varphi = \frac{1}{20}$ und $a = 1 \text{ m k per } 1 \text{ cm}^2$ ($10 \text{ mm Kil. per } 1 \text{ mm}^2$) und Secunde

$$\frac{l}{d} = \frac{1}{250} \sqrt[3]{P n^2}.$$

Das Zapfenlängenverhältniss hat nach Auflagdruck und Abnützarbeit gleichzeitig beurtheilt und je nachdem Gl. (x) oder Gl. (y) einen größeren Werth ergibt, hat der letztere benützt zu werden.

Zeichnet man beide Werthe für eine Reihe von bestimmten Fällen in ein Diagramm, dessen Abscissen die Umdrehungen per Minute, und dessen Ordinaten die Werthe $\frac{l}{d}$ vorstellen, so ergibt sich 1. nach dem Auflagdruck ein constantes Längenverhält-

Fig. 73



niss, welches unabhängig von der Belastung und den Umdrehungszahlen ist. In Fig. 73 erscheint dies in der Größe von 1,5 eingetragen. Nach den Reibungsarbeiten sind aber 2. die Längenverhältnisse für jede Belastung P und der Tourenzahl n nach Gl. (y) gesondert zu rechnen und die schraffirten Züge zeigen die Grenzen für die speciellen Fälle von $P = 50$, 1000, 8000 und 27000 Kilogr. Last. Die Curven werden andere und ihre Ordinaten steigen rasch mit steigender Last und steigender Tourenzahl. Man ersieht, dass gering belastete Zapfen hauptsächlich nach dem Auflagdrucke, hoch belastete Zapfen aber fast ausschließlich nach der Reibungsarbeit zu beurtheilen sind.

Zapfengröße. Nachdem das Zapfenlängenverhältniss wegen der Reibungsarbeit kein constantes ist, sondern, abgesehen von der Tourenzahl, auch mit wachsender Belastung rasch ansteigt, so ergibt dies in die Festigkeitsgleichung gesetzt auch rasch ansteigende Zapfengrößen. Insbesondere die Länge erreicht bald unausführbare Dimensionen.

Ein Zapfen für die mäßige Last von 8000 Kilogr. erhält nach Formel y bei

$n = 125$	250	500 Umdrehungen,
$\frac{l}{d} = 2$	3	5 als Verhältniss,

was in die Festigkeitsgleichung gesetzt die Werthe erbringt:

$d = 125$	155	200 mm Durchmesser,
$l = 250$	465	1000 mm Länge.

Für noch größere Tourenzahlen würden die Größen geradezu unausführbar.

Ueber die Annahme und Zahlenwerthe der zulässigen Beanspruchungen kann wohl discutirt werden, und manche Ermäßigung der Dimensionen dürfte, insbesondere durch Verminderung des Reibungsbetrages (Herabbringen des Reibungscoëfficienten von $\frac{1}{20}$ auf $\frac{1}{50}$ und weniger) erreichbar sein. Im großen Ganzen erwächst aber die Erkenntniss, dass hochbelastete Zapfen für sehr hohe Umdrehungszahlen geradezu unausführbar sind. Es ergeben sich damit die Grenzen für die heutige Constructionsweise und dauernde künstliche Kühlung oder ganz andere entlastende Principien werden in den Maschinenbau eingeführt werden müssen, wenn der Anstieg der Maschinengrößen nicht eine nahe Rast finden soll. (Siehe Anhang XVII.)

Gehen trotz kleinem Flächendrucke und Reibungsarbeiten die Zapfen warm, so laufen entweder fremde Körper zwischen ihnen und der Schale, oder die Zapfen liegen nicht auf der

ganzen Fläche auf, sind nicht rund oder biegen sich stark, haben gehinderte Oelzufuhr oder leiden überhaupt an einem Mangel, welcher nicht von der Größengebung ihrer Oberfläche abhängt.

Ein gleichförmig gegossenes und im Umfange dem Gewichte nach balancirtes Schwungrad wird gleichfalls zur Schonung der Lager beitragen, indem jede einseitige Masse einen vielfach größeren Betrag als ihr Gewicht beträgt an Fliehkraft entwickelt. Bei 2 *m* Durchmesser und 31 *m* Geschwindigkeit folgt aus jedem einzelnen Kilogramm Uebergewicht eine rotirende Radialwirkung von 100 Kilogramm, welche die Lager ausweitet und den Gang der Maschine verschlechtert.

Die Geradföhrung. Die Auflagerdrücke der Geradföhrungen betragen bei Stabilmaschinen 2 — 2½ Atmosphären. 3·0 Atm. werden fast nie erreicht. — Nachstellvorrichtungen sind hiebei nicht nöthig, nachdem unter diesem Druck, welcher das Oel nicht völlig auspresst, keine Abnützung eintritt.

In den Locomotiven kommen 6—8 Atm. Geradföhrungsdrücke vor, wenn die volle Kesselspannung der Rechnung zu Grunde gelegt wird. Hierbei macht sich eine fortschreitende Abnützung schon bemerkbar.

Schiffsmaschinen arbeiten mit Föhrungsdrücken unter 6 Atm., wobei schon häufig eine andauernde Wasserköhlung in den hohlgegossenen Föhrungskörpern verwendet wird.

Zusammenstellung der zulässigen Auflagedrücke und Reibungsarbeiten der Zapfen.

Um Mittel- und Grenzwerthe hiefür zu finden, bat ich eine Anzahl von hervorragenden Maschinenfabriken, Eisenbahn- und Schiffbau-Anstalten um die Abmessungen bewährter Maschinen und erhielt ein überreiches Material, welches in den Tabellen am Schlusse theilweise erscheint.

In den Angaben wurden keinerlei Reductionen vorgenommen, und das Ergebniss folgt unter Ausscheidung der grellsten Ausnahmewerthe:

	Auflagedrücke		Reibungsarbeit	
	Atm.	Grenze	in <i>m k</i> per 1 <i>cm</i> ² und Sec.	Grenze
	Normal u.	sicher.	Normal u.	sicher.
Transmissionen.				
Gusseiserne Schalen	3	4	—	—
Metallschalen . . .	15	30	·4	1·0
Eisenbahnwagen.				
Personenwagen . . .	20	30	2	2·5
Lastwagen	30	40		
Stationäre Dampfmaschinen. Voller Kesseldruck in Rechnung.				
Kurbellager	12	15	·7	1·0
Kurbelzapfen	60	70	1·5	1·8
Kreuzkopfzapfen . . .	70	80	—	—
Geradföhrung	2	2·5	—	—
Locomotive. Voller Kesseldruck in Rechnung. (Bei grösster Geschwindigkeit, weniger Druck.)				
Treibachslager	50	60	4	6
Kurbelzapfen	120	150	7	10
Kreuzkopfzapfen . . .	250	280	—	—
Geradföhrung	6	8	—	—
Schiffsmaschinen. Mittlerer Dampfdruck in Rechnung.				
Kurbellager	12	16	1·5	2·0
Kurbelzapfen	24	28	2·5	3·6
Kreuzkopfzapfen . . .	50	70	—	—
Föhrung	4	6	—	—

Durch die Ergebnisse der neueren Versuche, welche die Abhängigkeit der Reibungscoefficienten von Auflagedruck und der Geschwindigkeit feststellen, und auch eine reducirte Breite der Schalen in die Rechnung zu föhren gestatten, würden sich die Werthe der obigen Zusammenstellungen zu besserer Ueber-

einstimmung bringen lassen. Auch das Zahlenbeispiel Seite 282 würde sich günstiger gestalten. Da sich jedoch die Unterschiede der neuen Versuchsergebnisse gegenüber der alten und unwahren, aber bequemen Annahme constanter Reibungscoefficienten nur in Zahlenfactoren ausdrücken, so bleibt die obige Zusammenstellung als Erhebung von Thatsachen unberührt, wenn auch den Zahlen derselben ein anderer Begriff, nämlich der einer constanteren Reibungsarbeit mal den veränderlichen von den Constructions- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Einzelmaschinengruppen abhängigen Factoren zu unterscheiden wäre.

Diese Factoren sind aber für die einzelnen dieser Gruppen fast constant. Alle Transmissionen liegen in vollen Halbkreis- schalen und Eisenbahnzapfen sind nur zu $\frac{3}{4}$ überdacht. Die Kurbellager der Dampfmaschinen haben Seitenschalen von einer Höhe, welche dem halben Zapfendurchmesser gleicht, während alle Kurbel- und Kreuzkopfzapfen wieder ganz voll umfasst sind. Bei allen Locomotiven kommt bei voller Geschwindigkeit nur ein Bruchtheil des Kesseldruckes zur Wirkung und jede derselben ist einer mächtigen Luftkühlung ausgesetzt, die wieder bei Stationär- und noch mehr bei den Schiffsmaschinen fehlt. Dagegen schwankt bei allen die Füllung, der Betrag der den Dimensionen zu Grunde liegenden Materialspannung und mit dem der Betrag der Biegung, schwankt Ausführungsgüte, die Seilspannung etc. und schwankt vor Allem die Art und Güte der Schmierung.

Derart käme bei einer strengen wissenschaftlichen Betrachtung der Zapfen-Reibungsverhältnisse im vorliegenden Werke wieder eine Reihe von neuen Factoren hinzu und die Größe der zulässigen constanter gewordenen Grundwerthe müsste doch wieder mit individuellen Factoren für die einzelnen Gruppen versehen werden, so dass der gewählte einfachste Vorgang, unter ausdrücklicher Betonung der Symbolik der Benennung, als dem Bedürfniss der Praxis am besten entsprechend erscheint.

Riemen und Seile.

Riemen und Seile gehören nur insoferne zu den vorliegenden Studien, als die Umfangsgeschwindigkeit der Schwungräder von Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit oft auf sie Rücksicht zu nehmen hat. Riemen und Seile sollen daher auch hier nur vom Standpunkte der Geschwindigkeit allein betrachtet werden.

Bezeichnet:

S die mittlere Spannung in Kil. per 1 mm^2 im geradlaufenden Zugtheil,

S_1 die mittlere Spannung in Kil. per 1 mm^2 im rücklaufenden Theil,
 $s = (S - S_1) = k \cdot S$ in Kil. per 1 mm^2 die freie Spannung*),
so steigt bei einer dem Material und den Scheiben entsprechenden, als constant angenommenen Spannung S die übertragene Arbeit $a = k S \cdot v$ so lange mit der Geschwindigkeit v als letztere niedrig verbleibt.

Mit dem Wachsen der Geschwindigkeit macht sich aber bald in der Masse $\frac{\gamma}{g}$ des Riemens oder Seiles die Fliehkraftwirkung am Umfange der Scheiben bemerklich, und deren Zügelung beansprucht einen Theil $s_{fl} = \frac{\gamma}{g} v^2$ der Spannungen S und S_1 .

*) Bekanntlich gilt die Gleichung $s = \frac{e^{\varphi \alpha} - 1}{e^{\varphi \alpha}} \cdot S$, für abgekürzte Rechnung $s \sim \frac{1}{2} S$ oder $k \sim \frac{1}{2}$ für jene Fälle, in welchen die durch die Spannung geweckte Reibung allein das Gleiten verwehrt.

Die Nutzsprung, welche früher $s = k \cdot S$ war, vermindert sich daher auf: $s, = k \left(S - \frac{\gamma}{g} v^2 \right)$

und die übertragene Arbeit wird nun: $a = k \left(S - \frac{\gamma}{g} v^2 \right) \cdot v \ (z)$

Als mittlerer Werth kann dabei gesetzt werden:

für Lederriemen $S = 0.3$ Kil., $\gamma = \frac{1}{800}$ Kil. per 1 m Länge u. 1 mm²

„ Hanfseile . . = 0.1 „ $\gamma = \frac{1}{1100}$ „ „ 1 m „ „ 1 mm²

„ Drahtseile . . = 6.0 „ $\gamma = \frac{1}{150}$ „ „ 1 m „ „ 1 mm²

Die Grenzgesewindigkeit wird erreicht, d. i. keine Arbeit mehr übertragen, wenn in Gleichung (z) $a = 0$, d. i.

$$S = \frac{\gamma}{g} v^2 \text{ oder } v^2 = \frac{g}{\gamma} \cdot S \text{ wird.}$$

Das Maximum der Arbeit oder die günstigste Geschwindigkeit herrscht bei $v^2 = \frac{1}{3} \frac{g}{\gamma} S$,

wie eine Maximalrechnung aus Gleichung (z) ergibt.

Mit den angeführten Werthen von S , $s = \frac{1}{2} S$ und γ ergibt sich die

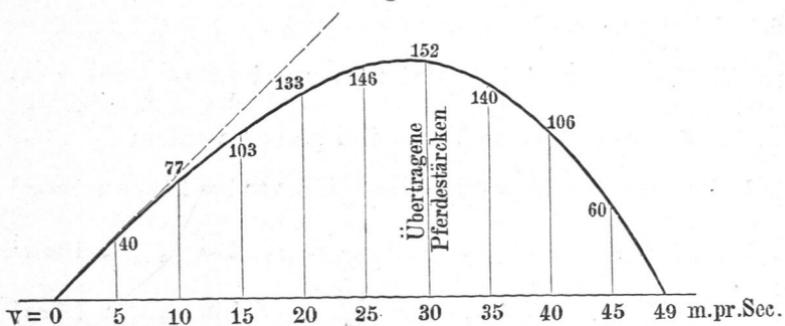
	Grenzgesewindigkeit, Uebertrag. Arbeit $a = 0$	Günstigste Geschwind., Uebertrag. Arbeit a_{\max} .
für Lederriemen	$v = 49$ m per Secunde	$v = 28$ m
„ Hanfseile	$v = 33$ m „ „	$v = 19$ m
„ Drahtseile	$v = 95$ m „ „	$v = 55$ m

Die übertragbare Arbeit in Pferdekräften berechnet sich für den Querschnitt f des Riemens oder Seiles in allen Fällen nach:

$$N = \frac{f \cdot a}{75}$$

Hätte beispielsweise ein Riemen 400 mm Breite und 10 mm Dicke, so wird die übertragbare Pferdekraft bei den verschiedenen Geschwindigkeiten sich ändern, wie folgt:

Fig. 74



Riemengeschwindigkeit $v =$												
$v =$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	49	m per Sec.
Fliehkraftspannung $s_{,,} = \frac{\gamma}{g} v^2 =$												
$s_{,,} =$	0	·003	·01	·03	·05	·08	·11	·15	·20	·25	·30	k p. 1 mm ²
Nutzspannung $s = \frac{1}{2} (\cdot 3 - s_{,,}) =$												
$s =$	·15	·148	·145	·135	·125	·11	·095	·075	·05	·025	0·00	„
Totalspannung $S = 2s + s_{,,} =$												
$S =$	·3	·3	·3	·3	·3	·3	·3	·3	·3	·3	·3	„
Arbeit $\alpha = s, v =$												
$\alpha =$	0	·74	1·45	2·025	·25	2·75	2·85	2·62	2·00	1·125	0	m k
Pferde $N = \frac{400 \cdot 10 \cdot \alpha}{75} =$												
$N =$	0	40	77	103	133	146	152	140	106	60	0	Pferde.

Das Schaubild zeigt, dass (wie es alle im Maschinenbau brauchbaren Formeln ergeben) die Curve der übertragbaren Arbeit bei ihrem Maximum langhin flach verläuft, eine horizontale Tangente und nicht etwa eine Spitze besitzt, d. h. dass der günstigste Werth gegen kleine Aenderungen seiner Bedingung fast unempfindlich verbleibt.

Für andere Materiale oder andere als zulässig erkannte Spannungen S würden sich andere, aber der Fig. 74 ähnliche Curven ergeben, deren Anfang stets Null ist und deren Maximum

und Ende für verschiedene Annahmen auf Seite 287 bereits angeführt erscheinen.

Für Hanfseiltriebe ist die günstigste Geschwindigkeit ($\sim 19 m$ per Sec.) schon längst gefunden und benützt. Wenn sie, wie bei Draht- und Feinwalzzügen überschritten wird, so ist dies nur mit einer Ueberspannung, entweder durch besseres Rohmaterial oder auf Kosten der Dauerhaftigkeit möglich.

Drahtseile arbeiten theilweise schon mit $35-40 m$ per Secunde, doch stets mit kleinerer als der günstigsten Geschwindigkeit; weniger wohl aus Sorge für die Scheiben etc. als wegen der geringeren Verwendbarkeit und des mangelnden Bedarfes in der Gegenwart von Geschwindigkeiten gegen $55 m$ per Secunde

Lederriemen aber, mit einziger Ausnahme jener für Feinstreckwalzwerke, laufen heute noch alle zu langsam. Selbst auf der Pariser Ausstellung 1889 fand sich nur $23 m$ als Maximum. Es hat aber bei halbwegs guter Ausführung nicht die geringste Schwierigkeit die günstigste Geschwindigkeit von $\sim 28 m$ per Secunde voll auszunützen. Dafür müssen nur die Scheiben balancirt werden und genau rund laufen, welsch letzteres starke Wellen verlangt (Materialspannung $S = 3-4 k$), und ohne Außenlager (Dynamomaschinen) nicht leicht zu erreichen sein dürfte. Auch muss der Riemen von einer besten Fabrik bezogen, calibrirt und vorgestreckt sein, und sein Schluss darf nicht knotig hergestellt, sondern muss geleimt sein. Ein dünner Doppelriemen (Gesamtdicke $\sim 9-10 mm$) passt hier besser als ein einfacher Riemen. Auch hat man Sorge zu tragen, dass seine Elasticitätsgrenze trotz den auf den Scheiben hinzu kommenden Biegungs- und Wölbungsspannungen nirgend überschritten werde, was mit großen Scheiben und meistens daher bei großer Geschwindigkeit leicht — mit kleinen Scheiben aber gar nicht zu erreichen ist. Ueber diese Spannungen handelt Anhang XVIII.

Ist dies aber Alles beachtet, so kann durch die große Geschwindigkeit nicht nur das edle Material bezüglich seiner Arbeitsübertragungsfähigkeit voll ausgenützt und an den dabei bedingten großen Scheiben zu langer Dauerhaftigkeit geschont werden, — sondern es entsteht auch ein weitaus besserer Lauf als sonst.

Riemen mit großer Geschwindigkeit arbeiten nämlich unvergleichlich ruhiger und gleichförmiger und mit geringeren Eigenwiderständen als solche mit langsamem Gang, was sich durch die bei ihrer Spannung auftretenden Wellenerscheinungen erklärt.

Wellenerscheinung. Die Geschwindigkeit, mit der eine Wellenschwingung an einer gespannten Saite (Seil oder Riemen) fortläuft, ist bekanntlich:

$$c^2 = \frac{g}{\gamma} S.$$

Bei Riemen von $\gamma = \frac{1}{800}$ Kilogr. Eigengewicht per 1 mm^2 Querschnitt und 1 m Länge entsprechen den Geschwindigkeiten c daraus die Spannungen S :

$$\begin{array}{cccccccc} c = & 5 & 10 & 15 & 20 & 25 & 30 & 35 & 40 & m \text{ per Secunde} \\ S = & \cdot 003 & \cdot 0125 & \cdot 03 & \cdot 05 & \cdot 08 & \cdot 11 & \cdot 15 & \cdot 20 & \text{Kil. per } 1 \text{ mm}^2. \end{array}$$

Es nähert sich daher der Lauf des Riemens mit steigender Arbeitsgeschwindigkeit v der Wellenlaufgeschwindigkeit c und insbesondere der Rücklauf wird dieselbe oftmals erreichen, wenn der Riemen nicht straff gespannt ist.

Um den Einfluss der Wellenerscheinung an einem Riemen- (oder Seil-) Trieb zu ermessen, denken wir uns folgende Beobachtung (Fig. 75, rechts):

Es werde an einem ruhig mit der Spannung $S = k$ über einer Scheibe hängenden Riemen (oder Kette oder Seil) durch einen Anschlag eine Welle aufgeworfen, so fluthen am Anschlagorte zwei Schwingungspaare, je aus Berg und Thal bestehend, nach auf- und abwärts mit der Geschwindigkeit c sichtbar ab.

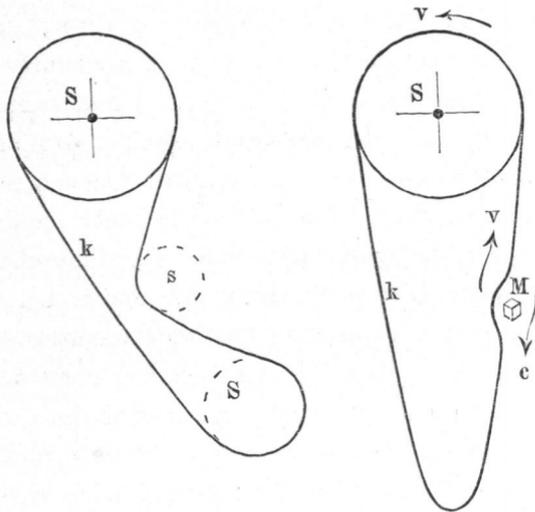
Drehen wir nun die Scheibe nach einer Richtung, z. B. nach aufwärts, mit der Geschwindigkeit v , so addiren sich im aufgehenden Theile beide Geschwindigkeiten c und v und dieser Theil der Welle verschwindet bald am Scheibenrand. Nach abwärts jedoch schreitet die Welle im Raume und der Riemenrichtung entlang, nur mehr mit der Differenzgeschwindigkeit $(c-v)$ fort. Würde aber $v = c$, so bleibt die Welle an Ort und Stelle stehen, während das Material des Riemens durch sie hindurchströmt. Man kann nun, gleichsam Welle auf Welle setzend, den Riemen oder das Seil in beliebige Formen, gleich einer Wachsstange und der Schwerkraft spottend, modelliren. Er wurde „steif“, und behält jeden Eindruck, den man ihm mittelst eines einmaligen zum Aufwerfen der Welle nöthigen Arbeitsaufwandes gibt, andauernd bei. Die geweckten Spannungsänderungen schreiten im Materiale (aber jetzt nicht mehr im Raume) mit der Wellengeschwindigkeit fort, und das Umschlingen einer zweiten Scheibe, oder die Ablenkung durch Leitrollen etc. erfolgt, wenn einmal eingeleitet, nun widerstandslos.

Ich habe 1888 selbst den Versuch in Gegenwart von Fachmännern in der Simmeringer Maschinenfabrik im Großen vorgenommen, und ein über eine Scheibe freihängendes Seil und eine Kette in die beliebigsten Formen gedrückt, in welchen sie dann von selbst, trotz, oder vielmehr in Folge ihres Laufes andauernd verblieben, wenn nur die Scheibe jene Umdrehungszahl beibehielt, welche dem Seil die Wellenlaufgeschwindigkeit ertheilte. Ueberdies finden sich ähnliche Versuche (wie ich später ersah) auch im Philosophical-Magazine, 1878, Vol. V (An Account on Rigidity) beschrieben, und auf Tafel 6 dortselbst abgebildet. Die Ursache des Steifwerdens der Kette bei großer Geschwindigkeit wird aber dort ausschließlich in der Wirkung der Fliehkraft gesucht. Ueberdies ist die Erscheinung auch häufig an Ventilator- oder anderen schnell laufenden Riemen

zu beobachten, dass eine der Hälften, trotz aller Arbeit, durchaus nicht in der geraden, sondern in einer stehenden Schlangelinie zieht oder gezogen wird.

Wenn nun auch in einem Riemen- oder Seiltrieb die Wellenlaufgeschwindigkeit nur in einer der Hälften, und auch da nicht überall genau herrschen kann, so wird doch jede Annäherung an dieselbe den Gang schon wesentlich verbessern und

Fig. 75



Ein Fremdkörper M in das Thal der stehenden Welle gehalten, oder in jenem der fortschreitenden gleich schnell bewegt, wird laut Experiment von dem wellenden Materiale nicht berührt. Denkt man sich eine Garbe solcher gleich gespannter Seile (vielleicht auch eine Gasmasse) und in ihr durch eine einmalige Arbeit einen Hohlraum aufgeworfen, der nun mit Wellengeschwindigkeit der Spannungsrichtung entlang zieht, und denkt man einen Fremdkörper eingebracht, der gleiche Geschwindigkeit mit der Welle hält, welche er vielleicht selbst aufwarf, so gelangt man zum Begriff der Möglichkeit einer widerstandslosen Geschwindigkeit in widerstehendem Mittel. Ich werde andernorts darauf und auf die Anwendungen dieser Hypothese, auf meine Anschauung einer widerstandslosen Bewegung der Himmelskörper, Planeten und Monde in Gasen des Weltraumes gegenüber dem widerstandsvollen Lauf der Schweifsterne zurückkommen.

die Spannungs- und Dehnungsänderungen in Folge von Ungleichförmigkeiten seitens der Kraft oder der Last oder eine Stoßwirkung nicht mehr mit der Riemengeschwindigkeit, sondern um die Wellengeschwindigkeit verkleinert, also gemildert und vertheilt im Materiale fortschreiten machen. Ein hauptsächlichlicher Vortheil ergibt sich hierbei in dem Entfall des Widerstandes von Leitrollen. Diese drücken auf ihre Lager nur so lange bis die hohe Geschwindigkeit erreicht ist. Würde man letztere dann selbst gänzlich entfernen, so behielte doch der Riemen seinen eingedrückten Weg principiell bei, und die Rolle sichert denselben bloß gegen Zufälle, aber ohne jeden eigentlichen Zwang*). Solch ein „steif“ gewordener Riemen läuft daher im Allgemeinen, wenn nur erst in die Gerade gezogen, auch in dieser steif und wie gewichtslos geworden, wunderbar scheinend gerade, reißt keine Luft mit sich und ertheilt seiner getriebenen Scheibe eine viel gleichmäßigere Umlaufgeschwindigkeit als das leblos schwer gehende und schwingende Material langsamer Triebe.

Nach all dieser Erkenntniss habe ich 1882 einen mir anvertrauten Fabriksbau mit einem Riemen für den Hauptantrieb versehen, der mit der „günstigsten“ Geschwindigkeit von $28 \cdot 3 \text{ m}$ über 200 Pferdekräfte auf die Hauptwelle trägt. Die Berechnung seiner Spannungen ($S = \cdot 35 \text{ Kil.}$) und der Einfluss der Größen und Wölbungen seiner Scheiben für eine Maximaldehnung von $\frac{1}{50}$ des Riemens sind im Anhang XVIII als vorletztes Beispiel dargestellt. Dieser Riemen geht seit 1883 Tag für Tag ununterbrochen ohne Reparatur und läuft noch heute fehlerfrei und wie

*) Würde man aber die Leitrolle durch eine ihrer Umdrehungswelle aufgebürdete Arbeit und stärkeres Andrücken zu einer Treibrolle umstalten, so würden an ihren beiden Seiten sofort verschiedene Spannungen auftreten; der Riemen könnte nicht mehr in seinem ganzen Halblauf, sondern höchstens nur mehr einseits der Rolle „steif“ laufen, und die Widerstandslosigkeit der Ablenkung wäre sofort beendet.

ein Brett so gerade. Allerdings wollte ihn anfänglich kein Riemenfabrikant ausführen, doch dann übernahm die Firma Otto Gehrrens in Hamburg dessen Lieferung.

Vom Dampfmaschinenschwungrade ($D = 6\text{ m}$, $n = 60$) wird die kleinere Scheibe der Vorgelegswelle $D = 2\text{ m}$, $n = 180$, angetrieben. Die größere Scheibe derselben hat einen Durchmesser von $D = 3\text{ m}$ und treibt mit dem schnellaufenden, 450 mm breiten Riemen die Hauptwelle im Spinnsaal mit $n = 360$ Umdrehungen per Minute mittelst einer Scheibe von 1.500 m Durchmesser. Die Vorgelegswelle wurde dabei noch derart gelagert, dass sich die Horizontalzüge unter sich, und die Verticalcomponenten mit dem Scheibengewichte möglichst aufheben. Ihre Lager wurden nie nachgestellt und auch der Riemen benöthigt absolut kein Nachspannen bei normalem Dienst. Nur wenn die Arbeit eines benachbarten Wasserrades von 70 Pferdekraften wegen Reparatur desselben von der Dampfmaschine mitgeleistet wird, verlängt sich der dafür nicht vorbestimmte Riemen, und er wurde daher, ich glaube zweimal binnen sechs Jahren, nachgespannt.

So ist die hohe Geschwindigkeit eines Riemens in Verbindung mit den damit bedingten großen Scheiben ein wesentlicher Factor für die Erreichung leichter und voll ausgenützter Riemen, die auch noch durch längere Dauerhaftigkeit und gleichmäßigeren widerstandsfreieren Gang den über kleine Scheiben laufenden langsameren Riemen hoch überlegen sind.

Aehnliche Betrachtungen gelten auch für Seile, bei welchen ich jedoch kurz bemerken will, dass ich Hanfseile hauptsächlich nur für die directe Kraftvertheilung, unmittelbar von der Schwungradwelle weg als vollberechtigt erachte. So lange aber eine Uebertragung, welche mehrfach nebeneinander liegende Seile beansprucht, nach jeder Hinsicht durch einen Riemen ersetzbar ist, erscheint mir der letztere als das bessere Transmissionsglied.

Der Riemen setzt auch einer hohen Umfangsgeschwindigkeit der Dampfmaschinenschwungräder heute noch ziemlich unbenützte und etwas fern scheinende Grenzen; er gestattet nicht nur noch eine Steigerung der Geschwindigkeit, sondern fordert dazu heraus.

Zahnräder.

Zahnräder werden für die Kraftübertragung von Dampfmaschinen weg nur mehr in Specialfällen verwendet. Kurz mag hier erwähnt sein, dass es für Zahnräder keine günstigste Geschwindigkeit gibt, sondern dass die Beanspruchung eines Zahnes auf Arbeitsübertragung von einer gewissen Grenze ab constant bleibt, wenn auch die Geschwindigkeit steigt, nachdem man die Materialspannung und den Druck per Millimeter Zahnbreite in gleichem Maße sinken lässt. 18·8 *m* Eingriffsgeschwindigkeit per Sec. habe ich aber selbst schon ausgeführt.

Neue Constructions-Materiale.

Da hohe Kolbengeschwindigkeit ein möglichst-geringes Gewicht der hin- und hergehenden Massen bedingt, so drängt sich die Frage auf, ob nicht ein anderes Material für die Construction der Bewegungstheile bester Dampfmaschinen herangezogen werden könnte als der heutige Stahl, und mit dem einem weiteren Ansteigen der Geschwindigkeit neue Bahn sich böte.

Leider ist der Ausblick aber trüb und noch ist kein Material gefunden, welches ihn mit Vortheil zu ersetzen vermöchte. Der Preis käme erst in zweiter oder dritter Linie in Betracht.

Aluminium hätte wohl mit Festigkeiten bis 27 Kilogr. per 1 *mm*² und genügender Elasticität ein specifisches Gewicht von nur 2·6 — 2·7. Ein drittel Gewicht bei halber Festigkeit wäre nun immerhin ein bedeutender Vorzug gegenüber dem

Stahl. Doch sinkt die Festigkeit des Aluminiums rasch mit einer steigenden Erwärmung und

bei	15°	100°	150°	200°	Temperatur beträgt
die Festigkeit	18	15	13	10	Kilogr. per 1 mm ² ,

wodurch das Material für Dampfmaschinen, insbesondere für solche mit hohem Anfangsdruck, unbrauchbar wird. Selbst eine Schubstange, welche probeweise hergestellt wurde, krümmte sich bald.

Aluminiumbronze ist bei 80 Theilen Kupfer noch spröde; bei 90 Theilen Kupfer scheint sie ein herrliches Metall zu sein, aber das specifische Gewicht von 7·65 bietet für unseren Standpunkt kein Interesse mehr dar.

Hartglas zeigt wohl Bruchfestigkeiten bis zu 8 Kilogr. (in einem Fall 10·9 Kilogr.) per 1 mm² bei einem Elasticitätsmodul von 7—8000. Das specifische Gewicht ist ~ 2·5. Ein sechstel Festigkeit bei $\frac{1}{3}$ Gewicht schließt aber auch dieses Material völlig von dem Mitbewerb (etwa für Kolbenkörper oder Kreuzköpfe) aus, so dass andauernd der Stahl als das geeignetste Material für die Herstellung der hin- und hergehenden Theile von Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit betrachtet werden muss.

Zusammenfassung.

Ueerblicken wir die vorhergehenden Untersuchungen, so gelangen wir zu folgenden Hauptergebnissen:

Eincylindermaschinen.

Bei den heutigen Dampfspannungen können unbeschadet der Güte der Maschinen viel höhere Kolbengeschwindigkeiten eingeführt werden, als es bis jetzt geschieht. Die größten Kolbengeschwindigkeiten, welche überhaupt verwendet werden können, sind den Tabellen I und II zu entnehmen.

Am gleichförmigsten arbeiten die Maschinen mit den Geschwindigkeiten und Füllungen der Tabellen III und IV.

Verbundmaschinen.

Die Receiver-Verbund- und Woolfmaschinen sind in Folge der einzel-arbeitenden Niederdruckseiten bereits heute nahe an den Grenzen ihrer zulässigen Geschwindigkeit angelangt.

Die Tandemmaschinen sind noch weiterer bedeutender Steigerungen der Kolbengeschwindigkeit fähig.

Allgemeines.

Hohe Kolbengeschwindigkeit bedingt hohen Dampfdruck und ein möglichst geringes Gewicht der hin- und hergehenden Theile. Es gibt kein besseres Material für diese als Stahl.

Die höchsten Kolbengeschwindigkeiten sind nur mit langem Hub erreichbar. Lange Schubstangen gestalten den Gang gleichförmiger und ermöglichen vollkommener Balanzirung als kurze Stangen.

Der Gang schnellgehender Maschinen darf nicht mit dem Einströmventil oder Drosselregulator, sondern nur durch verstellbare Expansion geregelt werden.

Die Dampfwege müssen desto weiter und kürzer werden, je schneller die Maschine gehen soll. Getrennte Steuerungen sind angezeigt.

Die richtige Dampfvertheilung erheischt die größte Aufmerksamkeit. Sie soll stets mit dem Indicator controlirt werden. Hohe Expansion und eine bemessene Compression sind nothwendig.

Das Balanzgewicht sichert die ruhige Auflage der Maschinen auf ihren Fundamenten. Stehende Maschinen bedürfen desselben aber erst bei sehr hohen Geschwindigkeiten.

Jede ohne Rücksicht auf die Massendrucke gepflogene Schwungradsberechnung ist falsch.

Die Umfangsgeschwindigkeit der Schwungräder kann bei Riemenübertragung noch steigen, steht aber für Hanfseile bereits an der Grenze.

Die steigende Geschwindigkeit muss von steigender Sorge in Entwurf und Ausführung begleitet sein; Herstellungen in Einem und Vergrößerung der Auflageflächen und Zapfen werden nöthig.

Mit der steigenden Geschwindigkeit und Expansion sinken die Kosten der Dampfmotoren.
