

Auch die aufgekeilte Kurbel gehört hieher, 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 Nachschmieren 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:

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

$$\text{mit } \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\pi}{16}} \sqrt{\frac{S}{p}} = 0.45 \sqrt{\frac{S}{p}} \quad \dots \quad (x)$$

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 mk 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 mk 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 mk 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:

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

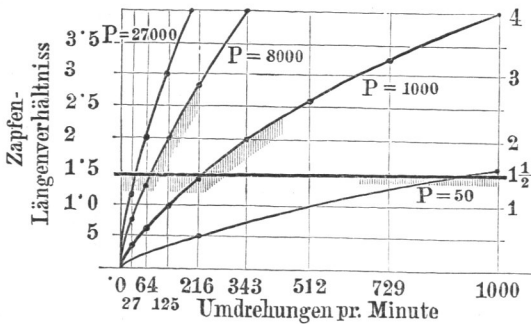
oder für $S = 5$ und die übrigen angenommenen Werthe $\varphi = \frac{1}{20}$ und $a = 1 \text{ m k per } 1 \text{ cm}^2$ ($10 \text{ mm Kil. per } 1 \text{ mm}^2$) und Secunde

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

Das Zapfenlängenverhältniss hat nach Auflagdruck und Abnutzarbeit 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 $m k$ per $1 cm^2$ und Sec.	
	Normal u.	sicher.	Normal u.	sicher.
		Grenze		Grenze
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.
