

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; $a = 2 \cdot 0 \text{ m k}$ werden hier selten überschritten. Die Kurbelzapfen sind aber, unter der Annahme dauernden Dampfdruckes und größter Geschwindigkeit, von $a = 2 \cdot 0$ bis $3 \cdot 6 \text{ m k}$ 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:

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

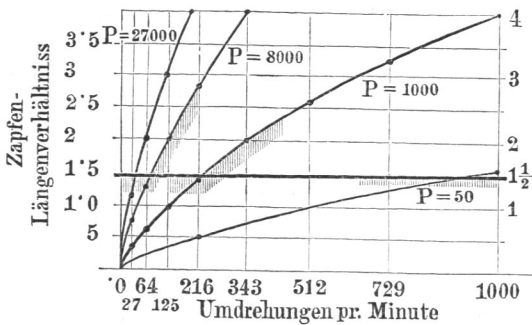
oder für $S = 5$ und die übrigen angenommenen Werthe $\varphi = \frac{1}{20}$ und $a = 1 \text{ m k per } 1 \text{ cm}^2$ ($10 \text{ mm Kil. per } 1 \text{ mm}^2$) und Secunde

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

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.