

## II. Kapitel.

# Triebwerke.

Bearbeitet von  
und

**H. Schellhaas,**

Maschinen-Ingenieur in Northwich.

**A. Krebs,**

Maschinen-Ingenieur in Wiesbaden.

(Hierzu Tafel VIII bis XIII und 45 Holzschnitte.)

In der Baupraxis tritt die Aufgabe der Übertragung und Verteilung der Triebkräfte von den Motoren nach entfernten Arbeitsmaschinen hin dem ausführenden Ingenieur unter den verschiedenartigsten maßgebenden Umständen entgegen, welche nicht selten, besonders bei Überwindung lokaler Schwierigkeiten, eigentümliche Leistungen des Maschinenbaues herausfordern. Rasche Montierung, bequeme Anpassung an örtliche Verhältnisse und Zuverlässigkeit des Betriebs sind wesentliche Bedingungen, die bei der Wahl der anzuwendenden Triebwerke im Auge zu behalten sind.

### A. Wellen- und Wellenleitungen.

**§ 1. Berechnung des Wellendurchmessers.** Als Material für Wellen dient Schmiedeeisen (Schweißeseisen) und Flufsstahl, insbesondere Bessemerstahl, während Holz nur noch bei alten Konstruktionen anzutreffen ist und Gufseisen seiner geringen Festigkeit und wenig zuverlässigen inneren Beschaffenheit halber sich namentlich für die rohe Praxis des Bauwesens wenig eignet und nur bei stationären Anlagen zu hohlen Wellen noch vorteilhaft Verwendung finden kann.

Die Berechnung der Wellen erfolgt in der Regel entweder auf Torsions- oder Drehfestigkeit oder auf zulässige Verdrehung. Die Beanspruchung auf Biegefestigkeit wird nur in besonderen Fällen, bei größerer Entfernung der Lager mit Rücksicht auf das eigene Gewicht, sowie auf dasjenige der auf den Wellen sitzenden Kupplungen und Räder, ferner mit Rücksicht auf die an letzteren auftretenden treibenden Kräfte, als Zahndrücke oder Riemenspannungen, in Rechnung gezogen.

In den nachfolgenden Rechnungen sind, wenn nicht ausdrücklich Anderes angegeben ist, der Centimeter und das Kilogramm als Maßeinheiten zu Grunde gelegt.

#### 1. Berechnung der Wellen auf Drehfestigkeit.

Es bezeichne:

$M_t$  das vermittelt der Welle zu übertragende Drehmoment in cmkg,

$J_p$  das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts,

$a$  die Entfernung des äußersten Querschnittselements von dem Schwerpunkte des Querschnitts in cm,

$N$  die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,  
 $n$  die Umdrehungszahl pro Minute,  
 $\mathcal{E}_t$  die Spannung in den äußersten Querschnittselementen in kg pro qcm,

so gilt: 
$$M_t = \frac{J_p}{a} \mathcal{E}_t .$$

Für die massive Welle vom Durchmesser  $d$  ist:

$$J_p = \frac{\pi}{32} d^4, \quad a = \frac{d}{2};$$

für die hohle Welle vom äußeren Durchmesser  $d_1$  und innerem Durchmesser  $d_0$  ist:

$$J_p = \frac{\pi}{32} (d_1^4 - d_0^4), \quad a = \frac{d_1}{2},$$

so daß sich ergibt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{massive Welle} \quad d = 1,7 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\mathcal{E}_t}} = 71 \sqrt[3]{\frac{N}{n} \frac{1}{\mathcal{E}_t}} \\ \text{hohle Welle} \quad d_1 = 1,7 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\mathcal{E}_t} \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4}} = 71 \sqrt[3]{\frac{N}{n} \frac{1}{\mathcal{E}_t} \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4}} \end{array} \right\} \dots 1.$$

Beide Querschnitte sind gleichwertig, d. h. mit gleicher Sicherheit gegen Zerdrehen für dasselbe Drehmoment geeignet, wenn

$$\frac{d_1}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4}}, \dots \dots \dots 2.$$

woraus sich berechnet:

$\frac{d_0}{d_1}$	=	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
$\frac{d_1}{d}$	=	1,43	1,19	1,10	1,05	1,02.

Bei größeren Dimensionen und ruhigem Gange der Wellen wird für Schmiedeeisen und Stahl  $\mathcal{E}_t \leq 500$  genommen, bei gewöhnlichen Transmissionswellen jedoch, die Erschütterungen ausgesetzt sind und deren Biegungsspannungen unberücksichtigt bleiben, wählt man

für Schmiedeeisen  $\mathcal{E}_t = 150$ , für Stahl  $\mathcal{E}_t = 200$ ,

sodafs zur Berechnung der Durchmesser solcher massiven Wellen gilt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeeisen} \quad d = 0,32 \sqrt[3]{M_t} = 13,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \\ \text{Stahl} \quad d = 0,29 \sqrt[3]{M_t} = 12,2 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 3.$$

Aus Obigem können auch ohne weiteres die Formeln zur Berechnung der Spannung  $\mathcal{E}_t$  bei gegebenem  $d$  und  $M_t$  bzw.  $\frac{N}{n}$  oder auch des zuzässigen Drehmomentes  $M_t$  bzw.  $\frac{N}{n}$  bei gegebenem  $d$  und  $\mathcal{E}_t$  gewonnen werden.

### 2. Berechnung der Wellen auf zulässige Verdrehung.

Nicht selten, besonders bei längeren Wellenleitungen soll der Winkel, um welchen die Welle verdreht wird, einen bestimmten Betrag nicht überschreiten. Bedeutet

- $L$  die Länge der Welle in cm,
- $\vartheta^\circ$  den Verdrehungswinkel pro cm Wellenlänge in Graden,
- $\Theta^\circ$  denjenigen für die ganze Wellenlänge,

$E$  den Elasticitätsmodul des Materiales in kg pro qcm,  
 $G = 0,4 E$  den Schubelasticitätsmodul, so ist:

$$\vartheta^0 = \frac{360}{2\pi} \frac{M_t}{J_p G}, \quad \Theta^0 = L \vartheta^0.$$

Wird für Schmiedeseisen und Stahl  $E = 2\,000\,000$ , somit  $G = 800\,000$ , gesetzt, so ergibt sich für die runde massive Welle eine spezifische Verdrehung von

$$\vartheta^0 = \frac{360}{2\pi} \frac{M_t}{\frac{\pi}{32} d^4 G} = 0,00073 \frac{M_t}{d^4} = 52 \frac{N}{n} \frac{1}{d^4} \dots \dots \dots 4.$$

und der Wellendurchmesser bei angenommenem Verdrehungswinkel:

$$d = \sqrt[4]{\frac{360}{2\pi} \frac{M_t}{\frac{\pi}{32} \vartheta^0 G}} = 0,164 \sqrt[4]{\frac{M_t}{\vartheta^0}} = 2,69 \sqrt[4]{\frac{N}{n} \frac{1}{\vartheta^0}} \dots \dots \dots 5.$$

Ein für Fabrikwellen brauchbarer Wert für den Verdrehungswinkel ist  $\vartheta^0 = \frac{1}{400}$ , so daß der Durchmesser massiver Wellen von Schmiedeseisen oder Stahl wird:

$$d = 0,735 \sqrt[4]{M_t} = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots 6.$$

Durch Vergleichung der Formeln 3 mit Formel 6 wird ersichtlich, daß aus der letzteren die größeren Werte erhalten werden, wenn

- bei Schmiedeseisenwellen  $d < 8,6$  oder  $\frac{N}{n} < 0,27$ ,
- bei Stahlwellen  $d < 11,4$  oder  $\frac{N}{n} < 0,82$ .

### 3. Berechnung der Wellen auf Drehungs- und Biegefestigkeit.

Wenn eine Welle auch biegender Kräfte unterworfen ist, welche nicht ohne erheblichen Fehler vernachlässigt werden können, muß die Berechnung der Wellenstärke nach den Regeln der zusammengesetzten Festigkeit erfolgen. Bezeichnet:

- $M_t$  das einen Querschnitt beanspruchende Drehungsmoment,
- $M_b$  das ebendasselbst wirkende Biegemoment,
- $M_i$  ein ideelles Biegemoment, welches beide ersetzt,
- $J$  das äquatoriale Trägheitsmoment des Querschnitts hinsichtlich der Schwerpunktsaxe,
- $a$  die Entfernung des äußersten Querschnittselementes von der neutralen Achse,
- ⊗ die resultierende Spannung in diesem äußersten Querschnittselement,

so gilt<sup>1)</sup>:  $M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_t^2} \dots \dots \dots 7.$

Als Annäherung für  $M_i$  erhält man bei Entwicklung des Wurzelausdrucks

$$\left. \begin{aligned} M_i &= M_b + \frac{1}{4} M_t \text{ wenn } M_b > M_t \\ M_i &= \frac{5}{8} (M_b + M_t) \text{ wenn } M_b < M_t \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 8.$$

Nach der Biegegleichung:

$$M_i = \frac{J}{a} \otimes \text{ wird für die massive Welle deren } \frac{J}{a} = \frac{\pi d^3}{32},$$

der Durchmesser:  $d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{\frac{\pi}{32} \otimes}} = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_i}{\otimes}} \dots \dots \dots 9.$

und für die hohle Welle, deren  $\frac{J}{a} = \frac{\pi}{32} d_1^3 \left(1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4\right),$

<sup>1)</sup> Grashof, Theorie der Elasticität und Festigkeit. II. Aufl. Berlin 1878. S. 216.

der äußere Durchmesser:  $d_1 = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_i}{\mathfrak{S}} \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4}} \dots \dots \dots 10.$

Für Schmiedeisen ist zulässig  $\mathfrak{S} = 400$ , für Stahl  $\mathfrak{S} = 600$  (vergl. S. 116), sodafs der Durchmesser der massiven Welle:

aus Schmiedeisen  $d = 0,29 \sqrt[3]{M_i}$  }  
 aus Stahl . . .  $d = 0,26 \sqrt[3]{M_i}$  } . . . . . 11.

Den längs der Welle auftretenden verschiedenen Momenten  $M_i$  entsprechen unter Voraussetzung gleicher Spannung bestimmte Durchmesser, deren Aufeinanderfolge einen Rotationskörper als Form gleicher Festigkeit ergibt. Annähernd an diese dient als praktische Ausführungsform die kegelförmige Gestaltung der einzelnen Wellenpartien zwischen den Belastungsstellen, wie dies bei geschmiedeten Wellen von größeren Durchmessern lohnend sein kann, oder es wird die Welle einfach cylindrisch hergestellt und der Durchmesser blofs für den gefährlichen Querschnitt, d. h. für das größte vorkommende ideelle Moment, berechnet, was bei Verwendung des vergleichsweise billigeren Walzeisens der gewöhnliche Fall ist.

Bei einer größeren Zahl von Belastungen empfiehlt sich statt der rechnerischen Bestimmung der angreifenden Momente das graphische Verfahren als übersichtlicher und rascher zum Ziele führend.

**4. Festigkeit der Wellen gegen Stöße.**

Wird eine rotierende Welle plötzlich durch eine starre Kupplung mit einer ruhenden Welle verbunden oder in ihrer Bewegung durch einen großen Widerstand gehemmt, so tritt ein Stoß auf, der mit einem Verlust an mechanischer Arbeit (Deformationsarbeit der Welle) verbunden ist. Es sei:

- A diese Verdrehungsarbeit für eine Welle vom Durchmesser  $d$ , der Länge  $l$  und dem Volumen  $V$ ,
- $A_1$  diejenige für eine solche vom Durchmesser  $d_1$ , der Länge  $l_1$  und dem Volumen  $V_1$ , endlich
- $A_2$  diejenige einer Welle vom Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$ , welche an einer Stelle auf die verhältnismäfsig geringe Länge  $l_1$  und auf den Durchmesser  $d_1$  abgedreht ist; dann gilt<sup>2)</sup>:

$A = \frac{\mathfrak{S}_t^2}{4G} V \dots \dots \dots 12.$

$A_1 = \frac{\mathfrak{S}_t^2}{4G} V_1 = \left(\frac{d_1}{d}\right)^2 A \dots \dots \dots 13.$

und annähernd:  $A_2 = \left(\frac{d_1}{d}\right)^6 A = \left(\frac{d_1}{d}\right)^4 A_1, \dots \dots \dots 14.$

demnach ist die Widerstandsfähigkeit gegen Stöße, nämlich das durch die maximale Torsionsspannung (Torsionsfestigkeit) beschränkte Vermögen der Umsetzung der lebendigen Kraft der rotierenden Massen in Deformationsarbeit, der an einer Stelle auf den Durchmesser  $d_1$  abgedrehten Welle im Verhältnis  $\left(\frac{d_1}{d}\right)^6$  kleiner, als die der ungeschwächten und sogar noch im Verhältnis  $\left(\frac{d_1}{d}\right)^4$  kleiner als diejenige einer Welle, die durchweg den geringeren Durchmesser  $d_1$  hat. Solche Verschwächungen, z. B. in Form eingedrehter Lagerstellen, sind also möglichst zu vermeiden.

**§ 2. Eigengewicht der Wellen und Abstand der Lager.** Bezeichnet:

- $g$  das Gewicht der Welle in kg pro cm Länge,
- $\gamma = 0,0078$  das Gewicht pro ccm Schmiedeisen oder Stahl,

so ist:  $g = \frac{\pi d^2}{4} \gamma.$

<sup>2)</sup> Grashof, Theorie der Elasticität und Festigkeit. II. Aufl. S. 395.

Unter Berücksichtigung der Gleichungen 1 und 3 findet sich das Eigengewicht einer mit bestimmter Spannung  $\mathcal{S}_t$  beanspruchten Welle zu

$$g = 0,018 \sqrt[3]{\left(\frac{M_t}{\mathcal{S}_t}\right)^2} = 31,27 \sqrt[3]{\left(\frac{N}{n \mathcal{S}_t}\right)^2}$$

also für  $\mathcal{S}_t = 150$   $g = 0,00064 \sqrt[3]{M_t^2} = 1,11 \sqrt[3]{\left(\frac{N}{n}\right)^2}$

und für  $\mathcal{S}_t = 200$   $g = 0,00053 \sqrt[3]{M_t^2} = 0,91 \sqrt[3]{\left(\frac{N}{n}\right)^2}$  } . . . 15.

Mit Benutzung der Gleichungen 5 und 6 wird für ein gegebenes  $\mathfrak{d}^0$ :

$$g = 0,000165 \sqrt{\frac{M_t}{\mathfrak{d}^0}} = 0,044 \sqrt{\frac{N}{n \mathfrak{d}}}$$

also für  $\mathfrak{d} = \frac{1}{400}$   $g = 0,0033 \sqrt{M_t} = 0,88 \sqrt{\frac{N}{n}}$  } . . . . 16.

Die Beanspruchung auf Biegezugfestigkeit durch das Eigengewicht läßt sich nur dann mit Sicherheit bestimmen, wenn die Welle in 2 Lagern ruht.

Bedeutet für diesen Fall

$l$  die Entfernung der an den Wellenenden befindlichen Lager in cm,

$\mathcal{S}_b$  die Biegezugspannung infolge des Eigengewichts,

so wird das Maximalbiegemoment:

$$M_b = \frac{g l^2}{8} = \frac{\pi d^3}{32} \mathcal{S}$$

$g = \frac{\pi d^2}{4} \gamma$  eingesetzt, bestimmt sich die Biegezugspannung:

$$\mathcal{S}_b = \frac{l^2}{d} \gamma = 0,0078 \frac{l^2}{d} . . . . . 17.$$

Nimmt man für alle Wellen  $\frac{l^2}{d}$  konstant, so wird somit auch die Spannung  $\mathcal{S}_b$  konstant. Nach H. Fischer kann praktisch  $\mathcal{S}_b = 125$ , also  $\frac{l^2}{d} = 16000$  gesetzt werden, woraus sich bei gegebenem  $d$  folgende Lagerabstände berechnen:

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	cm
$l =$	220	250	280	310	335	360	380	400	cm.

**§ 3. Die Zapfen** erfahren durch die sie belastenden Kräfte entweder vorwiegend eine zu ihrer Axe senkrechte Pressung, — dann heißen dieselben Tragzapfen, — oder sie empfangen den Druck hauptsächlich in der Richtung der Axe, — dann nennt man sie Stützzapfen. Befindet sich im ersten Falle der Zapfen am Wellenende, so heißt er Stirnzapfen, sonst Halszapfen. Der am Wellenende befindliche Stützzapfen wird Spurzapfen, der an einer beliebigen Stelle der Welle aus einem oder mehreren Ringen gebildete Zapfen hingegen Ring- oder Kammzapfen genannt. Die Berechnung der Zapfen<sup>3)</sup> erfolgt:

1. nach Festigkeit,
2. nach dem zwischen Lager und Zapfen auftretenden größten Druck pro Flächeneinheit, welcher zur Verhütung zu starker Reibung und Anfrassens der Materialien noch statthaft ist,
3. nach der erforderlichen Dauerhaftigkeit bzw. zulässigen Abnutzung der Zapfen.

<sup>3)</sup> Nach Grove, Berechnung der Trag- und Stützzapfen auf gemeinsamer Grundlage. Mitt. d. Gewb.-Ver. f. Hannover 1876. S. 270 und Maschinenb. 1879, S. 212.

Für den gefährlichen Querschnitt  $AB$  des **Stirnzapfens**, Fig. 1, welcher durch die seiner Länge nach gleichförmig verteilte Kraft  $P$  belastet ist und durch dieselbe mit einer Maximalbiegungsspannung  $\mathcal{S}$  beansprucht wird, gilt:

$$P \frac{l}{2} = \frac{J}{a} \mathcal{S} = \frac{\pi}{32} d^3 \mathcal{S}, \text{ somit}$$

$$d = 2,26 \sqrt{\frac{P}{\mathcal{S}} \frac{l}{d}} \dots \dots \dots 18.$$

Das Längenverhältnis  $\frac{l}{d}$  bestimmt sich nach den unter 2. und 3. aufgestellten Gesichtspunkten. Nach Reye, Grashof<sup>4)</sup>, Grove bestimmt sich der Maximalauflagerdruck  $p$  pro qcm zwischen den reibenden Flächen unter der für alle Zapfen gültigen Voraussetzung, dafs die Gröfse der Abnutzung in der Richtung des Zapfendruckes gemessen für alle Punkte des Zapfens die gleiche ist:

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{P}{dl} \dots \dots \dots 19.$$

Aus den beiden letzten Formeln findet sich:

$$\frac{l}{d} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\mathcal{S}}{p}} \dots \dots \dots 20.$$

Der Druck  $p$  darf wegen der Erhaltung des Schmiermaterials zwischen Lager und Zapfen eine vom Materiale, seiner Bearbeitung und der Ölung abhängige Gröfse nicht überschreiten, welche erfahrungsgemäfs beträgt:

für Schmiedeeisen  $p = 64$  für Stahl  $p = 100$ .

Die Spannung  $\mathcal{S}$  ist zu nehmen:

für Schmiedeeisen  $\mathcal{S} = 500$  für Stahl  $\mathcal{S} = 800$ ,

sodafs sich zur Berechnung der Zapfen ergibt:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeeisen } \frac{l}{d} = 1,4 \quad d = 0,12 \sqrt{P} \\ \text{Stahl } \frac{l}{d} = 1,4 \quad d = 0,095 \sqrt{P} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 21.$$

Hinsichtlich der Abnutzung hat Grove nachgewiesen, dafs alle Zapfen desselben Materiales und anfänglich gleicher Spannung, doch von beliebigem Durchmesser, gleich lange brauchbar bleiben, d. h. nach derselben Betriebszeit noch gleiche Bruchsicherheit bieten, wenn  $pn$  konstant ist, wobei  $n$  die Umdrehungszahl pro Minute bezeichnet.

Nach bewährten Ausführungen ist für

Schmiedeeisen  $pn = 6400$  Stahl  $pn = 10000$

in die Gleichungen 19 und 20 einzusetzen, wodurch sich für

$$\left. \begin{array}{l} \text{Schmiedeeisen und Stahl findet } \frac{l}{d} = 0,14 \sqrt{n} \\ \text{dann speziell für Schmiedeeisen } d = 0,10 \sqrt{P \frac{l}{d}} \\ \text{und Stahl } d = 0,08 \sqrt{P \frac{l}{d}} \end{array} \right\} \dots \dots \dots 22.$$

<sup>4)</sup> Th. Reye, Zur Theorie der Zapfenreibung. Civiling. 1860. S. 235. — Grashof, Referat über vorstehende Abhandlung. Zeitschr. des Ver. Deutsch. Ing. 1861. S. 200. — Grashof, Theor. Maschinenlehre. 2. Bd. S. 248.

Für  $n < 100$  gelten die Gl. 21 und für  $n > 100$  die Gl. 22.

Bei der Bestimmung von  $\frac{l}{d}$  genügen die Abstufungen der folgenden Tabelle, der auch die Werte des Maximalauflagerdrucks beigelegt sind.

$n$ bis	100	115	156	204	258	318	386	460	625	816
$\frac{l}{d}$	1,4	1,5	1,75	2	2,25	2,5	2,75	3	3,5	4
Schmiedeeisen $p$	64	56	40	31	25	20	17	14	10	8
Stahl $p$	100	88	65	50	39	32	26	22	16	12

Für nicht dauernd laufende Zapfen, wie z. B. bei Kranen, läßt sich nehmen:

$$\frac{l}{d} = 1 \text{ bis } 1,5.$$

Gegen Kräfte in axialer Richtung werden die Stirnzapfen in der Regel mit einem Anlauf (Bund) etwa von der Höhe  $e = 0,3 + 0,07 d$  versehen; bei größeren Kräften ist derselbe als Ringzapfen zu berechnen.

Der Durchmesser der Halszapfen, Fig. 2, ist gleich dem der Welle, seine Länge  $l$  berechnet sich nach dem zulässigen Flächendruck bei

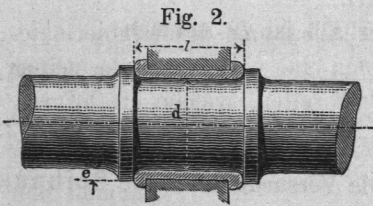


Fig. 2.

$$\left. \begin{array}{l} n < 100 \text{ für Schmiedeeisen } l = \frac{P}{50 d} \\ \text{für Stahl } l = \frac{P}{78,5 d} \end{array} \right\} \dots 23.$$

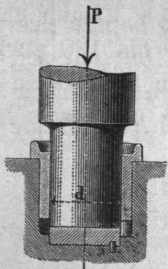
und nach Abnutzung für

$$\left. \begin{array}{l} n > 100 \text{ für Schmiedeeisen } l = \frac{P n}{5000 d} \\ \text{für Stahl } l = \frac{P n}{7800 d} \end{array} \right\} \dots 24.$$

Diese Formeln ergeben Minimalwerte von  $l$  und kann letzteres beliebig vergrößert werden, wodurch geringere Abnutzung und Erwärmung eintreten, ohne Vergrößerung der Reibungsarbeit und Verringerung der Festigkeit.

Bei den Spurzapfen, Fig. 3, nimmt der spezifische Flächendruck gegen die Zapfenmitte zu und beträgt sein Minimum am Umfange:

Fig. 3.



$$p = 2 \frac{P}{\pi d^2} \dots 25.$$

Hieraus wird der Zapfendurchmesser für  $n < 100$

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schmiedeeisen auf Bronze bei } p = \frac{64}{\pi} \quad d = 0,18 \sqrt{P} \\ \text{für Stahl auf Bronze bei } p = \frac{100}{\pi} \quad d = 0,14 \sqrt{P} \end{array} \right\} \dots 26.$$

Für nicht dauernd laufende Zapfen kann der Durchmesser  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{4}$  dieser Werte genommen werden.

Für  $n > 100$  wird:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schmiedeeisen auf Bronze } p n = \frac{6400}{\pi} \quad d = 0,018 \sqrt{P n} \\ \text{für Stahl auf Bronze } p n = \frac{10000}{\pi} \quad d = 0,014 \sqrt{P n} \\ \text{für Stahl auf Stahl } p n = \frac{20000}{\pi} \quad d = 0,010 \sqrt{P n} \\ \text{mit sorgfältiger Ölung} \\ \text{Eisen oder Stahl auf Pockholz} \\ \text{mit Wasserdurchfluß } p n = \frac{15000}{\pi} \quad d = 0,012 \sqrt{P n} \end{array} \right\} \dots 27.$$

Für Kammzapfen, siehe Fig. 4 u. 5, nimmt man zweckmäßig:

$$\left. \begin{aligned} b &= h = 0,3 + 0,7 \sqrt{d} \\ h_1 &= 1,25 b \text{ bis } 1,5 b \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 28.$$

Bei einem mittleren Ringdurchmesser  $D = \frac{d+d_1}{2}$  und einem auf der ganzen Ringfläche annähernd gleichen Flächendruck  $p$  ergibt sich die Anzahl der Ringe:

Fig. 4.

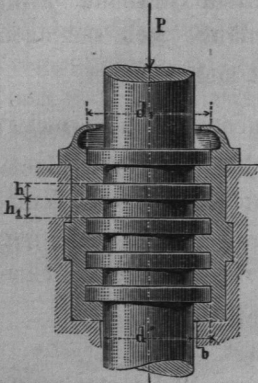
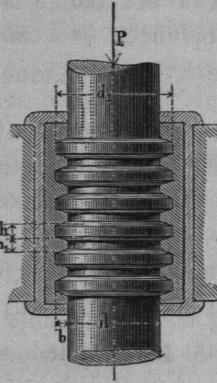


Fig. 5.



$$i = \frac{P}{\pi D b p} \dots \dots \dots 29.$$

Zur Erzielung gleicher Dauerhaftigkeit für Spur- und Kammzapfen ist für schmiedeiserne Ringe in Kompositionslagern zu nehmen:

$$p n = \frac{5000}{\pi} \frac{h}{D}, \dots \dots \dots 30.$$

wobei aber  $p$  den für Spurzapfen gültigen Wert  $p = \frac{64}{\pi}$  nicht überschreiten darf.

Deshalb ist zu nehmen:

$$\text{für } n > 78 \frac{h}{D} \quad i = \frac{P n}{5000 b h} \dots \dots \dots 31.$$

$$\text{für } n < 78 \frac{h}{D} \quad i = \frac{P}{64 b D} \dots \dots \dots 32.$$

§ 4. Zapfenreibung und Effektverlust.<sup>5)</sup> Die Versuche über die Reibung der Tragzapfen<sup>6)</sup> haben sehr verschiedene Resultate ergeben.

Wird  $M_t = f P \frac{d}{2}$  gesetzt und

mit  $p = \frac{P}{d l}$  der mittlere spezifische Zapfendruck bezeichnet,

so giebt Morin  $f = 0,06$  bis  $0,08$ .

Waltjen und Rühlmann fanden  $f = 0,01$  bis  $0,04$  mit bedeutender Abhängigkeit von der Geschwindigkeit  $v$ . Kirchweger fand für Zapfen von Eisenbahnwagenaxen  $f = 0,01$  bis  $0,014$  unabhängig von  $v$  und für  $p = 20$  bis  $120$  auch unabhängig von  $p$ . Die neuesten Versuche von Prof. Thurston in Hoboken<sup>7)</sup> ergaben  $f$  abhängig von Geschwindigkeit, Pressung und Temperatur und zwar in folgender Weise:

$v = 0,762 \text{ m} = \text{Konst.}$	$0,508 \text{ bis } 1,096 \text{ m}$	variabel
$p = 7 \text{ kg bis } 50 \text{ kg}$	$14,06 \text{ kg} = \text{Konst.}$	variabel
$f = \frac{\alpha}{\sqrt{p}}$	$\beta \sqrt[5]{v}$	$\gamma \frac{\sqrt[5]{v}}{\sqrt{p}}$

Für Schmierung mit gutem Walratöl ergaben sich die Konstanten zu:

$$\alpha = 0,027 \quad \beta = 0,0043 \quad \gamma = 0,015 \text{ bis } 0,023.$$

<sup>5)</sup> Bezüglich der theoretischen Bestimmung der Reibungsarbeit bei Trag- und Stützzapfen mag besonders auf die genannten Arbeiten von Grashof und Reye verwiesen werden. Die zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten dienenden Apparate siehe F. Fischer, Über die Untersuchung von Schmierölen. Dingl. polyt. Journ. 1880 II. S. 487, mit Litteraturangaben.

<sup>6)</sup> Grashof, Theor. Maschinenlehre. 2. Bd. S. 260.

<sup>7)</sup> Thurston, Friction and Lubrication. Determinations of the laws and coefficients of friction etc. New-York 1879. — Judenfeind-Hülse, Über die Reibung an geschmierten Zapfen und über die Gesetze derselben. Referat mit Litteraturangaben. Civiling. 1879. S. 482.



Die theoretische Bestimmung des Reibungsmomentes  $M_r$  ergibt für eingelaufene

$$\text{cylindrische Tragzapfen} \quad M_r = \frac{4}{\pi} f P \frac{d}{2}$$

$$\text{ebenflächige Spurzapfen} \quad M_r = \frac{1}{2} f P \frac{d}{2}$$

$$\text{„ Ringzapfen} \quad M_r = \frac{1}{2} f P \frac{d+d_1}{2} .$$

Das der Drehung einer Welle von der Länge  $L$  und dem Gewichte  $g$  pro em Länge plus  $g_1$  der zugehörigen Kupplungen pro em Wellenlänge sich entgegengesetzende Reibungsmoment:  $M_r = (g + g_1) L f \frac{d}{2}$

im Verhältnis zu dem in die Welle eingeleiteten treibenden Momente (nach Formel 1):

$$M_t = 0,196 d^3 \mathfrak{E}_t$$

ergibt als relativen Effektverlust:

$$\varepsilon = \frac{M_r}{M_t} \quad \text{oder als Wirkungsgrad der Wellenleitung:}$$

$$\eta = 1 - \varepsilon,$$

sodafs das am Ende der Wellenleitung noch disponible Moment:

$$M_o = M_t - M_r = \eta M_t \quad \text{beträgt.}$$

Das Gewicht der Kupplungen kann bei 5 bis 6 m langen Wellenstücken zu 25 bis 30% des Wellengewichtes veranschlagt, im Mittel zu  $g_1 = 0,28 g$ , der Zapfenreibungskoeffizient  $f = 0,08$  gesetzt werden, so dafs

$$M_r = 0,000314 d^3 L,$$

und demnach:

$$\varepsilon = 0,0016 \frac{L}{\mathfrak{E}_t}, \quad \dots \dots \dots 33.$$

d. h. der relative Arbeitsverlust bei den auf Drehungsfestigkeit berechneten Wellen ist von  $N$  und  $n$  unabhängig. Für 100 m Wellenlänge gehen bei einer schmiedeisernen Welle, berechnet nach  $\mathfrak{E}_t = 150$ , ca. 11%, bei einer stählernen Welle bei  $\mathfrak{E}_t = 200$  8% der eingeleiteten Arbeit durch Zapfenreibung verloren.

**§ 5. Material und Konstruktion der Wellen.** Wenn auch das geschmiedete Eisen seiner gröfseren Festigkeit wegen dem gewalzten vorzuziehen ist, so verwendet man doch des geringeren Preises halber zu den Transmissionswellen fast ausschliesslich gewalztes Rundeisen, das von den Walzwerken in Durchmesser bis 20 cm und mehr und in Längen von ca. 6,5 m geliefert wird. In den letzten Jahrzehnten hat in Amerika auch das von Jones & Laughlins in Pittsburg hergestellte kaltgewalzte Eisen Anwendung für Transmissionswellen gefunden. Die Herstellung beginnt mit dem Warmwalzen der Stäbe nahezu bis zur richtigen Dicke, dann folgt das Geraderichten, das Blankbeizen mit verdünnter Schwefelsäure, das Reinigen und Trocknen und endlich das Fertigwalzen in kaltem Zustande bei 30- bis 40maligem Durchgehen durch die gleichen Walzenkaliber.

Schon 1859 zeigte Fairbairn durch Versuche, dafs die Festigkeit des Schmiedeisens durch Kaltwalzen um 50% erhöht werde. Die neuesten 1877 angestellten Versuche von Thurston<sup>8)</sup> ergaben folgende Vorzüge dieses Materials:

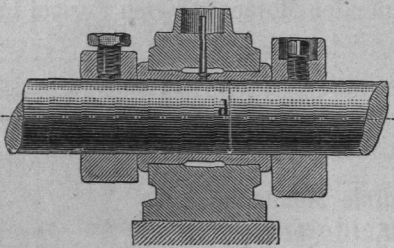
1. Vermehrung der Zugfestigkeit um 25% bis 40%, der Biegezugfestigkeit um 50% bis 80%,
2. Erhöhung der Elastizitätsgrenze um 80% bis 125%,
3. glatte, glänzende, oxydfreie Oberfläche,

<sup>8)</sup> Knoke, Neuere Festigkeitsuntersuchungen des technol. Instituts zu Hoboken. Civiling. 1879. S 541.

4. gleichmäßige Dicke, so daß das sonst gebräuchliche Abdrehen der Wellen in der Regel wegfällt,
5. dementsprechend geringere Abnutzung der Werkzeuge bei einer allenfallsigen Bearbeitung.

Seit einiger Zeit werden von der Kirkstallforge Comp. in Leeds (England) auch warm vorgewalztes und bei dunkler Rotglut fertig gewalztes Rundeisen und Stahl in Dicken von 2 bis 17 cm hergestellt. Die Festigkeit soll auch hier um ca. 20% erhöht und das Fabrikat so genau sein, daß die Wellen nicht abgedreht zu werden brauchen.

Fig. 6.



Gegen Seitenverschiebungen der Wellen dienen Anläufe oder Stellringe. Für lange Transmissionswellen sind Stellringe vorzuziehen, weil durchgehend glatt cylindrische Wellen billiger sind und bequemere Montierung ermöglichen. Die meist schmiedeisernen Ringe werden durch Stellschrauben, welche mit Spitzen oder ringförmigen Schneiden in die Welle eingreifen, befestigt, siehe Fig. 6.

Versenkte Schrauben sind der Gefahrlosigkeit wegen vorzuziehen.

Ein langer Wellenstrang, dessen einzelne Wellen fest mit einander verbunden sind, darf nur an einer Stelle mit Stellringen oder Anläufen versehen sein, um die durch den Temperaturwechsel hervorgerufenen Ausdehnungen und Zusammenziehungen ungehindert zu gestatten. Wird die Kraft durch Kegelräder ein- oder ausgeleitet, so muß jedenfalls die Stelle, an der dies geschieht, für die Anbringung der Stellringe gewählt werden, um eine Störung des Radeingriffs zu verhüten. Sind mehrere solche Stellen vorhanden, so muß die Wellenleitung entsprechend geteilt und die Beweglichkeit durch längsbewegliche, sogenannte Expansionskupplungen hergestellt werden.

Die Geschwindigkeit der Transmissionswellen ist in gewissem Grade durch die Geschwindigkeit der von ihnen betriebenen Arbeitsmaschinen bedingt. Hat man die Wahl, so wird man zu möglichst hohen Umdrehungszahlen greifen, um leichte Wellen, also entsprechend billige Anlagen zu erhalten.

Man nimmt für Wellen zum Betriebe von Werkzeugmaschinen in Maschinenfabriken

in Europa $n \cong 100$ ,	in Amerika $n = 120-200$ ,
---------------------------	----------------------------

Holzbearbeitungsmaschinen

in Europa $n = 150-200$ ,	in Amerika $n = 250-300$ .
---------------------------	----------------------------

In Spinnereien und Webereien geht man in Amerika bis 400 und 600 Umdrehungen pro Minute.

### Besondere Wellen-Konstruktionen.

Hohle schmiedeiserne und gusseiserne Wellen. Sellers & Comp. in Philadelphia führten 1855 eine aus schmiedeisernen Röhren von 6,4 cm innerem und 7 cm äußerem Durchmesser bestehende Transmission aus, die aus je 5,8 m langen Stücken bestand, welche so in einander geschraubt waren, daß eine glatte Außenseite erzielt wurde. Die minutliche Umdrehungszahl betrug 400; die Lager waren 2,75 m entfernt. Bei anderen derartigen Rohrwellen ging man bis 600 Touren. Dies System erwies sich jedoch zu teuer, um allgemeinen Eingang zu finden. Aus Gasröhren gebildete Wellen zur Übertragung kleinerer Kräfte sind auch bei uns anzutreffen. Gleichfalls in Amerika finden sich auch hohle gusseiserne Transmissions-



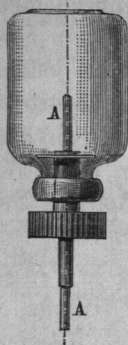
Das gebräuchlichste Lagermetall ist der Rotguß, und eignet sich eine Komposition aus: 83 Kupfer, 4 Zink, 9 Zinn und 4 Blei als weichere oder 82 „ 8 „ 10 „ als härtere Legierung, erstere für geringere, letztere für größere spezifische Lagerpressung. Billiger ist der Weißguß (empfehlenswerte Komposition: 8 Kupfer, 80 Zinn und 12 Antimon). Dieses leichtflüssige und wenig schwindende Metall kann direkt in das Lager um den Zapfen gegossen und ohne weitere Bearbeitung benutzt werden. Der Zapfen wird durch das weiche Material geschont, das letztere nützt sich aber auch rascher ab und schmilzt leicht bei Unterbrechung der Schmierung.

Gehärteter Stahl wird hauptsächlich bei Spurlagern für Stahlzapfen zu den Spurplatten benutzt.

Holz (Pockholz, auch Weißbuchenholz) ist besonders für unter Wasser laufende Zapfen vorteilhaft in Verwendung, indem hierbei die Schmierung durch Wasser genügt.

Bei den zur Schmierung nötigen Apparaten<sup>11)</sup> ist die Erfüllung der Bedingung anzustreben, daß das Schmiermaterial zu allen reibenden Teilen des Zapfens gelangt und die Zuführung der Schmiere in dem Maße erfolgt, wie das Schmiermittel verbraucht wird.

Fig. 11.



Das gebräuchlichste Mittel für kontinuierliche Schmierung, namentlich bei großen und schwer belasteten Zapfen, ist der Docht; bei kleineren, leichter gehenden Zapfen werden die Lieuvain'schen Nadel-schmiergläser, siehe beistehende Fig. 11, verwendet. Der im Glase befindliche Metallstift *A* ruht frei auf der zu öhlenden Welle, gerät bei Bewegung derselben in leichte Vibrationen und führt dadurch das Öl tropfenweise nach Maßgabe der Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle herunter. Bei Stillstand der Welle hört die Schmierung auf. Je größer der Flächendruck, um so konsistenter soll die Schmiere sein. Am gebräuchlichsten sind die nicht verharzenden Mineralöle und unter den vegetabilischen Ölen besonders das ungereinigte Rüböl.<sup>12)</sup> In neuester Zeit kommen auch selbstschmierende Lagerkompositionen „Karbon“ oder „Metaline“ genannt, in Aufnahme, welche in Bronzelager eingebettet werden und keinerlei Schmiermaterial bedürfen.

### 1. Traglager.

Fig. 1 bis 3, Taf. VIII, stellen das gewöhnliche Stehlager mit Grundplatte dar. Die zweiteilige Lagerschale ist mit Arbeitsleisten in den Lagerkörper eingepaßt, durch seitliche Ränder gegen Herausschieben geschützt und durch Zapfen an der

<sup>11)</sup> Über selbstschmierende Lager siehe: Wiebe, Lehre von den einfachen Maschinenteilen. Berlin 1860. Bd. II. S. 297. — Armengaud, Vignole des Mécaniciens. Paris 1863. S. 233. — Prakt. Maschinenkonstr. 1869. S. 242 (Piret); 1874. S. 66. Taf. 20; 1879. Skizzenbl. 18. S. 173; S. 227 (Patrick). — Engng. 1870 I. S. 459 (Boudin & Varlet). — Revue industr. 1878. S. 480 (Hignette).

Selbstthätige Schmierapparate: Prakt. Maschinenkonstr. 1869. S. 78 (Lieuvain); 1872. S. 239. (Shaw). — De la Coux, Graisseur perfectionné. Revue industr. 1876. S. 472. — Tyne, Graisse thermoscopique. Revue industr. 1877. S. 480. — Paulson, Pulsating lubricator. Engng. 1878. II. S. 295. — Rosenkranz, Über Schmiervorrichtungen. Zeitschr. des Ver. Deutsch. Ing. 1880. S. 490. — Appareils lubrificateurs de divers systèmes, appliqués au transmission de mouvement et aux organes de machines par M. M. de la Coux, Musard, Courcier, Tyne, Rous, Legat, Florio, Leroy, Delettretz, Millet, Saurel etc. Armengaud. Publ. ind. 1880 (Vol. 26). S. 529. Taf. 45 u. 46.

<sup>12)</sup> Apparate und Maschinen zur Wertbestimmung der Schmiermittel. Prakt. Masch.-Konstr. 1878. S. 392. Mit Abbild. Vergl. auch Fußnote 5 S. 122.

Drehung verhindert. Das ablaufende Öl wird durch die zu beiden Seiten des Lagerfusses angegossenen Ölbecken aufgefangen.

Verschiedene Lagerschalenformen zeigen Fig. 18 bis 27, Taf. VIII. Schalendicke  $e = 0,3 + 0,07 d$ . Die Lager sind so anzuordnen, daß der Druck entweder in den Lagerrumpf oder in den Deckel, nicht aber in die Fuge fällt. Ändert der Lagerdruck seine Richtung, wie dies bei Kurbellagern von Dampfmaschinen der Fall ist, so macht man die Lagerschalen behufs Ermöglichung richtiger Nachstellung mehrteilig, siehe Fig. 12 bis 14, Taf. VIII.

Um bei längeren Transmissionswellen unregelmäßige Bewegungen derselben und unrichtige Stellung der Lager möglichst unschädlich zu machen, wurde von W. Sellers & Co. in Philadelphia eine Lagerkonstruktion mit in einem Kugelgelenk beweglichen, zweiteiligen gußeisernen Lagerschalen, welche eine Länge gleich dem vierfachen Zapfendurchmesser erhalten, eingeführt<sup>18)</sup>, siehe Fig. 4—6, Taf. VIII. Die Abnutzung fällt infolge des geringen Flächendruckes so klein aus, daß jede Nachstellung überflüssig ist. Die Schmierung erfolgt von der Mitte aus durch Öl. In die beiden, an den Schalenenden befindlichen Becken wird ein konsistentes Gemisch von Öl und Talg eingelegt, welches bei etwaigem Warmlaufen der Zapfen schmilzt und dem Anfressen vorbeugt.

Soll eine Welle unter der Decke des Arbeitsraumes hinlaufen, so wird sie durch Hängelager gehalten, für welche in den Fig. 56 bis 62 Typen dargestellt sind. Die beschriebenen Sellers'schen Kugellager finden auch bei Hängelagern zweckmäßige Anwendung, vergl. Fig. 58 bis 60.

## 2. Fufs- oder Spurlager.

Neben den vertikalen Pressungen sind die Spurzapfen meistens noch seitlichen Kräften ausgesetzt, zu deren Aufnahme das Spurlager als Büchse ausgeführt wird. Fig. 7 u. 8, Taf. VIII, zeigen ein für stehende Welle geeignetes Fufslager. Der Zapfen, welcher mit einer konisch eingesetzten harten Stahlscheibe versehen ist, läuft auf einer losen Rotgufsscheibe, welche selbst wieder auf einer an der Drehung verhinderten Stahlspurplatte rotieren kann. Die Rotgufsscheibe bietet eine Reserve, indem entweder die obere oder die untere Fläche, oder auch beide zugleich Laufflächen sein können. Damit sich die Laufflächen stets vollständig berühren, auch dann, wenn die Zapfenaxe etwas schief steht, wird das untere Ende der festgehaltenen Spurplatte kugelig gebildet. An sämtlichen Laufflächen sind Schmiernuten angebracht.

Wie das Stehlager ruht auch das Fufslager auf einer besonderen Grundplatte. Es ist von Wichtigkeit, daß die Spurplatte behufs Revision der Laufflächen bequem heraus genommen werden kann, was bei dem in Fig. 7 u. 8 dargestellten Spurlager, welches Herausheben der Welle erfordert, nicht der Fall ist. Eine in dieser Hinsicht bessere Konstruktion zeigen Fig. 9 bis 11, Taf. VIII. Lagerkörper wie Schale sind zweiteilig; der Spurtopf von Rotgufs, mit Weißmetall ausgegossen, ruht auf einer Zwischenplatte, deren Höhe etwas größer ist als die des Spurtopfrandes, und ist zwischen vier Knaggen der Fundamentplatte festgekeilt, von denen eine abgenommen werden kann. Wird die Welle nur um einige Millimeter gehoben, so kann nach Entfernung dieser Knagge die Zwischenplatte und dann der Spurtopf herausgenommen werden.

<sup>18)</sup> Auch in Deutschland hergestellt durch die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktiengesellschaft Berlin-Moabit und Dessau. Vergl. auch: Types de Paliers Américains. Annales industr. 1872. Taf. 65 bis 67. Ferner L e m a n, Konstruktionsverhältnisse der Sellers'schen Lager. Verh. des Ver. zur Bef. des Gewfl. in Preußen 1876. S. 89.

§ 7. Lagerstühle werden erforderlich, wenn die Lager in irgend welchen Abständen von der Befestigungsbasis, dem Steinfundament oder Balkenwerk, zu tragen sind oder wenn zwischen mehreren zu einem Triebwerk gehörigen Lagern ein genauer Zusammenhang gesichert werden soll. Bei Konstruktion der Lagerstühle ist zu beachten, daß

1. die Lager möglichst nahe an vorhandene Zahnräder kommen;
2. die Lagerstühle das Entfernen der Lager behufs deren Revision bequem gestatten, und
3. die Zapfenkräfte normal zur Sitzebene des Lagers und zwar thunlichst als Druckkräfte auftreten.

Fig. 38 bis 40, Taf. VIII, zeigen einen Wandlagerstuhl in Hohlgußform. Von der vertikalen durchlaufenden Welle wird mittelst Zahnräder an drei horizontale Wellen Kraft abgegeben. Fig. 41 u. 42 stellen einen doppelten Konsollagerstuhl und Fig. 53 bis 55 einen Brückenlagerstuhl dar, wie solche besonders bei Turbinenanlagen Verwendung finden.

Über Lager und Lagerstühle finden sich speziellere Angaben und Konstruktionen vor in:

Moll und Reuleaux, Konstruktionslehre für den Maschinenbau. Braunschweig 1854.  
Reuleaux, Konstrukteur. 3. Aufl. Braunschweig 1869.

v. Reiche, Maschinenfabrikation. 2. Aufl. Leipzig 1876.

Grove, Einfache Maschinenteile. Hannover 1882.

Eine sehr reichhaltige Zusammenstellung findet sich in:

Prakt. Maschin-Konstr. 1873, 1874, 1875 u. 1876 „Die Konstruktion der Triebwerke“ mit vielen Abbildungen, Tabellen u. s. f.

§ 8. Kupplungen. Die Verbindung von Wellen, deren Länge mit Rücksicht auf Fabrikation, Transport und bequeme Montierung in der Regel 5 bis 6 m nicht überschreitet, zu Wellenleitungen geschieht durch Kupplungen, die nach Bedürfnis als feste oder bewegliche konstruiert oder auch lösbar als Ausrückungen eingerichtet werden können. Eine besondere Art bilden noch die nur in einem bestimmten Drehsinn wirkenden sogenannten Motorenkupplungen, mittelst welcher die Transmission von mehreren Umtriebsmaschinen gemeinsam betrieben wird.

Feste Kupplungen bilden gewöhnlich die Verbindung festgelagerter Triebwellen, deren Drehaxen genau zusammenfallen. Dieselben sollen genügend stark und doch leicht sein, das Zusammenfallen der Wellenaxen bedingen, gegen Lockerwerden Sicherheit bieten, ausbalanciert sein, so daß ihr Schwerpunkt in die Drehaxe fällt, keine vorspringenden Teile haben, sowie leicht angebracht und abgenommen werden können.

Die Muffenkupplung, Fig. 32 u. 33, Taf. VIII, besteht aus einer gußeisernen Hülse, die genau passend auf die Wellenenden geschoben und festgekeilt wird. Durch eine mit zwei Nasen in die Wellen eingreifende Feder wird noch das Auseinanderschoben der letzteren verhindert. Besser ist die leicht lösbare Scheibenkupplung, Fig. 34 u. 35, Taf. VIII, deren Hälften auf den Wellenenden festgekeilt und durch Schraubenbolzen, welche die Kraft übertragen, verbunden werden. Die Köpfe der Schrauben springen nicht vor, so daß die Kleidung des Maschinenwärters nicht gefaßt werden kann. Anzahl  $i$  der Schrauben:  $i = 3 + 0,1 d$ .

Eine äußerst bequeme Montierung und Demontierung der Wellen gestattet die Schalenkupplung, Fig. 28 u. 29, Taf. VIII. Das Ausbohren der Schalen erfolgt genau auf Wellendurchmesser, wobei jedoch ein Papierstreifen zwischen die ebenen gehobelten Flächen gelegt wird, nach dessen Wegnahme die beiden Hälften durch

die Verbindungsschrauben auf die Welle gepreßt werden. Zur größeren Sicherung des Verbands treibt man noch Keile ein.

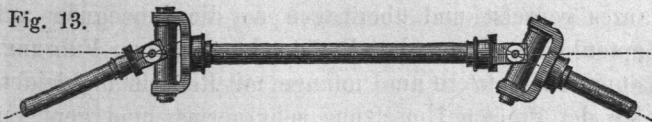
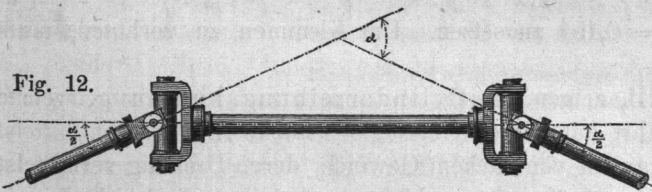
Bei der Kegelpkupplung von Sellers, Fig. 30 u. 31, Taf. VIII, wird jedes Wellenende von einem durch Aufschneiden elastisch gemachten gusseisernen Klemmhohlkegel umgeben, die beide passend im Innern einer beiderseitig konisch ausgedrehten Hülse liegen. Drei Schraubenbolzen ziehen die Kegelstücke in die Muffe hinein und klemmen die Wellenenden fest, auch wenn letztere nicht genau gleich stark sind. Solche Klemmkupplungen sind in Amerika sehr verbreitet.

Die zur Befestigung der Kupplungen, Räder u. s. f. nötigen Keile, siehe Fig. 63, Taf. VIII, lassen sich, wenn  $d$  den Wellendurchmesser bezeichnet, nach folgenden Regeln bemessen:  $a = 0,6 b$ ,  $b = 0,5 + 0,25 d$  bei Anordnung eines und  $b = 0,5 + 0,2 d$  bei Anwendung zweier Keile.

Bewegliche und gelenkige Kupplungen. Ist auf eine dauernd gerade Lage des Wellenstranges nicht zu rechnen, wie z. B. dann, wenn die Lager an den Pfosten einer dünnen Fachwand oder an hölzernen Säulen befestigt sind, oder muß Rücksicht auf axiale Verschiebungen genommen werden, die infolge der Temperaturänderungen eintreten, so wendet man mit Vorteil in der ganzen Leitung nur bewegliche Kupplungen an. Hierher gehört die in Fig. 41 bis 43, Taf. VIII, dargestellte (dort zudem lösbar ausgeführte) Klauenkupplung, bei der ein geringer Spielraum zwischen den ineinander greifenden Zähnen (Klauen) hinreichende Beweglichkeit darbietet, und die Mitnehmerkupplung, Fig. 36 u. 37, Taf. VIII, bei welcher die abgerundeten Kupplungsbolzen Veränderungen der Wellenlagen gestatten.

Für Wellenleitungen, die, lokalen Umständen entsprechend, in einer gebrochenen Linie angeordnet werden müssen, oder — wie dies beim Betriebe von Maschinen auf Bauplätzen vorkommt — über unregelmäßiges Terrain rasch hinweg gelegt werden sollen, sind die Kreuzgelenkkupplungen, die als Hook'sche Schlüssel bekannten Universalgelenke, siehe Fig. 49 u. 50, Taf. VIII, zu verwenden, die jedoch auch überall da empfohlen werden können, wo grobe Ungenauigkeiten in der Lage der Wellen zu gewärtigen sind.

Die auf den beiden Wellenenden sitzenden Gabeln sind durch ein kreuzförmiges Mittelstück mit rechtwinklig zu einander stehenden, in den Gabelenden



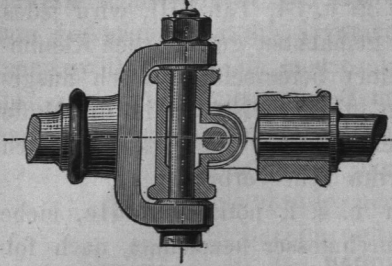
drehbar gelagerten Zapfen verbunden. Die Bewegungsübertragung findet ungleichförmig in Perioden von  $180^\circ$  statt. Für kleine Ablenkungswinkel sind die Differenzen unbedeutend; so beträgt bei  $20^\circ$  Ablenkung die größte Differenz zwischen den Drehwinkeln der beiden Wellen noch nicht  $1\frac{1}{2}^\circ$ . Die-

ser Fehler wird jedoch beseitigt durch wiederholte Anwendung des Universalgelenkes nach Fig. 12, während Fig. 13 die den Fehler vergrößernde Anordnung zeigt.

Häufig läßt man, der einfacheren Ausführung halber, die beiden Zapfenachsen des Mittelstückes sich nicht schneiden, sondern aneinander vorbei gehen, siehe Fig. 14;

dann werden beide Wellen bei jeder Umdrehung in ihrer Längsrichtung um den Betrag des Abstandes der beiden Gelenkaxen zweimal hin und her geschoben. Hieraus erklärt sich die Ausführung derartiger Gelenke mit großen Spielräumen, deren Nichtvorhandensein Klemmungen oder Brüche bedingen würde.

Fig. 14.



Lösbare oder Ausrück-Kupplungen dienen zur beliebigen Herstellung und Aufhebung der Verbindung von Wellen behufs Ingangsetzung oder Abstellung der angehängten Maschinen. Bei der

lösbaeren Klauenkupplung, Fig. 41 bis 43, Taf. VIII, ist die eine Hälfte vermittelst eines gabelförmigen Hebels verschiebbar. Durch Abänderung der Klauenform ergibt sich die während des Ganges leichter einrückbare Zahnkupplung, Fig. 46 u. 47, Taf. VIII. Bei schnell gehenden Wellen giebt das Einrücken während des Ganges in beiden Fällen leicht zu Brüchen Veranlassung, auch wird das Ausrücken bei Übertragung beträchtlicher Kräfte durch die dabei zu überwindenden Reibungswiderstände schwierig. Diese Nachteile sind bei den Reibungskupplungen vermieden, welche vermöge ihres begrenzten Reibungsmomentes auch als selbstauslösende Kupplungen wirken und da, wo die auf eine Welle zu übertragende Kraft ein zulässiges Maximum nicht überschreiten soll, zweckmäßige Verwendung finden. Hierher gehört die Kegelreibungskupplung, Fig. 48, Taf. VIII, bei der ein Hohlkegel, mittelst Nut und Feder auf der getriebenen Welle gleitend, durch einen Handhebel gegen den entsprechenden, auf der treibenden Welle fest sitzenden Vollkegel mit solcher Kraft geprefst wird, daß die dadurch bedingte Reibung zur Kraftübertragung ausreicht.

Angenommen, die Kraftübertragung finde nur auf einem Kreis von mittlerem Durchmesser statt, auf welchen reduziert die Umfangskraft gleich  $P$ , und der durch die axiale Kraft  $Q$  hervorgerufene Normaldruck zwischen den Flächen gleich  $N$  sei, siehe Fig. 48, Taf. VIII, so muß sein:  $f N \geq P$

Bei Berücksichtigung der Elasticität des Materials gilt:

$$Q = N \left( \sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \frac{\alpha}{2} \right) \geq \frac{P}{f} \left( \sin \frac{\alpha}{2} + f \cos \frac{\alpha}{2} \right).$$

Für Eisen auf Eisen ist  $f = 0,15$  zu setzen. Um Klemmen zu verhüten, muß  $\alpha \geq 10^\circ$  sein.

Fig. 51 u. 52, Taf. VIII, zeigen die Cylinderreibungskupplung, welche sich im Betriebe sehr gut bewährt hat. Zwei Kreissegmentstücke  $A A$  werden mittelst rechts- und linksgängigen Schrauben von flachem Gewinde, deren Drehung vermittelst der Hebel  $B$  von der schiebbaren Muffe aus geschieht, gegen die cylindrische Innenfläche des verlängerten Radkranzes geprefst und übertragen so die Bewegung auf das Mitnehmerstück  $C$ . Die Zapfen  $D D$  dienen den Prefsbacken  $A A$  zur Führung. Zur Erleichterung der Auswechslung sind letztere am Umfange mit Rotguß umkleidet. Der Axialdruck wird hier infolge der großen Umsetzung sehr gering, und genügen zum Einrücken 2 mm radiale Bewegung der Backen.

Eine der gebräuchlichsten Kraftmaschinenkupplungen ist die von Poyer-Quertier, siehe Fig. 44 u. 45, Taf. VIII. Dieselbe besteht aus dem Sperrade  $A$ , das auf der etwa durch eine Turbine getriebenen Welle fest aufgekeilt ist, ferner dem lose auf der Welle, sitzenden, durch einen anderen Motor, z. B. Dampfmaschine,



getriebenen Rade *B*, welches in fester Verbindung mit einem Kranze steht, der die Drehachsen der Sperrklinken *a a* trägt, und endlich aus einem Bremswerk *C*, das auf der Welle des Sperrrades sitzt und von diesem durch Reibung mitgenommen werden kann. Beim Zurückbleiben der Turbine legt das Bremswerk die Sperrklinke ein und die Triebkraft der Dampfmaschine kommt in erforderlichem Mafse zur Mitwirkung. Steigt die Triebkraft der Turbine, bis sie allein zum Betriebe der Anlage hinreicht, so werden die Sperrklinken selbstthätig ausgelegt und die Dampfmaschine läuft, ohne jemals von der Turbine geschleppt werden zu können, leer mit.

## Litteratur über Kupplungen.

### a. Feste Kupplungen.

Armengaud. Publ. ind. Vol. 14. (1863) S. 69. (Versch. Konstruktionen). — Eng. 1873 II. S. 249. (King's Scheiben-K.) — Engng. 1875 I. S. 397 u. 439 und Engng. Deutsche Ausg. (Polyt. Ztg.) 1875. S. 217 u. 273 (Richards, Versch. Konst.). — Prakt. Masch. Konstr. 1872. (Konstruktion der Triebwerke) 1880. S. 430. (Excentrische Scheiben-K.) — Dingl. polyt. Journ. 1875 II. S. 473 (Grove, Muffen-, Scheiben-, Schalen- u. Sellers Kupplung). — Armengaud. Publ. ind. Vol. 27. 1881. S. 494, Taf. 44. (Piat, Chevanche, Goubet, Pihet, Clémens, Almond, Martens etc.)

Speziell Klemmkupplungen: Prakt. Masch. Konstr. 1869. S. 363. — Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gewbfl. in Preußen 1870. S. 96. (Reuleaux, Kegelschalen-K.) u. 1876. S. 89 (Sellers K.). — Eng. 1872 II. S. 296; 1875 I. S. 366 (Cole, Marchant & Co.); 1876 II. S. 61 (Sellers, Cresson). — Maschinenb. 1873. S. 2 (Hertel); 1874. S. 261 (Charlton-Cresson); 1875. S. 155 (Kraufs); 1876. S. 404 (Gus); 1877. S. 413 (Cresson); 1879. S. 370 (Monski). — Bayer. Ind.- u. Gwbl. 1875. S. 267 (Brehmer). — Dingl. polyt. Journ. 1875 III. S. 91. — Deutsche Indztg. 1878. S. 236 (Kernaul); 1881. S. 4 (Kernaul, Wilhelmy, Biernatzki). — Revue ind. 1878. S. 256 (Dégroux).

### b. Lösbare Kupplungen.

Dingl. polyt. Journ. 1855 II. S. 321 (Thierry-Köchlin. Cyl. Reib.-K.) u. S. 325 (Walther. Cyl. Reib.-K.); 1878 III. S. 317 (Klomann. Cyl. Reib.-K. mit keilf. Rillen); 1880 I. S. 110 (Becker. Bremsband-K.). — Armengaud. Vignole des mécaniciens. Paris 1863. S. 170. Taf. 10 u. 11 (Versch. Konstr.). — Deutsche Indztg. 1862. S. 195 (Pfafl. Cyl. Reib.-K.); 1865. S. 125 (Klose. Bremsband-K.); 1879. S. 416 (Becker. Bremsband-K.). — Prakt. Masch. Konst. 1875. S. 314 (Versch. Konstr.); 1876. S. 288 (Biffard. Reib.-K. mit konzentrischen keilf. Rillen); 1877. S. 287 (Schönberger. Cyl. Reib.-K.). — Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1872. S. 667, 701 (Reversierkupplungen versch. Konstr.); 1875. S. 97 (Daelen. Hydr. Reib.-K.); 1876. S. 599 (Biffard. s. o.). — Eng. 1869 II. S. 164, 241 (Berry. Reib.-K.). — Engng. 1875 II. S. 247 (Klaunen-K.); 1879 I. Taf. 10. (Jan. Reversier-K. Cyl. Reib.-K. mit keilf. Rillen). — Armengaud. Publ. ind. Vol. 23. 1877. S. 203 (Klein. Kombinierte Zahn- u. Kegel-Reib.-K.). — Revue ind. 1880. S. 245 (Weston. Hydraul. Reversier-Reib.-K.); S. 393. (Bagshaw. Cyl. Reib.-K.).

### c. Bewegliche und gelenkige Kupplungen.

Armengaud. Vignole des mécaniciens. Paris 1863. S. 162. Taf. 9 (Versch. Konstr.). — Dingl. polyt. Journ. 1864 III. S. 184 (Taylor. Zahn-K.); 1866 I. S. 258 (Dingler. Mitnehmer-K.). — Prakt. Masch.-Konstr. 1874. S. 245; 1875. S. 142 (Dieterich). — Wochenschr. des Ver. Deutsch. Ing. 1879. S. 210 (Theis. Hook'scher Schlüssel). — Engng. 1880 I. S. 474 (Snowden. K. für Schiffsschraubenwellen).

Universalgelenke für gleichförmige Bewegungsübertragung: Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gewbfl. in Preußen 1865. S. 29 (Blees); S. 34 (Rhodius. Theorie); S. 53 (Reuleaux). — Civiling. 1865. S. 411 (Bredt. Versch. Konstr.). — Deutsch. Indztg. 1865. S. 202 (Kick). — Zeitschr. d. Arch.- u. Ing.-Ver. zu Hannover 1866. S. 294 (Fischer). — Zeitschr. d. Ver. Deutsch. Ing. 1866. S. 565 (Balcke). — Maschinenb. 1870. S. 305 und Portefeuille économ. des mach. 1878. S. 115 (Clémens). — Zeitschr. d. öst. Ing. u. Arch. Ver. 1874. S. 221 und Maschinenbauer 1874. S. 348 (Tentschert). — Herrmann-Weisbach. Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen. I. Abt. S. 135. — Revue ind. 1881. S. 215 (Almond).

### d. Kraftmaschinen-Kupplungen.

Bull. de la soc. d'encourag. 1850. S. 599 (Pouyer-Quertier). — Dingl. polyt. Journ. 1866 I. S. 419 (Uhlhorn); 1868 II. S. 452 (Reimann); 1880 I. S. 10 (Pechan. Rotierende Differentialbandbremse als K.). — Prakt. Masch. Konstr. 1869. S. 130.