kessel, im Oberflächenkondensator T_m, einer Tiefdruckhaltung, die erreichbar niedrigste Spannung ertheilt und er in Wasserform wieder in die Kraftstätte eingeführt wird; daselbst erfährt das Wasser zunächst wieder Ueberführung in Dampfform und wird dann, mit hoher Spannung beladen, aufs neue in den Kreis entsandt. Um die Strömungsschnelle des Dampfes unverändert zu erhalten, muss die Leitung für den, in jeder neuen Betriebsstelle an Ausdehnung gewinnenden Dampf nach jeder derselben an Querschnitt zunehmen, wie Fig. 1096 schematisch darstellt. Geschieht die Kondensation in einer Verbundmaschine mittelst Einspritzung, so liegt zwar auch Kreistrieb, aber ungeschlossener, vor. Mittelst der Verbundmaschine hat man es erreicht, den Kohlenverbrauch für Kraftdampf bis auf die Hälfte der für andere Maschinen erforderlichen Höhe herabzuziehen. Auch in diesem, dem ökonomischen Punkte, besteht hier die Entsprechung zwischen dem Kreistrieb für Dampf und demjenigen für Drahtseil.

6. Beispiel. Bei der Lehmann'schen Heissluftmaschine, welche man mit Recht eine geschlossene Luftmaschine nennt, findet Kreistrieb mit einer einzigen Betriebsstätte Anwendung.

Linientrieb ist auch derjenige unserer gewöhnlichen elektromagnetischen Telegraphen, obwohl derselbe wie Kreistrieb aussieht; die chemisch elektrische Batterie entnimmt der Erde Elektrizität und entsendet sie mit Spannung zur Abgabestation, woselbst sie wieder auf das tiefere Spannungsniveau des Erdbodens herabsinkt. Kreistriebe sind indessen auf dem elektromechanischen Gebiete sehr wohl möglich.

§. 351.

Spezifische Leistung der Triebwellen.

Für die Triebwellen wurde oben, Kap. IX, der Begriff der spezifischen Leistung noch nicht angewandt, weshalb die bezügliche Untersuchung hier nachgeholt werden soll. Beim verdrehenden Momente PR und der Wellendicke d hat man, wenn $\mathfrak{S}$ die Schubspannung am Wellenumfang bezeichnet, $PR = \mathfrak{S}\pi/_{16}\, d^3$ (vergl. S. 362). Setzt man hierin den Hebelarm $R = {}^1/_2 d$, so wird P die am Wellenumfang angreifende Kraft und man hat zunächst $P = \mathfrak{S}\,\pi/_8\, d^2$; damit erhält man, wenn noch v die Umfangsschnelle der Welle ist, die Anzahl N der PS, welche in die Welle eingeleitet werden: $N = Pv : 75 = {}^1/_2\, \mathfrak{S}\,\pi/_4\, d^2\, v : 75$. Nun ist aber $\pi/_4\, d^2 = 100\, q$, wenn q der Wellenquerschnitt in qcm. Somit kommt denn:

$$N = {}^2/_3\, \mathfrak{S}\, q\, v \quad \ldots \ldots \quad (348)$$

66*

und daraus die spezifische Leistung der Welle:

$$N_0 = \frac{N}{qv} = {}^2/_3\,\mathfrak{S} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (349)$$

Dieser Ausdruck, welcher dieselbe Form hat, wie mehrere frühere, ist numerisch nicht gross, weil $\mathfrak{S}$ nicht hoch gewählt werden darf, damit die Verwindung der Welle nicht zu gross ausfalle. Soll dieselbe, wie schon Kap. IX ausgeführt, ${}^1/_4{}^0$ auf den laufenden m nicht überschreiten, so muss $\mathfrak{S} \leqq \pi/_{180}\, d$ bleiben. Dies gibt für die mittleren Fälle der Triebwellen, diejenigen von 60 bis 170 mm Dicke, $\mathfrak{S}$ etwa 1 bis nahe 3, also für die spezifische Leistung:

$$N_0 = {}^2/_3 \text{ bis höchstens } 2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (350)$$

In Worten, diese Wellen übertragen auf den qcm ihres Querschnittes und auf den Meter Umfangsgeschwindigkeit ${}^2/_3$ bis höchstens 2 *PS*.

Bei Anwendung auf Ferntrieb kommt die Reibung der Welle in den Halslagern sehr in Betracht. Ihr Einfluss lässt sich allgemein, ähnlich wie die des Wassers im Leitungsrohr (§. 340), ermitteln. Nach Formel (100) haben wir für die Umfangskraft F, welche die Zapfenreibung überwindet: $F = {}^4/\pi f$ mal dem Gewicht der Welle, d. i. ${}^4/\pi f(\pi/_4\, d^2 : 10\,000)\, 10\, L \,.\, 7{,}78$, wobei L die Länge der Welle in m und 7,78 das spezifische Gewicht. Es folgt für die Anzahl N_1 der *PS*, welche die Reibung beansprucht: $N_1 = Fv : 75 = {}^4/\pi f(q : 100)\, 10\, L \,.\, 7{,}78\, v : 75$, und wenn man noch f mit 0,08 einführt, $N_1 = 4 \,.\, 7{,}78 \,.\, 0{,}08 \,.\, Lqv : \pi \,.\, 10 \,.\, 75 = Lqv : 946{,}4$, was wir abrunden auf:

$$N_1 = \frac{L}{950}\, qv \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (351)$$

und woraus man auch den spezifischen Effektverlust ableiten kann mit

$$(N_1)_0 = \frac{N_1}{q\,v} = \frac{L}{950} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \qquad (352)$$

Dieser Verlust ist nicht unbeträchtlich. Wir können ihn im Prozentsatz ausdrücken durch:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{950}\,\frac{qv}{N}, \text{ d. i.} = \frac{L}{950}\,\frac{1}{N_0} \quad . \quad . \quad . \qquad (353)$$

Der Werth p_r ist, wie man sieht, verkehrt proportional der spezifischen Leistung. Führen wir diese aus (350) ein, so haben wir

$$\left.\begin{array}{r}\text{für die } 60\text{er Welle } p_r = \dfrac{L}{{}^2/_3 \,.\, 950} \backsim \dfrac{L}{640} \\ \text{und für die } 170\text{er Welle } p_r = \dfrac{L}{2 \,.\, 950} = \dfrac{L}{1900}\end{array}\right\} \quad . \quad (354)$$

640 m und 1900 m Länge der Welle würden also die unüberschreitbaren Grenzen für den Ferntrieb in den beiden Fällen sein.

Ungleich günstiger als die besprochenen Wellen stellen sich die, neuerdings durch die Mannesmann'schen Röhrenwerke eingeführten hohlen Wellen oder Rohrwellen aus Stahl. Dieselben werden als nathfreie, sehr genau cylindrische Röhren ausgeführt, welche mit vollen gussstählernen oder verbundstählernen Zapfen*) in den Lagern laufen. Für gewöhnlich werden die Wellen mit dem Höhlungsverhältniss $\psi = d_1 : d_0 = 0{,}9$ (vergl. S. 240) ausgeführt und den Zapfen dabei die Dicke $d' = 0{,}4\, d_0$ gegeben. Damit erhält man für N_0:

$$N_0 = \frac{N}{qv} = {}^2/_3\, \mathfrak{S}\,(1 + \psi^2) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (355)$$

was bei $\psi = 0{,}9$ gibt:

$$N_0 = {}^2/_3 \,.\, 1{,}81\, \mathfrak{S} \backsim 1{,}2\, \mathfrak{S} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (356)$$

also bedeutend mehr, als bei der vollen Welle (der Werth $\mathfrak{S} \gtreqless \pi/_{180}\, d_0$ muss beibehalten bleiben wegen der Verwindung). Für die auf den Umfang der Rohrwelle zurückgeführte Reibung hat man: $F = 4/\pi f\, [\pi/_4\, d_0{}^2 (1 - \psi^2) : 10000 \,.\, 10\, L \,.\, 7{,}78\, (d' : d_0)]$ und daraus bei $d' = 0{,}4\, d_0$:

$$N_1 = \frac{0{,}4\, L}{950}\, q\, v = \frac{L}{2375}\, q\, v,$$

oder wenn man wieder durch N dividirt:

$$p_r = \frac{N_1}{N} = \frac{L}{2375}\, \frac{1}{N_0} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (357)$$

Der Werth N_0 beträgt aber, um bei den obigen Beispielen zu bleiben,

bei der 60 er Welle $N_0 = 1{,}2\ PS$
„ „ 170 „ „ $N_0 = 3{,}6$ „

Dies in (357) einführend, erhalten wir den Effektverlust

$$\left.\begin{array}{l}\text{bei der } 60\text{er Welle zu } p_r = \dfrac{L}{1{,}2 \,.\, 2375} = \dfrac{L}{2850} \\ \text{bei der } 170\text{er } \quad „ \quad „ \quad p_r = \dfrac{L}{3{,}6 \,.\, 2375} = \dfrac{L}{8550}\end{array}\right\} \quad . \quad (358)$$

*) Mannesmann'scher Kern- oder Verbundstahl, inwendig weiches Schmiedeisen, auswendig gehärteter Gussstahl.

d. h. in beiden Fällen weniger als den vierten Theil der in (354) für die vollen Wellen ermittelten Werthe. Die Rohrwellen*) zeigen sich also wegen der Effektverluste den vollen Wellen im Ferntrieb weit überlegen; noch mehr sind sie dies wegen des Materialaufwandes, wie sich sogleich zeigen wird.

Beispiel: Für $N = 60$ und $n = 120$ erhält man aus (359) $d_0 = 157 \sqrt[4]{0,5} = 0,841 \,.\, 157 = 132$ mm, statt $120 \sqrt[4]{0,5} = 101$ mm, wie bei der vollen schmiedeisernen Welle. Die Rohrwelle wiegt aber nur $(157 : 120)^2 (1 - 0,81)$ oder $1,31^2 \,.\, 0,19$, d. i. 0,336mal so viel, als die volle. Sie hat eine Umfangsschnelle $v = 120 \,.\, 132 : 19101 \sim 0,83$ m. Wählte man diese von vornherein grösser, z. B. $= 1,5$, was bei der Kleinheit der Zapfendurchmesser d' völlig statthaft sein würde, so käme nach (360) $d_0 = 31,7 \sqrt[3]{60 : 1,5} = 31,7 \,.\, 3,42 = 108,4 \sim 108$ mm, damit $d' = 0,4 \,.\, d_0 = 43$ mm, Um-

*) Da diese in Kap. IX, weil erst ganz neuerdings eingeführt, nicht behandelt sind, seien hier in Kürze die wichtigsten Berechnungsausdrücke gegeben.

Aeussere Dicke d_0, innerer Durchmesser d_1, Höhlungsverhältniss $d_1 : d_0 = \psi$. Wird dieses $= 0,9$ gemacht, was in der Regel geschieht, so hat man, immer Stahl als Material vorausgesetzt, für Wellen, die auf Verdrehung zu berechnen sind, vergl. Formel (133):

$$d_0 = 5,40 \sqrt[4]{PR} = 157 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \quad \ldots\ldots \quad (359)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dass die Umlaufzahl n vorher festgestellt oder angenommen sei. Ist aber vorher statt n die Umfangsschnelle v gewählt, so folgt für dieselben Wellen:

$$d_0 = 31,7 \sqrt[3]{\frac{N}{v}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (360)$$

worauf sich, nach ermitteltem d_0, die Umlaufzahl ergibt zu

$$n = \frac{19\,101}{d_0} v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (361)$$

Bei blosser Berücksichtigung der Festigkeit, vergl. Formel (131), erhält man:

$$d_0 = 2,46 \sqrt[3]{\frac{PR}{\mathfrak{S}}} = 220 \sqrt[3]{\frac{N}{n\mathfrak{S}}} \quad \ldots\ldots \quad (362)$$

Ist ψ nicht von vornherein wie vorhin angenommen, sondern noch zur Wahl gelassen, so hat man:

$$d_0 = \frac{1,72}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{PR}{\mathfrak{S}}} = \frac{153,9}{\sqrt[3]{1-\psi^4}} \sqrt[3]{\frac{N}{n\mathfrak{S}}} \quad \ldots\ldots \quad (363)$$

und hierfür, wenn

$d_1 : d_0 = \psi =$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,80	0,85	0,90
$1 : \sqrt[3]{1-\psi^4} =$	1,01	1,02	1,05	1,10	1,14	1,19	1,242	1,427

Die Gewichte der hohlen und vollen Wellen verhalten sich wie $(d_0^2 : d^2)(1 - \psi^2)$.

laufzahl $n = 19101 \cdot 1{,}5 : 108 \sim 265$. Gewicht der Welle $(108:101)^2\, 0{,}19$ oder 0,22 desjenigen der vollen Welle von 120 Umläufen. Reibungsverlust 0,26 desjenigen der vollen Welle.

§. 352.

Spezifischer Ferntriebwerth.

Nachdem in den vorstehenden beiden §§. sich durch Vergleichung verschiedener Betriebsmittel manche Verhältnisse haben darstellen lassen, ist doch der vollständige Vergleich der verschiedenen Ferntriebarten, soweit von den Baueinzelheiten abgesehen werden darf, noch nicht möglich geworden. Dazu fehlt noch eines: die Ermittelung der Materialmenge des die Kraft in grössere Ferne leitenden Körpers. Eine darauf hinzielende Untersuchung lässt sich immerhin anstellen und kann gewisse allgemeine Anhaltspunkte gewähren, wenn auch der besondere Fall, oder, um es ganz praktisch auszudrücken, der vereinzelnde Kostenanschlag erst die entscheidende Beurtheilung gewährt.

Die Baustoffmenge, welche ein Ferntrieb für den hauptsächlichsten Kraftträger erfordert, lässt sich vergleichsweise durch die Zahl der *PS* ausdrücken, welche 1 kg des Baustoffes bei einem gegebenen Abstand zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte leistet.

Es ist wohl angemessen, diesen Werth den „spezifischen Ferntriebwerth" eines Triebs zu nennen. Denn ist derselbe hoch, so ist die Triebmethode günstig, wenn niedrig, weniger günstig für Betriebe, bei denen die Ferne eine Rolle spielt.

Der Kraftträger stellt sich in allen den betrachteten Fällen mehr oder weniger als eine Art Stab von konstantem Querschnitt q dar, welcher die Strecke entlang geht und dessen Länge durch den Abstand A zwischen dem Krafteinleitungs- und dem Betriebspunkte gemessen wird. Als einheitliches Maass der Länge gelte eine Länge A_0. Dann ist das Gewicht G des auf diese Länge erforderlichen Stückes des Kraftträgers:

$$G = 10\, A_0\, \frac{q}{100}\, \sigma \quad \ldots\ldots\ldots \quad (364)$$

wobei σ das spezifische Gewicht das Kraftträgers bedeutet und die Rauminhalte auf kbdm gebracht sind. Die Strecke A_0 entlang wird aber eine in *PS* gemessene Arbeitsstärke

$$N = N_0\, q\, v$$