

Elektrotechnische und polytechnische Rundschau

Versandt
jeden Mittwoch.

Jährlich
52 Hefte.

Abonnements

werden von allen Buchhandlungen und Postanstalten zum Preise von

Mk. 6.— halbjährl., Mk. 12.— ganzjährl. angenommen.

Direct von der Expedition per Kreuzband:
Mk. 6.35 halbjährl., Mk. 12.70 ganzjährl.
Ausland Mk. 10.—, resp. Mk. 20.—.

Verlag von BONNESS & HACHFELD, Potsdam.

Expedition: Potsdam, Hohenzollernstrasse 3.

Fernsprechstelle No. 255.

Redaction: R. Bauch, Consult.-Ing., Potsdam,
Ebräerstrasse 4.

Inseratenannahme

durch die Annoncen-Expeditionen und die Expedition dieser Zeitschrift.

Insertions-Preis:

pro mm Höhe bei 53 mm Breite 15 Pfg.
Berechnung für 1/1, 1/2, 1/4 und 1/8 etc. Seite nach Spezialtarif.

Alle für die Redaction bestimmten Zuschriften werden an R. Bauch, Potsdam, Ebräerstrasse 4, erbeten.
Beiträge sind willkommen und werden gut honoriert.

Inhaltsverzeichnis.

Berechnung von Eisenbetongewölben, bei welchen die Zugspannungen vom Eisen aufgenommen werden sollen, S. 319. — Berechnungen aus verschiedenen Zweigen der Maschinentechnik, S. 321. — Grenze der Steigung in Bezug auf die Bremswirkung, S. 326. — Physikalische Rundschau, S. 327. — Handelsnachrichten: Zur Lage des Eisenmarktes, S. 327; Vom Berliner Metallmarkt, S. 328; Börsenbericht, S. 328. — Patentanmeldungen, S. 328. — Briefkasten, S. 330. — Siehe „Verschiedenes“ auf S. XIV.

Nachdruck sämtlicher Artikel verboten.

Schluss der Redaction 23.7.1906.

Berechnung von Eisenbetongewölben, bei welchen die Zugspannungen vom Eisen aufgenommen werden sollen.

Prof. G. Ramisch.

Das Gewölbe sei oben von einer horizontalen Ebene begrenzt, so dass nur die untere Begrenzung gekrümmt ist und zwar so, dass in ihren Elementen keine Zugspannungen vorkommen dürfen, dagegen soll der Beton in allen Teilen nur gedrückt werden. Die vorkommenden Zugbeanspruchungen sollen allein von einer horizontalen Eiseneinlage cd in der Figur aufgenommen werden. Nahe am Rande des Gewölbes oben befinden sich noch zwei Eiseneinlagen a₁, b₁ und a₂, b₂ in derselben Horizontalen, welche die dort vorkommenden Druckspannungen im Beton zu vermindern haben. Es haben a₁, b₁ und a₂, b₂ von cd den Abstand h und sollen einzig und allein infolge des Gleitwiderstandes zwischen beiden Stoffen in ihren Lagen erhalten bleiben. Wir setzen die Druckkraft in der Eiseneinlage cd gleich x und die Zugkraft in jeder der Eiseneinlagen a₁, b₁ und a₂, b₂ gleich y. Indem der Teil des Betons über den oberen Eiseneinlagen unberücksichtigt bleibt, betrachten wir einen Querschnitt im Abstände x von linken Auflagen, dessen Stärke z sein soll. Ist b die Tiefe des Gewölbes, M das Biegemoment in dem Querschnitte und σ die Randspannung, so hat man:

$$\sigma = \frac{x-y}{b \cdot z} \pm \frac{M - x \cdot \left(h - \frac{z}{2}\right) - y \cdot \frac{z}{2}}{b \cdot z^2} \cdot \frac{z}{6}$$

nach der bekannten Formel für zusammengesetzte Zug- oder Druck- und Biegefestigkeit.

Hierbei gilt das obere Vorzeichen für den oberen und das untere Vorzeichen für den unteren Rand des

Querschnitts, wofür nach unserer Bestimmung σ = 0 sein soll, so dass entsteht:

$$x - y = \frac{6M - 6xh + 3(x-y) \cdot z}{z}$$

oder auch:

$$x \cdot h - M = \frac{z}{3}(x - y). \quad (1)$$

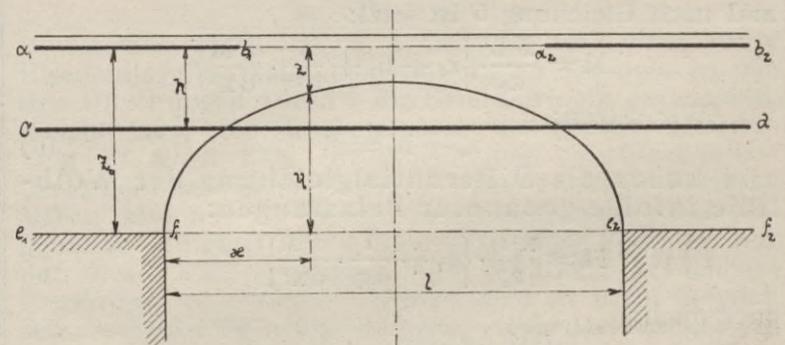


Fig. 1.

Die Betonspannung im oberen Rande setzen wir σ_b und erhalten:

$$\sigma_b = \frac{1}{b \cdot z^2} \cdot [xh - M] \quad (2)$$

mit Rücksicht auf die vorige Gleichung und ferner:

$$\sigma_b = \frac{2(x-y)}{b \cdot z} \quad (3)$$

In jedem Auflager ist $M=0$ und setzen wir hierfür $z=z_0$, so entsteht aus Gleichung 1

$$xh = \frac{z_0}{3}(x-y)$$

und nunmehr hat man:

$$M = \frac{(x-y)}{3} \cdot (z_0 - z) \quad (4)$$

oder auch:

$$M = \frac{x \cdot h}{z_0} \cdot (z_0 - z) \quad (5)$$

Setzt man $z_0 - z = y$, so hat man

$$M = \frac{x}{z_0} \cdot h \cdot y$$

und diese Gleichung sagt, dass die Gewölbelineie eine Seilkurve mit dem Polabstande $\frac{x}{z_0} \cdot h$ ist.

Ferner hat man:

$$\frac{3x \cdot h}{z_0} = x - y$$

d. h.

$$\frac{y}{x} = 1 - \frac{3h}{z_0}$$

und erkennt, dass, wenn $3h < z_0$ ist, die Kraft y eine Zugkraft ist; ist $3h = z_0$, so ergibt sich $y = 0$ und die obere Eiseneinlage ist nicht erforderlich und ist endlich $3h > z_0$, so ist y eine Druckkraft, woraus folgt, dass der Beton im oberen Rande nicht auf Druck, sondern auf Zug beansprucht würde. Es muss deshalb mindestens $z_0 = 3h$ sein, was für doppelt eingespannte Voutenplatten von Wichtigkeit ist; denn sonst sind Zugspannungen im oberen Teile des Betons unvermeidlich und erzeugen Risse, falls die Eiseneinlage fehlt, welche oft unerklärlich scheinen.

Es wird sich jetzt fragen, welche Gestalt die Wölblineie infolge des Eigengewichtes und einer gleichmässig verteilten Last haben muss. Zu dem Zwecke nennen wir h_0 die auf das Einheitsgewicht von Beton reducierte Höhe des Eigengewichtes und haben:

$$\frac{d^2M}{dx^2} = -z \cdot b \cdot \gamma - h_0 \cdot b \cdot \gamma$$

wenn γ das Gewicht der Raumeinheit von Beton ist. Aus dieser Gleichung folgt:

$$z = -h_0 - \frac{1}{b \cdot \gamma} \cdot \frac{d^2M}{dx^2}$$

und nach Gleichung 5 ist jetzt:

$$M = \frac{x \cdot h}{z_0} \cdot \left\{ z_0 + h_0 + \frac{1}{b \cdot \gamma} \cdot \frac{d^2M}{dx^2} \right\}$$

Wir setzen:

$$z_0 + h_0 = g_0 \quad (6)$$

und haben als Differentialgleichung der Wölblineie infolge genannter Belastungen:

$$M = \frac{x \cdot h}{z_0} \cdot \left\{ g_0 + \frac{1}{b \cdot \gamma} \cdot \frac{d^2M}{dx^2} \right\}$$

oder auch:

$$\frac{d^2M}{dx^2} = \frac{z_0 \cdot b \cdot \gamma}{x \cdot h} \cdot M - g_0 \cdot b \cdot \gamma \quad (7)$$

Nach erfolgter Integration erhält man:

$$M = u \cdot e^{\alpha x} + v \cdot e^{-\alpha x} + \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h \quad (8)$$

Man hat nämlich:

$$\frac{dM}{dx} = u \cdot \alpha \cdot e^{\alpha x} - v \cdot \alpha \cdot e^{-\alpha x}$$

$$\text{und} \quad \frac{d^2M}{dx^2} = u \cdot \alpha^2 \cdot e^{\alpha x} + v \cdot \alpha^2 \cdot e^{-\alpha x}$$

Setzt man die Werte für M und $\frac{d^2M}{dx^2}$ in Gleichung 7 ein, so entsteht:

$$\alpha^2 \cdot [u \cdot e^{\alpha x} + v \cdot e^{-\alpha x}] = \frac{z_0 \cdot b \cdot \gamma}{x \cdot h} \cdot \left[u \cdot e^{\alpha x} + v \cdot e^{-\alpha x} + \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h \right] - g_0 \cdot b \cdot \gamma$$

und man sieht, dass

$$\alpha = \sqrt{\frac{z_0 \cdot b \cdot \gamma}{x \cdot h}} \quad (9)$$

sein muss. Wir gehen jetzt zur Bestimmung der Constanten u und v über und haben, weil für $x=0$ auch $M=0$ ist:

$$u + v + \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h = 0$$

und ferner ist für $x=l$ auch $M=0$, daher entsteht:

$$u \cdot e^{\alpha l} + v \cdot e^{-\alpha l} + \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h = 0.$$

Hieraus folgt:

$$u(1 - e^{\alpha l}) + v(1 - e^{-\alpha l}) = 0$$

$$\text{d. h.} \quad u = -v \cdot \frac{1 - e^{-\alpha l}}{1 - e^{\alpha l}}$$

also ist:

$$v \cdot \left[-\frac{1 - e^{-\alpha l}}{1 - e^{\alpha l}} + 1 \right] = -\frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h$$

d. h.

$$v = \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h \cdot \frac{1 - e^{\alpha l}}{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}$$

und dann ist:

$$u = -\frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h \cdot \frac{1 - e^{-\alpha l}}{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}$$

Es entsteht nun für das Biegemoment:

$$M = \frac{g_0}{z_0} \cdot x \cdot h \cdot \frac{(e^{-\alpha x} - e^{\alpha x}) + (e^{\alpha(x-l)} - e^{-\alpha(x-l)}) + e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}}$$

Da $M = \frac{xh}{z_0} \cdot y$ ist, so ergibt sich als Gleichung der Wölblineie, wenn die x -Axe eines rechtwinkligen Koordinatenkreuzes mit $f_1 e_2$ zusammenfällt und die y -Axe durch f_1 geht:

$$y = g_0 \cdot \left\{ 1 + \frac{(e^{-\alpha x} - e^{\alpha x}) + (e^{\alpha(x-l)} - e^{-\alpha(x-l)})}{e^{\alpha l} - e^{-\alpha l}} \right\}$$

und geht die y -Axe durch die Mitte und setzt man noch $g_0 = y + z$, so hat man:

$$z = \frac{e^{\alpha x} + e^{-\alpha x}}{e^{\frac{\alpha l}{2}} + e^{-\frac{\alpha l}{2}}} \cdot g_0 \quad (10)$$

und sieht, dass die Wölblineie die gemeine Kettenlinie ist. Für die Mitte ist im besonderen:

$$z_0 = g_0 \cdot \frac{2}{e^{\frac{\alpha l}{2}} + e^{-\frac{\alpha l}{2}}} \quad (11)$$

Befindet sich auf dem Gewölbe noch eine Einzellast, so ist das zugehörige Moment M zu obigem Momente hinzuzufügen, und findet man dann auf ähnliche Weise die Gleichung der Seilcurve, wie vorher. Sie hat also die Eigenschaft, dass in ihren Punkten die Spannung gleich Null ist.

Bis jetzt sind noch die Kräfte x und y unbekannt, sie hängen ab von der Formveränderung des Beton und Eisen und sind daher statisch unbestimmt. Zu ihrer Bestimmung nennen wir ds_γ die unendlich kleine Längenveränderung der oberen Betonfaser, wenn nur der Quer-

schnitt von der Stärke z elastisch ist, und haben, falls dx das Längenelement dieser Faser ist, nach dem Hooke'schen Gesetze, worauf die Untersuchung sich stützt:

$$ds_y = \frac{\sigma_b}{E_b} \cdot dx,$$

wobei E_b der Elasticitätsmodul des Betons ist. Es ist jedoch nach Gleichung 3

$$\sigma_b = 2 \frac{x-y}{b \cdot z}$$

und man erhält:

$$ds_y = \frac{2(x-y)}{E_b \cdot b} \cdot \frac{dx}{z}$$

Weiter ist nach Gleichung 1

$$z = \frac{3(xh-M)}{x-y}$$

und man hat:

$$ds_y = \frac{2(x-y)^2}{E_b \cdot b} \cdot \frac{dx}{3(xh-M)}$$

und hierin ist der gefundene Wert für M aus Gleichung 10 einzusetzen. So kann man ds_y für alle Querschnitte bilden und erhält die ganze Längenveränderung der oberen Faser:

$$s_y = \frac{2(x-y)^2}{E_b \cdot b} \cdot \int_0^1 \frac{dx}{3xh-M}$$

Wir setzen $a_1 b_1 = a_2 b_2 = l_1$, wenn E_e den Elasticitätsmodul des Eisens, so ist auch

$$s = \frac{2y \cdot l_1}{E_e f_e},$$

indem f_e der Querschnitt jedes oberen Eisens ist. Wir erhalten deshalb:

$$2 \cdot y \cdot l_1 \cdot \frac{E_b \cdot b}{E_e f_e} = 2 \cdot (x-y)^2 \cdot \int_0^1 \frac{dx}{3xh-M}$$

Nach erfolgter Integration hat man die erste Gleichung zur Berechnung von x und y .

Weiter bezeichnen wir mit ds_x die Längenänderung des unteren Eisens, wenn nur der eine Querschnitt elastisch ist. Es ist dann:

$$\frac{ds_x}{ds_y} = \frac{h-z}{z}$$

und daher hat man:

$$ds_x = \frac{2(x-y)^2}{E_b \cdot b} \cdot \frac{dx(h-z)}{z^2}$$

oder auch:

$$ds_x = \frac{2(x-y)^2}{9 \cdot E_b \cdot b} \cdot \frac{h(x-y) - 3(xh-M)}{(xh-M)^2} \cdot dx$$

worin noch der Wert für M einzusetzen ist. Die gesamte Längenveränderung des unteren Eisens ist nun, falls seine Länge l_2 ist:

$$s_x = \frac{2(x-y)^2}{9 \cdot E_b \cdot b} \cdot \int_0^{l_2} \frac{h(x-y) - 3(xh-M)}{(xh-M)^2} \cdot dx$$

und ist f_e' sein Querschnitt, so entsteht endlich:

$$x \cdot l_2 \cdot \frac{E_b \cdot b}{E_e \cdot f_e'} = \frac{2 \cdot (x-y)^2}{9} \cdot \int_0^{l_2} \frac{h(x-y) - 3(xh-M)}{(xh-M)^2} \cdot dx.$$

Nach erfolgter Integration hat man die zweite Gleichung zur Berechnung von x und y , und kann jetzt die Kräfte finden, so dass hiermit alles bestimmt ist, was zur Lösung der Aufgabe gehört.

Besonders einfach ist der Fall zu erledigen, dass die Biegemomente an allen Stellen des Gewölbes einander gleich sein sollen. Nach Gleichung 1 ergibt sich dann:

$$z = \frac{2(xh-M)}{(x-y)}$$

oder constant, d. h. das Gewölbe hat überall dieselbe Stärke und geht in einen geraden prismatischen Balken über. Ferner ist nach Gleichung 3 auch σ_b überall constant, d. h. alle Querschnitte der Construction haben dieselbe Randspannung auszuhalten. Weiter ist

$$s_y = \frac{\sigma_b}{E_b} \cdot l = \frac{2y \cdot l_1}{E_e \cdot f_e}$$

und hieraus folgt:

$$y = \frac{\sigma_b \cdot f_e}{2} \cdot \frac{E_e \cdot l}{E_b \cdot l_1}$$

Nennen wir σ_e die gleichmässig verteilte Spannung im Eisen, so ist $y = \sigma_e \cdot f_e$ und nunmehr entsteht:

$$\frac{\sigma_e}{\sigma_b} = \frac{1}{2} \cdot \frac{E_e \cdot l}{E_b \cdot l_1}$$

Hieraus kann man aus der bekannten Betonspannung die Spannung im Eisen am oberen Rande berechnen, wenn l und l_1 bekannt sind.

Ferner ist:

$$s_x = s_y \cdot \frac{h-z}{z} = \frac{\sigma_b \cdot l}{E_b} \cdot \frac{h-z}{z}$$

da noch

$$s_x = \frac{x \cdot l_2}{E_e \cdot f_e'}$$

ist, so hat man:

$$\frac{x \cdot l_2}{E_e \cdot f_e'} = \frac{\sigma_b \cdot l}{E_b} \cdot \frac{h-z}{z}$$

Nennen wir σ_e' die gleichmässig verteilte Spannung in diesem Eisen, so ist $x = \sigma_e' \cdot f_e'$ und erhält, wenn noch $l = l_2$ gesetzt wird:

$$\frac{\sigma_e'}{\sigma_b} = \frac{E_e}{E_b} \cdot \frac{h-z}{z}$$

Setzen wir $y = 0$, d. h. befindet sich oben keine Eiseneinlage, so kann man mit diesen Formeln so wie den Gleichungen 1 und 3 die Grundformeln entwickeln, welche nach den Bestimmungen des preuss. Ministers vom 16. April 1904 zur Berechnung von Eisenbetonconstructionen beim Hochbau dienen. Diese Formeln haben also nur für diesen Sonderfall, aber nicht allgemeine Giltigkeit und sollten sich daher Versuche nur auf diesen Fall erstrecken, um wirkliche brauchbare Ergebnisse zu erzielen. Leider wird es nicht möglich sein, weil das Eigengewicht nicht zu vernachlässigen ist, so dass zu dem Zwecke vorher die Integrale aufzulösen sind, was in einem späteren Aufsätze geschehen soll.

Berechnungen aus verschiedenen Zweigen der Maschinentechnik.

A. Johnen.

II.

6. Beispiel: Es soll ein hydraulischer Personenaufzug gemäss nachstehender Anordnung berechnet werden. Fig. 6.

Von der Ventilkammer a, durch welche das Druckwasser zugeführt und das gebrauchte Wasser abgeleitet wird, gelangt das Druckwasser nicht in den Treibcylinder, sondern wird durch ein Rohr b dem sog.

Compensatorcylinder c zugeführt, dessen Kolben durch das Druckwasser nach unten bewegt wird. Das unterhalb dieses Kolbens befindliche Wasser wird hierbei durch das Rohr d in den Treibcylinder e gepresst und hebt dessen Kolben mit dem Fahrstuhl in die Höhe. Beide Kolben stehen annähernd im Gleichgewicht, sodass das Druckwasser nur einer geringen Pressung bedarf, um den Fahrstuhl zu bewegen. Der Treibkolben habe einen Durchmesser von 150 mm, der Compensator- oder Gegengewichtskolben einen solchen von 400 mm; das Gewicht des Treibkolbens mit dem leeren Fahrstuhl beträgt 840 kg. Dieses Gewicht wirkt für den Rückgang nicht voll auf das sich zwischen Treibcylinder und Compensator bewegende Wasser, sondern wird durch die Manschettenreibung des Treibkolbens auf $w \cdot 840$ kg verringert, worin

$$w = 1 - 4f \cdot \frac{h}{D}$$

ist. Hierin bezeichnet f den Reibungscoefficienten der Liderung und ist durchschnittlich $f = 0,1$, h die Höhe der Manschette, hier $h = 50$ mm angenommen, und D der Durchmesser des Kolbens, hier $D = 150$ mm. Es wird somit

$$w = 1 - 4 \cdot 0,1 \cdot \frac{50}{150} = 1 - 0,13 = 0,87$$

und demnach $w \cdot 840 = 0,87 \cdot 840 = 731$ kg. Hierdurch bestimmt sich der Flächendruck pro Quadratcentimeter der übertragenden Wassersäule zu

$$\frac{731}{15^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{731}{176,625} = 4,14,$$

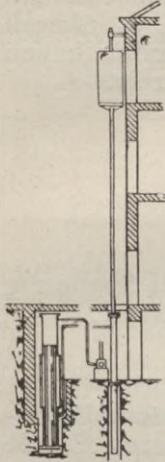


Fig. 6.

während sich der Gegendruck auf den Compensator- kolben zu

$$4,14 \cdot 40^2 \frac{\pi}{4} = \text{rd. } 5200 \text{ kg}$$

ergiebt. Um diesem Drucke das Gleichgewicht zu halten, muss der Compensator- kolben ein Gewicht von $\frac{5200}{w_1}$ erhalten, wenn w_1 der Wirkungsgrad dieses Kolbens. Die Gesamthöhe der Liderungen des Compensator- kolbens sei 160 mm, mithin

$$w_1 = 1 - 4 \cdot 0,1 \cdot \frac{160}{400} = 0,84,$$

sodass

$$\frac{5200}{0,84} = \text{rd. } 6190 \text{ kg.}$$

Mit Rücksicht darauf jedoch, dass dem Treibkolben für seinen Rückgang ein gewisses Uebergewicht belassen werden muss, werde das Gewicht des Compensator- kolbens auf 6000 kg festgesetzt. Der Gesamtwirkungs- grad des Aufzuges stellt sich sonach auf $0,87 \cdot 0,84 = 0,73$. Es ist noch die Pressung des Druckwassers zu bestimmen, die zum Heben des belasteten Fahrstuhles nötig ist. Die Tragfähigkeit desselben soll 310 kg betragen, wozu noch das nicht ausgeglichene Gewicht des leeren Fahrstuhles mit 260 kg kommt. In den 260 kg sind zugleich die betr. Wirkungsverluste enthalten, sodass sich die Gesamtlast zu $310 + 0,73 \cdot 260 = 500$ kg ergibt. Bezeichnet nun p den Druck des zugeleiteten Wassers pro Quadratcentimeter, so wird der Druck auf den Treibkolben unter Berücksichtigung der Reibungsverluste

$$w \cdot p \cdot d^2 \frac{\pi}{4}$$

Dieser Ausdruck muss, damit der Fahrstuhl gehoben wird, mindestens 500 kg werden; demnach die Gleichung:

$$w \cdot p \cdot d^2 \frac{\pi}{4} = 500,$$

woraus

$$p = \frac{500}{0,73 \cdot 15^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{500}{128,94} = 3,87 \text{ rd. } 4 \text{ atm.}$$

7. Beispiel: Es sind die Hauptdaten für eine Zwillingdampfmaschine mit freiem Auspuff zu ermitteln, die eine Kraftleistung von 7,50 HP bei 125 Umdrehungen pro Minute und 200 mm Hub entwickelt, bei einem Kesseldampfdrucke von 7 atm.

Jeder Cylinder hat bei 7,50 HP Gesamtleistung der Maschine 3,75 HP einzeln zu leisten. Der Wirkungs- grad kann zu

$$\eta = \frac{N_n + 32}{N_n + 50} = \frac{3,75 + 32}{3,75 + 50} = 0,665$$

angenommen werden; für Zwillingmaschinen gibt man 2% Zuschlag, sodass

$$\eta = 0,665 + 0,02 = 0,685.$$

Da $N_n = \eta N_i$, so ist die indicierte Leistung

$$N_i = \frac{N_n}{\eta} = \frac{3,75}{0,685} = \text{rd. } 5,5 \text{ HP.}$$

Ist c die Kolbengeschwindigkeit in Metern pro Sekunde, s der Hub der Maschine und n die Anzahl der Umdrehungen pro Minute, so ist

$$c = \frac{ns}{30} = \frac{125 \cdot 0,2}{30} = 0,833 \text{ m.}$$

Die Füllung zu 0,8 angenommen, hat man die Schieber- kastendampfspannung

$$p_1 = 0,9 p - 0,5 = 0,9 \cdot 7 - 0,5 = 5,8 \text{ atm.}$$

Die mittlere indicierte Dampfspannung ist

$$p_i = f p_1 - f' p_2,$$

worin f und f' die Spannungscoefficienten und p_2 den mittleren Ausströmungsdruck bedeutet. Nach der „Hütte“ ist hier:

$$f = 0,950, f' = 1,024 \text{ und } p_2 = 1,13 \text{ atm.},$$

folglich wird

$$p_i = 0,95 \cdot 5,8 - 1,024 \cdot 1,13 = 4,35 \text{ atm.}$$

Der Cylinderdurchmesser wird ermittelt aus:

$$F = \frac{75}{10000} \cdot \frac{N_i}{c} \cdot \frac{1}{p_i}$$

worin F die wirksame Kohlenfläche in Quadratmetern.

Es ist:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{0,833} = 1,20$$

und

$$\frac{1}{p_i} = \frac{1}{4,35} = 0,23,$$

daher

$$F = \frac{75 \cdot 5,5 \cdot 1,20 \cdot 0,23}{10000} = 0,011385 \text{ qm} = 113,85 \text{ qcm},$$

woraus der Durchmesser $D = \text{rd. } 120$ mm.

8. Beispiel: Für einen in Fig. 7 skizzierten Bock- kran von 20000 kg Tragkraft ist die an der Kurbel von 400 mm Länge erforderliche Kraft zu bestimmen bei einer Räderübersetzung $u = 85$.

Beim Heben der Last bewegt sich die Kette, ehe sie zur Windtrommel gelangt, über 2 lose Rollen, von denen jede einen Wirkungsgrad $w_1 = 0,98$ hat, und über 3 feste Rollen mit je einem Wirkungsgrade $w_2 = 0,96$. Ausserdem sind noch die Windtrommel mit $w_3 = 0,97$ und 2 Rädervorgelege mit je $w_4 = 0,91$ zu berücksichtigen, sodass der Wirkungsgrad der ganzen Hebevorrichtung wird:

$$w = 0,98^2 \cdot 0,96^3 \cdot 0,97 \cdot 0,91^2 = 0,69.$$

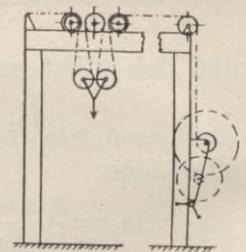


Fig. 7.

Da die Last in 4 Ketten hängt, so wird theoretisch die Spannung

$$S = \frac{20000}{4} = 5000 \text{ kg,}$$

mit Berücksichtigung des Verlustes durch die Rollen aber wird dieselbe beim Auflaufen auf die Trommel:

$$S = \frac{5000}{0,98^2 \cdot 0,96^3} = \frac{5000}{0,85} = 5882 \text{ kg,}$$

wofür eine Kette von 25 mm Stärke erforderlich ist. Dieser Ketteneisenstärke entspricht ein Trommeldurchmesser von 500 mm, also die Grösse des Lastarmes 250 mm. Somit hat man: Lastmoment 5882·250 und Kraftmoment P·400, und ausserdem besteht, da die

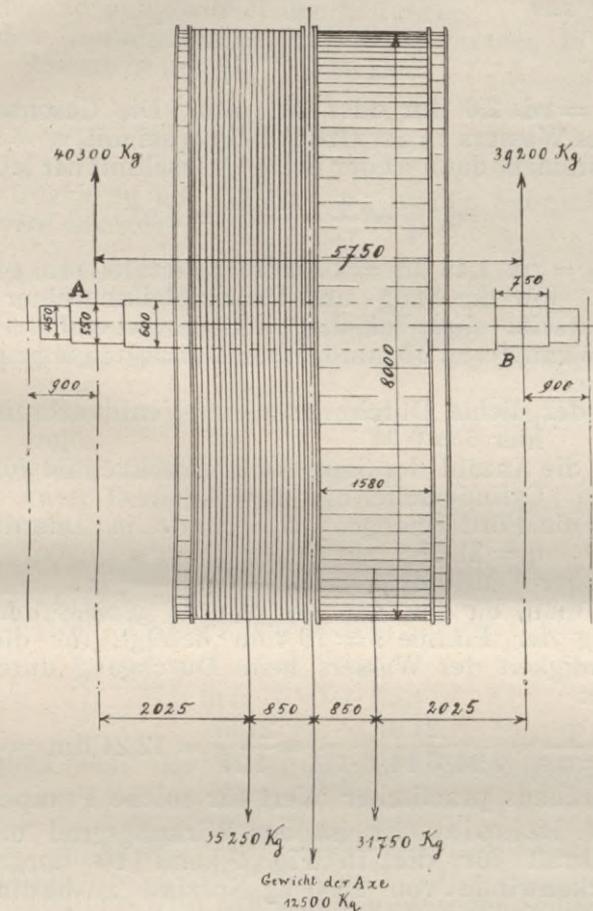


Fig. 8.

beiden Vorgelege nur einen Wirkungsgrad von je 0,91 haben, die Beziehung

$$P \cdot 400 \cdot 85 = \frac{5882 \cdot 250}{0,91^2}.$$

Hieraus erhält man:

$$P = \frac{5882 \cdot 250}{400 \cdot 85 \cdot 0,91^2} = \frac{1470500}{28220} = \text{rd. } 52 \text{ kg.}$$

Arbeiten 4 Mann an der Kurbel, so ist jeder mit 13 kg beansprucht.

9. Beispiel: Für eine aus der 630 m-Sohle ziehende Zwillingsfördermaschine von 1050 mm Cylinderdurchmesser und 2150 mm Kolbenhub ist die Fördertrommelaxe nach den in Fig. 8 wiedergegebenen Abmessungen projectiert; es soll untersucht werden, ob die Axe stark genug ist.

Die aus Siemens-Martinstahl mit einer Bruchfestigkeit von 4600 kg bei 23,5% Dehnung angenommene Axe wird teils auf Biegung, teils auf Verdrehung beansprucht. Die Axe wird belastet durch das Gewicht der leeren Seiltrommel, ermittelt zu 31750 kg, das Gewicht der anderen Seiltrommel mit aufgewickelterm

Förderseil, festgestellt auf 35250 kg, und durch das Eigengewicht von Mitte bis Mitte Lager. Letzteres berechnet sich zu:

$$(28,27 \cdot 50 + 23,76 \cdot 7,5) 7,85 = 12494,85 \text{ rd. } 12500 \text{ kg,}$$

sodass das Gesamtgewicht, welches auf die Axe wirkt, 31750 + 35250 + 12500 = 79500 kg

beträgt. Nunmehr ergibt sich der Auflagerdruck in A zu:

$$\frac{31750 \cdot 202,5 + 12500 \cdot 287,5 + 35250 \cdot 372,5}{575}$$

oder

$$\frac{6429375 + 3593750 + 13130625}{575} = \frac{23153750}{575}$$

$$= 40267,39 \text{ rd. } 40300 \text{ kg.}$$

Da die Gesamtbelastung 79500 kg beträgt, so wird der Druck in B:

$$79500 - 40300 = 39200 \text{ kg.}$$

Das für den mittleren Teil der Axe von 600 mm Durchmesser in Frage kommende grösste Biegemoment ist demnach

$$M_b = 40300 \cdot 287,5 - 35250 \cdot 85 = 11586250 - 2996250 = 8590000 \text{ kgcm.}$$

Das grösste Verdrehungsmoment für die Axe tritt auf bei Bergeförderung aus der 630 m-Sohle; es setzt sich die Trommelbelastung alsdann wie folgt zusammen:

660 m Seil, à 5 kg =	3300 kg
Seilverbindung zwischen Seil und Förderkorb	280 "
Förderkorbgewicht	1800 "
Förderkorbinhalt (4 bel. Wagen à 1200 kg)	4800 "
zusammen	10180 kg

Bei dem Fördertrommeldurchmesser von 8,00 m wird somit das grösste verdrehende Moment

$$M_d = 10180 \cdot 400 = 4072000 \text{ kgcm.}$$

Aus den ermittelten beiden Momenten berechnet sich das für den mittleren Axenteil maassgebende ideale Moment

$$M_i = \frac{3}{8} M_b + \frac{5}{8} \sqrt{M_b^2 + M_d^2}.$$

Die entsprechenden Werte eingesetzt, hat man:

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 8590000 + \frac{5}{8} \sqrt{8590000^2 + 4072000^2}$$

oder

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 8590000 + \frac{5}{8} \sqrt{90470084000000}$$

oder

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 8590000 + \frac{5}{8} \cdot 9511576,32$$

oder

$$M_i = 3221250 + 5944735 = 9165985 \text{ kgcm.}$$

Das Widerstandsmoment ist hier

$$0,1 d^3 = 21600,$$

mithin wird die Beanspruchung pro Quadratcentimeter Querschnitt

$$\frac{9165,985}{21600} = 424,35 \text{ kg,}$$

also Sicherheit

$$\frac{4600}{424,35} = 10,84.$$

Die Beanspruchung des Lagerzapfens findet sich wie folgt: Der grösste zur Verfügung stehende Dampfdruck in der Maschine beträgt 7,5 Atm., der Cylinder von 1050 mm Durchmesser hat 8654,625 qcm Querschnitt, abzüglich Querschnitt der Kolbenstange von

180 mm Durchmesser mit 254,47 qcm bleibt ein reiner Querschnitt von rund 8400 qcm, daher grösster Dampfdruck $8400 \cdot 7,5 = 63000$ kg. Die Entfernung von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte Lager ist 900 mm, somit das Biegemoment für die Lagermitte $M_b = 63000 \cdot 90 = 5670000$ kg/cm. Da der Kurbelarm $\frac{2150}{2} = 1075$ mm beträgt, so ist das Verdrehungsmoment $M_d = 63000 \cdot 107,5 = 6772500$ kg/cm. Das ideale Moment ist folglich gemäss obiger Formel für die Lagerstelle:

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 5670000 + \frac{5}{8} \sqrt{5670000^2 + 6772500^2}$$

oder

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 5670000 + \frac{5}{8} \sqrt{46188245250000}$$

oder

$$M_i = \frac{3}{8} \cdot 5670000 + \frac{5}{8} \cdot 6796193,44$$

oder

$$M_i = 2126250 + 4247621,45 = 6373871,45 \text{ kg/cm.}$$

Der Lagerzapfen hat 55 cm Durchmesser, also ein Widerstandsmoment $0,1d^3 = 16637,5$, mithin ist die Beanspruchung:

$$\frac{6373872}{16637,5} = 383,10 \text{ kg}$$

und die Sicherheit:

$$\frac{4600}{383,10} = 12,1.$$

10. Beispiel: Eine vorhandene Compound-Duplex-Dampfmaschine hat einen Hochdruckzylinder - Durchmesser von 300 mm, einen Niederdruckzylinder von 450 mm Durchmesser, einen Pumpenkolben von 180 mm Durchmesser und einen gemeinschaftlichen Kolbenhub von 350 mm; es soll berechnet werden, wie gross die Leistung und die Förderhöhe dieser Pumpe ist, wenn zum Betriebe derselben eine Dampfspannung von 5 Atm. Ueberdruck zur Verfügung steht.

Bei Duplex-Dampfmaschinen nach Woolf'schem System beträgt das Volumenverhältnis zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder gewöhnlich 1:2,25 bis 1:2,5, im vorliegenden Falle 1:2,25, und wird bei Berechnung des mittleren wirksamen Dampfdruckes, wobei ebenso wie bei Berechnung der Woolf'schen Dampfmaschinen nur der Niederdruckzylinder zu berücksichtigen ist, im letzteren eine Füllung von 0,44 angenommen. Für 5 Atm. Ueberdruck bzw. eine Betriebsspannung von 6 Atm. erhält man daher eine mittlere Dampfspannung hinter dem Kolben von $p_1 = 0,8 p = 0,8 \cdot 6 = 4,8$ kg pro qcm Kolbenfläche und unter Annahme eines schädlichen Gegendruckes vor dem Kolben von $p_2 = \text{rd. } 1$ kg somit einen wirksamen Kolbendruck von $p' = 3,8$ kg pro Quadratcentimeter. Der Querschnitt des Niederdruckzylinders von 45 cm Durchmesser ist $F = 1590,43$ qcm und der des Plungers von 18 cm Durchmesser $f = 254,47$ qcm, woraus sich eine theoretische Druckhöhe für die Dampfmaschine berechnet von

$$h = \frac{F \cdot p'}{f} = \frac{1590,43 \cdot 3,8}{254,47} = 23,75 \text{ Atm.}$$

ergibt oder, da einer Atmosphäre 10 m Wassersäule entsprechen: $h = 237,50$ m Druckhöhe. Nimmt man noch einen mittleren Wirkungsgrad der Pumpe von $\eta = 0,85$ an, so ergibt sich die wirkliche Gesamtförderhöhe, d. i. Saughöhe plus Druckhöhe der Pumpe zu: $H = 0,85 h = 201,88$, rd. 200 m. Ist f' der Querschnitt eines Plungers in Quadratcentimetern, c' die Kolbengeschwindigkeit der Pumpen in Decimetern, so ist die theoretische Leistung einer Duplex-Dampfmaschine: $Q' = 2 f' \cdot c'$ in Litern pro Minute. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit kann man

bei solchen Pumpen mit reichlichen Durchgangsquer schnitten zu $c' = 30$ m oder 300 dm pro Minute annehmen, sodass man demnach hat: $Q' = 2 \cdot 2,54 \cdot 300 = 1524$ Liter pro Minute. Da ein mittlerer Wirkungsgrad der Pumpen von $\eta = 0,85$ angenommen wurde, so ergibt sich die wirkliche Leistung der betr. Duplex-Dampfmaschine zu $Q = \eta Q' = 0,85 \cdot 1524 = \text{rd. } 3300$ Liter pro Minute oder $q = \frac{1300}{60} = 21,67$ Liter pro Secunde.

Die mittleren Geschwindigkeiten des Wassers in dem Saug- und Druckrohre nimmt man bei ersterem gewöhnlich 0,60 bis 1,00 m, bei letzterem meist 1,00 bis 1,25 m pro Secunde an. Bei einer Geschwindigkeit von 0,75 m ergäbe sich daher eine lichte Weite der Saugleitung aus

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{q}{v_1} = \frac{11,67}{7,5}$$

mit $d_1 = \text{rd. } 2,0$ dm oder 200 mm. Die Geschwindigkeit des Wassers in der Druckleitung sei mit $v_2 = 1,10$ m angenommen, dann ist der lichte Querschnitt der letzteren

$$d_2^2 \frac{\pi}{4} = \frac{q}{v_2} = \frac{21,67}{1,1} = 1,97$$

oder $d_2 = \text{rd. } 1,45$ dm = 145 mm, wofür 150 mm gewählt wurde. Für die Saug- und Druckabteilung einer jeden Cylinderseite sind bei der in Rede stehenden Pumpe je drei Ventile von 94 mm lichtem Durchgang angeordnet. Ist daher:

- δ der lichte Durchmesser des Ventilsitzes in dm, hier $\delta = 0,94$,
- n die Anzahl der Saug- oder Druckventile für eine Cylinderseite, hier $n = 6$,
- q die Fördermenge pro Secunde in Litern, hier $q = 21,67$,
- s der Ventilhub,

so hat man, da der Hub der Ventile gemäss der Ausführung der Pumpe $s = 10$ mm beträgt, für die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgang durch die Ventile:

$$v_3 = \frac{q}{\delta \pi n s} = \frac{21,67}{0,94 \cdot 3,14 \cdot 6 \cdot 0,1} = \frac{21,67}{1,77} = 12,24 \text{ dm} = 1,2 \text{ m,}$$

ein durchaus practischer Wert für solche Pumpen.

11. Beispiel: Es ist der Wirkungsgrad und die Kurbelkraft für die in Fig. 9 und 10 dargestellte Schneckenwinde von 2500 kg Nutzlast zu bestimmen.

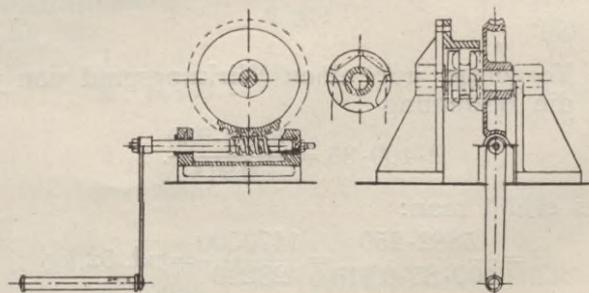


Fig. 9.

Fig. 10.

Die betreffende Winde zeichnet sich bei bedeutender Uebersetzung durch ausserordentliche Einfachheit in der Bauart aus, da sie neben dem Schneckengetriebe nur noch aus einer Kettennuss mit 5 Daumen besteht; der Gesamtwirkungsgrad der Winde setzt sich daher zusammen aus dem Wirkungsgrade des Schneckengetriebes und dem der Kettennuss. Die Widerstände eines Schneckengetriebes bestehen in der Reibung zwischen Schnecke und Schneckenrad und in der Reibung des Hals- und Stützapfens der Schneckenwelle. Die erstgenannte Reibung setzt sich wiederum aus zweierlei Widerständen zusammen: einmal aus der

gleitenden Reibung der Gewinde- und Zahnflächen aufeinander in der Richtung der Schraubenlinie (ähnlich der Reibung in den Schraubengängen bei Schraube und Mutter) und zweitens aus der Reibung beim Abrollen der Zähne des Schneckenrades an den Gängen der Schnecke in der Richtung der Schneckenaxe, entsprechend der Zahnreibung zwischen Zahnrad und Zahnstange. Bezeichnet:

P_0 den ideellen (theoretischen) Druck an der Kurbel, d. h. ohne Berücksichtigung der auftretenden Widerstände,

P den wirklichen Druck an der Kurbel,

a den Halbmesser der letzteren,

r den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,

α den Steigungswinkel der Schnecke,

K den Umfangedruck des Schneckenrades in der Axenrichtung der Schnecke,

so ist

$$P_0 = \frac{K r \operatorname{tg} \alpha}{a}.$$

Mit Rücksicht auf die Reibung in den Schraubengängen wird aber:

$$P'_0 = \frac{K r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}{a},$$

worin $\varphi = 7^\circ$ zu setzen ist. Bedeutet ferner:

r_1 den Halbmesser des Halszapfens der Schneckenwelle,

r_2 den Halbmesser des Stützzapfens der Schneckenwelle,

f Coefficient der Zapfenreibung,

so wird unter Berücksichtigung der Stütz- und Halszapfenreibung:

$$P_1 a = K r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + f K r_2 + f P r_1$$

oder

$$P (a - f r_1) = K [r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + f r_2],$$

woraus

$$P = \frac{K [r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + f r_2]}{a - f r_1}.$$

Also ergibt sich der Wirkungsgrad der Schneckenwelle zu

$$w = \frac{P_0}{P} = \frac{r \operatorname{tg} \alpha (a - f r_1)}{a [r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + f r_2]}.$$

Hierzu tritt noch die Zahnreibung zwischen Schnecke und Schneckenrad mit $w = \frac{z}{z + 0,5}$, wenn unter z die Zähnezahl des Schneckenrades verstanden wird. Demnach wird der Gesamtwirkungsgrad des Schneckengetriebes:

$$w_1 = \frac{r \operatorname{tg} \alpha (a - f r_1)}{a [r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + f r_2]} \cdot \frac{z}{z + 0,5}.$$

Für vorliegendes Schneckengetriebe ist:

$a = 350$ mm, $r = 22$ mm, $\alpha = 9^\circ 4'$, $r_1 = 13,5$ mm,

$r_2 = 5$ mm, $\varphi = 7^\circ$, $f = 0,08$ und $z = 38$.

Somit hat man;

$$w_1 = \frac{22 \cdot 0,17 (350 - 0,08 \cdot 13,5)}{350 (22 \cdot 0,30 + 0,08 \cdot 5)} \cdot \frac{38}{38 + 0,5}$$

$$w_1 = 0,532 \cdot 0,987 = 0,525.$$

Der Wirkungsgrad einer Kettennuss mit 5 Daumen, wie hier angewandt, ist nach Unger: $w_2 = 0,944$, so dass der Gesamtwirkungsgrad der Winde beträgt:

$$w = w_1 \cdot w_2 = 0,525 \cdot 0,944 = 0,4956 = \text{rd. } 0,50.$$

Der erforderliche Kurbeldruck berechnet sich folgendermassen: Der Durchmesser der Kettennuss ist 130 mm, derjenige des Schneckenrades 288 mm, die

Last 2500 kg. Zunächst ergibt sich die Kraft K am Umfange des Schneckenrades zu:

$$K = \frac{2500 \cdot 130}{288} = 1128 \text{ kg.}$$

Die ideale Kraft an der Kurbel ist aber:

$$P_0 = K \frac{r \operatorname{tg} \alpha}{a} = \frac{1128 \cdot 22 \cdot 0,17}{350} = 12,05 \text{ kg,}$$

mithin wird die wirkliche Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{P_0}{w} = \frac{12,05}{0,5} = \text{rd. } 24 \text{ kg.}$$

Das Schneckengetriebe liefert eine 38fache Uebersetzung, da das Rad 38 Zähne hat und die Schnecke eingängig ist. Der Hebelarm der Kraft ist 350 mm und der Last 65 mm, also die Uebersetzung

$$u = \frac{350 \cdot 38}{65} = 205.$$

12. Beispiel: Aus einem senkrechten Schachte von 300 m Tiefe soll mittelst eines Seiles von Bessemerstahldraht mit $v = 2,8$ m Geschwindigkeit gefördert werden; es ist dieses Seil zu berechnen, wenn die gesamte Belastung (Förderschale, Wagen und Ladung) $Q = 3250$ kg beträgt und die Ortsverhältnisse nur einen Seilscheibenhalmesser $r = 1,47$ m gestatten.

Je grösser die Fördergeschwindigkeit ist, desto grösser wird auch die Beschleunigung der Last und die zufällige Inanspruchnahme des Seiles sein, aus welchem Grunde der Sicherheitsgrad mit der Fördergeschwindigkeit zunehmen muss. Ein und dasselbe Material vorausgesetzt, giebt es, wenn δ die Drahtstärke des Seiles in mm und r den Halbmesser der Seilscheibe in m bedeutet, für jede Sicherheit und Schachttiefe einen Wert des Verhältnisses $\delta : r$, für welches die Tragfähigkeit eines Drahtes am grössten ist. Unter Anwendung des genannten Verhältnisses erhält man bei gegebenem Seilscheibenhalmmesser, wie in vorliegendem Falle, das einfachste Seil, d. h. dasjenige, welches aus den wenigsten Drähten besteht. Da man für Maschinenförderseile nicht gerne eine kleinere Drahtdicke als 1,5 mm anwendet, so werde $\delta = 1,7$ mm gewählt; es ergibt sich alsdann für das Verhältnis $\delta : r$ der Wert $\delta : r = 1,7 : 1,47 = 1,16$. Für diese Zahl ermittelt sich nach „Hermann, Berechnung der Förderseile“ die Grenze der Inanspruchnahme bei der gegebenen Tiefe von $H = 300$ m zu $h_x = 15,2$ und daher die Nutzspannung des Seiles zu $s = f_x - 0,01 H = 15,2 - 3 = 12,2$. Hiermit findet man den festen Querschnitt des Seiles zu $F = \frac{Q}{s} = \frac{3250}{12,2} = \text{rd. } 266$ qmm. Da

$F = i \cdot \delta^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 266$, so ergibt sich die Anzahl Drähte im

Seil zu: $i = \frac{4 F}{\delta^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 266}{1,7^2 \cdot 3,14} = \text{rd. } 118$. Bei Seilen für

Maschinenförderung stellt man überdies die Forderung, dass der Durchmesser des Seiles höchstens der 100. Teil des Seilscheibendurchmessers sei, mithin $d = \frac{D}{100}$. Für

unseren Fall erhält man:

$$d = \frac{2000 \cdot 1,47}{100} = \frac{2940}{100} = 29,4 \text{ rd. } 30 \text{ mm.}$$

Nach den Tabellen von Felten & Guillaume wird der Durchmesser runder Förderseile mit 1 Hanfseile: $d = \delta \sqrt{2,3 i}$, worin die Buchstaben dieselbe Bedeutung haben wie vorhin. Gemäss dieser Formel wird der Seildurchmesser:

$d = 1,7 \sqrt{2,3 \cdot 118} = 1,7 \sqrt{271,4} = 1,7 \cdot 16,48 = \text{rd. } 28$ mm, also nahezu derselbe Wert.

Grenze der Steigung in Bezug auf die Bremswirkung.

Gg. Vogl.

Bei denjenigen Zahnstangen, welche einen vertikalen Eingriff haben, ist es von wesentlicher Bedeutung, zu trachten, dass beim Bremsen kein Herausspringen des Zahnrades eintritt.

Setzen wir fürs erste voraus, dass Fangarme zum Festhalten des Zahnrades auf der Zahnstange nicht vorhanden seien; dann ist zunächst der beim Bremsen vorkommende Zahndruck zu beachten.

Es sei nun im folgenden:

- z der Zahndruck während des Bremsens in kg;
- h_w das Gewicht des Fahrzeuges in kg;
- v die Geschwindigkeit desselben in m pro Sekunde;
- g die Beschleunigung der Schwerkraft = 9,81 m;
- s der Bremsweg bis zum Stillstand in m;
- t die Bremszeit in Sekunden und
- α der Neigungswinkel der Bahn gegen eine Wage-

rechte.

$$\text{Dann ist: } z = h_w \left(\frac{v^2}{2gs} \pm \sin \alpha \right).$$

Setzt man nun eine gleichmässige Verzögerung voraus, so ist:

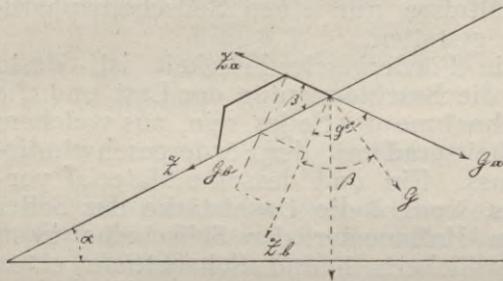


Fig. 1.

$$z = h_w \left(\frac{v}{gt} \pm \sin \alpha \right).$$

Das positive Zeichen von dem Werte sin α gilt für die Bewegung auf dem Gefälle und das negative für das Bremsen auf Steigungen.

Es kommt hier nun in Betracht die Grösse von z in Bezug auf:

- a) die Möglichkeit eines Zahnbruches,
- b) die Möglichkeit des Aufsteigens des Zahnrades.

Was zunächst die Möglichkeit eines Zahnbruches anlangt, so hat man für den Wert von z, wenn man h_w = 15000 kg, v = 2 m, t = 2 Sekunden und sin α = 1/5 annimmt:

$$z = 15000 \left(\frac{2}{10 \cdot 2} + \frac{1}{5} \right) = 1500 + 3000.$$

Es tritt also eine erhebliche Vergrößerung des Zahndruckes ein durch die Bremswirkung. Hierzu ist noch zu bemerken, dass der Bremsdruck hier nur als mittlerer Wert zum Vorschein kommt, während derselbe im Anfange der Bewegung nahezu einen bedeutend grösseren Wert annehmen kann. Will man einen nicht allzu grossen Zahndruck haben, so ist die Bremswirkung auf einen nicht zu kleinen Weg auszudehnen.

Wesentlich ist nun noch die Möglichkeit des Aufsteigens. Da die hierbei in Betracht kommende Reibung nicht genau bestimmt werden kann und es ferner von Bedeutung ist, ob die Zahnstange mehr oder weniger gut geölt ist, so lassen sich hier keine scharfen Grenzen angeben. Ferner ist zu bemerken, dass hier nur ein Aufsteigen während der Talfahrt in Betracht kommt, da bei der Bergfahrt durch die Zahnradreibung mehr ein Hineinziehen der Zähne und bei der Talfahrt ein Herausdrücken stattfindet.

Es sei nun z der in der Zahnstange vorkommende Druck, derselbe wird zerlegt in die beiden Componenten

z_a und z_b (Fig. 1), und zwar z_a in der Richtung der Zahnflanke und z_b in der Richtung rechtwinklig zur Zahnflanke. Ein Aufsteigen des Zahnrades wird nun möglich durch die Einwirkung der Componente z_a und durch die gleitende Reibung

$$f z_b,$$

wenn f der Coefficient der gleitenden Reibung ist, da dieser Reibungswiderstand ein Eindringen des Zahnes verhindert.

Die Componente des Raddruckes h der Achse rechtwinklig zur Schienenebene sei g, dann ist die rechtwinklig auf die Zahnflanke wirkende Componente g_b und die in der Richtung der Zahnflanke wirkende Componente g_a.

Soll nun ein Aufsteigen des Zahnrades nicht stattfinden, so muss sein:

$$\text{Es ist aber: } g_a > z_a + f(z_b + g_b).$$

$$g_a = g \cos(90 - \beta) = g \sin \beta \text{ und } g = h \cos \alpha$$

$$\text{sonach } g_a = h \cos \alpha \sin \beta.$$

Ferner ist

$$z_a = z \cos \beta \text{ und } z_b = z \sin \beta, \text{ sowie } g_b = g \cos \beta;$$

danach ist:

$$h \cos \alpha \sin \beta > z \cos \beta + f(z \sin \beta + g \cos \beta).$$

Die Grösse z, welche den Bremsdruck darstellt, wird nun während des Bremsens einen veränderlichen Wert haben.

Allgemein hat man die Gleichung

$$z_s = \frac{1}{2} \frac{h}{g} v^2 + h \sin \alpha$$

$$\text{oder } z = \left(\frac{v^2}{2gs} + \sin \alpha \right) h.$$

Hierbei ist

s der Bremsweg bis zum Stillstand der Fahrwerks, v die Geschwindigkeit in m in der Secunde.

Die mittlere Bremskraft z wächst also mit zunehmender Geschwindigkeit und kleiner werdendem Bremswege. Nimmt man an, dass diese Grösse von Null bis annähernd zum doppelten Werte von z wächst, so ist der grösste Zahndruck z_m beim Bremsen

$$z_m = 2 \left(\frac{v^2}{2gs} + \sin \alpha \right) h.$$

Setzt man nun allgemein

$$z_m = x z$$

so hat man:

$$h \cos \alpha \sin \beta > x z \cos \beta + f(x z \sin \beta + g \cos \beta).$$

Nimmt man ferner an, dass nur ein bestimmter Teil des Wagengewichtes h_w auf eine Zahnradaxe kommt, so kann man für h setzen:

$$y h_w$$

und für g den Wert y h_w cos α.

Da nun ferner z = y h_w sin α,

so ergibt sich:

$$y h_w \cos \alpha \sin \beta > x y h_w \sin \alpha \cos \beta + f(x y h_w \sin \alpha \sin \beta + y^2 h_w \cos \alpha \cos \beta)$$

oder, wenn man durch y h_w cos α cos β dividiert,

$$\text{tg } \beta > x \text{ tg } \alpha + y f \text{ tg } \alpha \text{ tg } \beta + f y$$

$$\text{tg } \beta - y f > \text{tg } \alpha (x + x f \text{ tg } \beta)$$

$$\text{tg } \alpha < \frac{\text{tg } \beta - y f}{x(1 + f \text{ tg } \beta)}$$

Es sei nun x = 2 und y = 1/2, so ist

$$\text{tg } \beta - \frac{1}{2} f$$

$$\text{tg } \alpha < \frac{\text{tg } \beta - \frac{1}{2} f}{2(1 + f \text{ tg } \beta)}$$

Es sei ferner β = 76°, also tg β = 4 und der Reibungscoefficient f = 1/4, dann ist

$$\text{tg } \alpha < \frac{4 - 1/8}{2(1 + 1)} \text{ oder } \text{tg } \alpha < 0,97$$

und hieraus α < 44°.

Für die angegebenen Zahlenwerte beträgt also die grösste zulässige Steigung, um ein Herausspringen der Zähne zu verhüten, 44° .

Aus dem Vorstehenden ergibt sich ferner noch, dass, wenn man selbsttätig wirkende Bremsen anwendet, die Grösse der Bremskraft eine begrenzte ist, da andernfalls ein Auspringen der Zähne des Bremsrades leicht eintreten kann.

Das Aufsteigen der Zahnräder kann nun nicht

allein durch das Bremsen hervorgebracht werden, sondern es kann auch veranlasst werden durch ein Verstopfen der Zahnücken. Um das Aufsteigen hierbei zu verhindern, kann man Klauen oder Fangarme an den Wagen anbringen, welche unter Vorsprünge, die mit der Zahnstange fest verbunden sind, greifen. Auch durch Anbringen von zwei gegenüberliegenden Zahnrädern mit auf der Bahnebene senkrechter Drehaxe kann man das Aufsteigen der Bremszahnräder vermeiden.

Physikalische Rundschau.

(Fortsetzung von S. 313.)

Nach dem neuesten Geschäftsbericht der Ver. Elektr. A.-G. in Ujpest soll demnächst die Fabrikation der Wolframlampen im grossen aufgenommen werden, nachdem die ausgearbeiteten Herstellungsmethoden sich bewährt haben. In Deutschland wird das Wolframlampenpatent durch die Firma Georg Lüdecke & Co. in Lechhausen ausgeübt. Man wird also bald auch Urteile aus der Praxis der Wolframlampenbeleuchtung hören können.

Geradezu staunenswerte Eigenschaften bezüglich der Wirtschaftlichkeit, der Lebensdauer und der Lichtabnahme mit der Brennzeit werden einer Glühlampe zugeschrieben, die ebenfalls demnächst in den Handel kommen soll und von dem Chemiker Dr. Kugel in Baden (Wien) erfunden wurde.

Es handelt sich um die Verwendung von Colloiden zu Glühfäden in Glühlampen und zwar der colloidalen Lösungen von Körpern sehr hohen Schmelzpunktes, z. B. Platin, Osmium, Iridium, Circon, Tantal, Niob, Thorium, Titan, Uran, Wolfram, Vanadium, Mangan, Molybdän, Chrom, Silicium und Bor. Diese Colloide werden in Form ihrer Hydrosole zum Formen von Fäden verwendet und bilden also solche plastische, wie Ton bearbeitbare Massen, aus denen sich durch Verdunsten des Lösungsmittels (Wassers) das entsprechende Gel bildet, das sich vollkommen verhärtet. Es lässt sich das Hydrosol durch Diamantdüsen pressen und so zu Fäden verarbeiten, das hieraus entstehende Gel ist so widerstandsfähig, dass es alle notwendigen Prozesse der Präparatur aushält. Zunächst, das heisst unmittelbar nach der Präparatur, ist der Gelfaden ein Leiter zweiter Classe, d. h. er leitet die Elektrizität nur bei hoher Temperatur, aber beim heftigen Glühen verändert er diese Eigenschaft derart, dass er vollkommen metallische Leitfähigkeit erlangt und dass mit der Temperatur sein Widerstand zunimmt. Es scheint das Gel sich in einen vollkommen reinen Metall- (bzw. Metalloid-) draht umzusetzen. In der Tat ist auch, da nur die reinen Hydrosole Verwendung finden, gar keine Gelegenheit zur Verunreinigung des Fadens gegeben, die bei auf andere Weise hergestellten Metalldrähten besonders leicht zur Carbiddbildung (durch Kohlebeimengung) Veranlassung geben und so eine Reihe von ungünstigen Eigenschaften des Glühfadens bewirken.

Solche aus Hydrosolen gespritzte und gelatinierte Drähte besitzen trotz ihrer ausserordentlichen Feinheit eine grosse Homogenität und sehr gleichmässige Dicke, was beides sehr wichtige Eigenschaften für Glühfäden sind. Auch nach dem Glühen ist die Dauerhaftigkeit und Widerstandskraft gegen mechanische Einflüsse noch eine sehr bedeutende; so ist dies bis jetzt der einzige beobachtete Fall, dass ein Gel nach dem Eintrocknen nicht verpulvert und zerfällt. Eine Erklärung für dieses Verhalten ist nach dem augenblicklichen Stand unserer Kenntnisse über die colloidalen Metallösungen nicht zu geben; der

Erfinder spricht zwar einen diesbezüglichen Erklärungsversuch aus; indessen, wie gesagt, ohne hinreichende Grundlage.

Ueber die Leistungen der neuen Lampen spricht sich der bekannte Glühlampentechniker Kremenizky in Wien auf Grund der Untersuchung zahlreicher Lampen und vorgenommener Messungen sehr günstig aus. Es wurden eine Reihe von Lampen mit einer Strombelastung von 1 Watt pro Kerze gebrannt und hatten zur Zeit der Veröffentlichung der Ergebnisse 3100—3500 Stunden gebrannt und hierbei 2—3 % an Leuchtkraft eingebüsst! In einzelnen Fällen betrug nach 3500 Stunden Brennzeit der Lichtverlust allerdings 11 %; aber auch dies ist eine Leistung, die bisher von keiner Lampe auch nur entfernt erreicht wurde. (Osmiumlampen haben bei 1—1,5 Watt pro Kerze 6—800 Stunden Brennzeit!)

Eine weitere Serie von Lampen brannte bei einem Verbrauch von 0,75 Watt pro Kerze schon 1000 und 1100 Stunden mit einem mittleren Lichtverlust von 3 bis 5 %, der nach 1600 Brennstunden auf 20 % stieg. Wenn sich diese Angaben mit den in den Handel zu bringenden Lampen bestätigen, so haben wir damit nicht nur eine ausserordentlich günstige neue Glühlampe als Concurrentin der bisher bekannten Lampen zu erwarten, sondern es wird die Verwendung dieser Lampe ihrer Oeconomie und langen Brenndauer wegen eine weitere Reihe von Anwendungsmöglichkeiten (nach Massgabe der Kosten) für die elektrische Beleuchtung gewähren. Sie wird der schwerste Feind und Concurrent sein, der dem Gasglühlicht entgegentritt, und sicher in der Mehrzahl der Fälle den Sieg der Electricität über das Gas entscheiden.

Allgemein gesprochen, würde also die Colloidlampe des Dr. Kugel bei gleicher Lichtstärke nur 25 % Strom brauchen, im Vergleich zur Kohlenfadenlampe und 50 % im Vergleich zu der Osmiumlampe. Es scheint in dieser Lampe die Vereinigung zweier Ziele der Leuchttechnik erreicht zu sein, einmal — der sehr schweren Schmelzbarkeit der verwendeten Materialien halber — die Möglichkeit, eine sehr hohe Temperatur zu erreichen, wodurch das Maximum der Strahlung stark in den sichtbaren Bereich des Spectrums, rückt und zweitens die sehr günstige Emission in Bezug auf das sichtbare Gebiet der Strahlung, welche diese Colloidfäden der verwendeten Metalle bzw. Metalloide zu besitzen scheinen. Unter allen Umständen haben wir Anlass, den in neuester Zeit so rasch aufeinander folgenden Erfindungen auf diesem Gebiet mit Interesse und grossen Hoffnungen zu folgen. Den Anstoss zu dieser intensiven Arbeit in der Glühlampentechnik verdanken wir unstreitig Herrn Auer von Welsbach, der ebenso wie in der Gasbeleuchtung, auch in der elektrischen Kleinbeleuchtung durch Glühlampen bahnbrechend gewirkt hat.

— R. —

Handelsnachrichten.

* **Zur Lage des Eisenmarktes.** 18. 7. 1906. Eine genaue Beurteilung, wie sich der Geschäftsgang in den Vereinigten Staaten gestalten werde, ist zwar immer noch nicht möglich, die Stimmung ist jedoch entschieden zuversichtlicher geworden, und man glaubt, dass die nächste Zeit einen regeren Verkehr bringen werde. Giessereieisen hat angezogen, teils infolge grösserer Verkäufe, teils weil die Erzeugung der Hochöfen sich verringert hat. Für Fertigeisen und Stahl gehen im allgemeinen die Bestellungen befriedigend ein, besonders Constructionseisen fand zahlreiche Nehmer. Stahlschienen liegen etwas ruhiger, die Umsätze sind jedoch immer noch bedeutend.

In England ist zwar, wie stets um diese Jahreszeit, die Nachfrage im allgemeinen etwas ruhiger geworden, aber im ganzen die Lage als befriedigend zu bezeichnen. Roheisen, Hematit vor allem, liegt etwas nach unten, bedeutende Rückgänge stehen aber nicht zu erwarten. Die Ausfuhr von Roheisen bleibt ungewöhnlich umfangreich. Die Hersteller von Fertigeisen und Stahl sind fast durchweg sehr gut beschäftigt. Doch hat die Herabsetzung der Preise für markierte Barren um 10 s, die auf der Vierteljahrsversammlung in Birmingham stattfand, den Markt stark beeinflusst und eine allgemeine Abschwächung für Fertigartikel hervorgerufen.

Etwas ruhiger hat sich in Frankreich der Verkehr in der Berichtszeit gestaltet, die Ferien beginnen zwar erst mit Beginn des August, aber die bereits vorgenommenen Reisen verringern den Begehren. Doch sind die Werke mit Aufträgen derart überhäuft, dass ihnen der etwas verminderte Ordreseingang ganz willkommen ist, besonders da sie für später auf bessere Preise hoffen. Bei den erteilten Bestellungen wird sehr über die langen Lieferfristen geklagt, die Werke sehen sich gezwungen, diese mehr und mehr hinauszuschieben.

Der belgische Markt befindet sich in ganz guter Verfassung. Die Preise für Roheisen und Fertigwaren sind jetzt ziemlich übereinstimmend, und es steht kaum zu befürchten, dass ersteres nennenswerte Steigerungen erfahren wird, da die Erzeugung wachsen dürfte. Die Nachfrage ist auch in Belgien ein wenig stiller geworden, aber die Walzwerke haben sehr viel zu tun, ebenso verfügen die Constructionswerkstätten, die Locomotiv-, die Maschinenfabriken über zahlreiche Aufträge.

Nur sehr wenig ist es in Deutschland fühlbar, dass eine stillere Zeit angebrochen ist. Die Werke sind vielfach so stark beschäftigt, dass sie nur Aufträge noch annehmen können, wenn sehr lange Lieferfristen gewährt werden. Es sind daher auch in letzter Zeit wieder Preiserhöhungen in einzelnen Zweigen des Gewerbes geplant bzw. bereits vorgenommen worden. Die Aussichten bleiben recht günstig. — O. W. —

* **Vom Berliner Metallmarkt.** 18. 7. 1906. Durch die Reise- und Ferienzeit gestaltete sich auch diesmal der Verkehr sehr bescheiden. Ausserdem wurde die Zurückhaltung noch durch den Umstand veranlasst, dass in London seit einiger Zeit die Tendenz stark rückläufige Bewegung eingeschlagen hat und vorwiegend weitere Abschwächungen erwartet werden. Kupfer ermässigte sich am englischen Markt zunächst ziemlich erheblich, ging aber schliesslich wieder auf £ 79.17.6 und 79.7.6 für Standard per Cassa bzw. drei Monate herauf. Die bescheidenen Umsätze, die hier zustande kamen, vollzogen sich ebenfalls auf niedrigerer Basis, und zwar zu Mk. 181 bis 186 für Mansfelder A. Raffinaden und Mk. 175 bis 180 für englische Marken. Am Londoner Zinnmarkt machte die Abwärtsbewegung während der Berichtszeit weitere, nicht unbedeutende Fortschritte. Die heutigen Notierungen für Straits — £ 167.5 per Cassa und £ 166.15 per drei Monate — sind ca. £ 50 niedriger als zur Zeit der diesjährigen Haussse im Mai und stehen hinter denen am Anfang des Juli um ca. £ 10 zurück. Der augenblickliche Amsterdamer Bancapreis — fl. 103³/₄ für disponible Ware — stellt sich ebenfalls wesentlich ermässigt dar. Ganz bedeutend gingen die Berliner Notierungen zurück. Banca brachte Mk. 365 bis 370, englisches Lammzinn Mk. 353 bis 358 und gute australische Marken Mk. 360 bis 365. Blei erfuhr hier wie jenseits des Canals nur geringfügige Aenderungen, allerdings nur solche nach unten. Die üblichen Handelsmarken bewegten sich wieder zwischen Mk. 35 und 38, und auch die Londoner Schlusspreise — £ 16.15 und 17 — für spanisches bzw. englisches Blei bedeuten keinen grossen Unterschied gegen letzthin. Ebenso wenig sind bei Rohzink nennenswerte Verschiebungen eingetreten. Man zahlte bei uns für W. H. von Giesches Erben bis zu Mk. 60, für geringere Qualitäten bis Mk. 57¹/₂, und in London stellen die Notierungen von £ 26.15 und 27 für gewöhnliche und Specialmarken einen minimalen Fortschritt dar. Antimon, das in London mit £ 107 bezahlt wurde, brachte hier Mk. 220 bis 240. Zinkblei fand leidlichen Absatz zu dem alten Grundpreis von Mk. 68, Kupferblech notierte Mk. 205. Nahtloses Kupfer- und Messingrohr kosten Mk. 232 und 195. Preise verstehen sich per 100 Kilo und, soweit nicht besondere Verbandsbedingungen bestehen, netto Cassa ab hier. — O. W. —

* **Börsenbericht.** 19. 7. 1906. Berlin steht seit kurzem völlig unter dem Einfluss der Ferienzeit. Ein erheblicher Teil der ständigen Börsenbesucher weilt in den Bädern, und die hier gebliebenen zeigen einen auffälligen Mangel an Unternehmungslust, der in den zahlreichen Strichen im Kurszettel zum Ausdruck kommt. Naturgemäss konnte bei solcher Stille die Tendenz nicht unbeeinträchtigt bleiben, und wenn auch, abgesehen von einzelnen Specialanregungen, die etwas

freundlichere Disposition der fremden Börsen einen guten Eindruck machte, so verursachte doch andererseits das neue Attentat in Russland eine gewisse Bestürzung, die einer dauernden Befestigung im Wege stand. Unter diesen Umständen verlassen die leitenden Effecten meist mit Verlusten die Berichtszeit, wiewohl in fast allen Fällen die tiefsten Course überschritten werden konnten. Am Geldmarkt hat sich kaum etwas geändert; Privatdisconten notierten wieder 3¹/₂%, und zu diesem Satze waren auch tägliche Darlehen reichlich zu haben. Von Renten erscheint die 3procentige Reichsanleihe, in der ein grösseres Angebot vorlag, niedriger; die übrigen Werte dieser Gattung erfahren, soweit überhaupt Notierungen zustande kommen, fast gar keine Veränderung. Ebenso sind bei Banken keine nennenswerten Verschiebungen eingetreten, die tatsächlich vorgekommenen kennzeichnen sich als kleine Abschwächungen, ohne dass specielle Ursachen hierfür vorlagen. Unter den Bahnen vermochten Amerikaner dank der in Neu York eingetretenen Besserung ihre Anfangsverluste fast ganz einzuholen. Wie von allen anderen Gebieten, so ist auch über das der Montanwerte nur wenig und kaum etwas Neues zu sagen. Die Course erscheinen hierbei durchgängig niedriger, doch schien sich die Stimmung am Schlusse bessern zu wollen. Einige Anregung gab ein Gerücht von einer bevorstehenden neuen Erhöhung der Halbzeugpreise, wovon vornehmlich Bochumer Gussstahl profitieren konnte. Auch schenkte man den günstigen Nachrichten über das legitime Geschäft einige Beachtung. Der Cassamarkt lag bei stillem Geschäft vorwiegend ziemlich fest. — O. W. —

Name des Papiers	Cours am		Differenz
	11. 7. 06	18. 7. 06	
Allgemeine Electric.-Ges.	215,90	213,10	— 2,80
Aluminium-Industrie	—	—	—
Bär & Stein	324,50	323,50	— 1,—
Bergmann El. W.	313,50	311,25	— 2,25
Bing, Nürnberg-Metall	214,—	214,50	+ 0,50
Bremer Gas	98,50	98,75	+ 0,25
Buderus	126,—	123,25	— 2,75
Butzke	101,—	101,—	—
Elektra	80,50	79,50	— 1,—
Façon Mannstädt	207,—	205,10	— 1,90
Gaggenau	126,10	126,—	— 0,10
Gasmotor Deutz	108,—	107,60	— 0,40
Geisweiler	227,—	226,—	— 1,—
Hein, Lehmann & Co.	162,50	160,50	— 2,—
Ilse Bergbau	370,—	365,25	— 4,75
Keyling & Thomas	137,50	138,25	+ 0,75
Königin Marienhütte, V. A.	84,80	84,50	— 0,30
Küppersbusch	213,80	213,—	— 0,80
Lahmeyer	143,90	143,—	— 0,90
Lauchhammer	190,—	189,80	— 0,20
Laurahütte	232,50	231,90	— 0,60
Marienhütte	115,50	115,—	— 0,50
Mix & Genest	143,—	140,60	— 2,40
Osnabrücker Draht	125,—	122,—	— 3,—
Reiss & Martin	102,—	102,75	+ 0,75
Rhein. Metallw., V. A.	128,50	129,60	+ 1,10
Sächs. Gussstahl	290,—	290,—	—
Schäffer & Walcker	55,25	55,—	— 0,25
Schlesisch. Gas	162,30	162,10	— 0,20
Siemens Glas	257,75	257,50	— 0,25
Stobwasser	27,50	27,25	— 0,25
Thale Eisenw., St. Pr.	123,75	123,50	— 0,25
Tillmann	102,—	101,50	— 0,50
Verein. Metallw. Haller	217,—	214,50	— 2,50
Westfäl. Kupfer	139,25	138,25	— 1,—
Wilhelmshütte	97,25	95,25	— 2,—

Patentanmeldungen.

Der neben der Klassenzahl angegebene Buchstabe bezeichnet die durch die neue Klasseneinteilung eingeführte Unterklasse, zu welcher die Anmeldung gehört.

Für die angegebenen Gegenstände haben die Nachgenannten an dem bezeichneten Tage die Erteilung eines Patentes nachgesucht. Der Gegenstand der Anmeldung ist einstweilen gegen unbefugte Benutzung geschützt.

(Bekannt gemacht im Reichs-Anzeiger vom 16. Juli 1906.)

13a. C. 13982. Flammrohrkessel mit in den Flammrohren angeordneten Längssiedern. — Moses Czechocki, Bialystok; Vertr.: E. Lamberts, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 9. 10. 05.

14a. G. 17970. Mehrfach-Expansionsmaschine ohne Zwischen- aufnehmer. — Robert Pearce Gibbons, Kopu, Auckland, Austr.; Vertr.: Georg Benthien, Berlin SW. 61. 6. 2. 03.

— L. 20371. Kraftmaschine mit gegenläufigen Kolben. — Vladimir Lorenc und Victor Lorenc, Berlin, Lützowstr. 2. 9. 12. 04.

14a. St. 9729. Kraftmaschine mit kreisenden Cylindern. — Stratton Rotating Engine Co., Buffalo, V. St. A.; Vertr.: A. Loll und A. Vogt, Pat.-Anw., Berlin W. 8. 21. 8. 05.

14c. H. 34495. Turbine für Gase, Dämpfe und Flüssigkeiten. — Oswald Hoffmann, Neugersdorf i. S. 11. 1. 05.

— H. 36434. Halbmondförmige hohle Laufschaufel für Dampf- oder Gasturbinen. — Wilhelm Hänlein, Kempten. 4. 11. 05.

— W. 23993. Mehrstufige Dampf- oder Gasturbine. — Wilhelm Wolf, Reisholz b. Düsseldorf. 13. 6. 05.

14f. E. 10662. Ventilsteuerung mit Curvenbahn. — Franz Elsner, Görlitz, Berlinerstr. 40. 27. 2. 05.

14g. G. 22217. Vorrichtung zur Erleichterung des Anfahrens und Anhaltens von umsteuerbaren und mit stark wechselnder Belastung arbeitenden Verbundmaschinen; Zus. z. Pat. 162061. — Fritz Grunewald, Aachen, Lütticherstr. 127. 6. 12. 05.

14g. J. 8397. Einrichtung zum Warmhalten der Locomotiveylinder während des Leerlaufes. — International Railway Device Company, St. Paul, Minnesota, V. St. A.; Vertr.: Ewald Boehm, Pat.-Anwalt, Berlin S. 42. 29. 4. 05.

— W. 22510. Condensationsanlage mit Sammelraum für das Condensationswasser und die Luft des Condensators. — William Weir, Holm Foundry, Cathcart, Grfsch. Renfrew, Schottl.; Vertr.: E. W. Hopkins u. K. Osius, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. 16. 7. 04.

14h. Sch. 25268. Wärmespeicher für Abdampfturbinen. — Louis Schwarz & Co., Act.-Ges., Dortmund. 8. 3. 06.

20c. H. 35495. Fallfenster für Eisenbahnwagen. — Manó Halász, Budapest; Vertr.: Dr. E. A. Franz Düring, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 7. 6. 05.

Für diese Anmeldung ist bei der Prüfung gemäss dem Uebereinkommen mit Oesterreich-Ungarn vom 6. 12. 91 die Priorität auf Grund der Anmeldung in Ungarn vom 26. 10. 04 anerkannt.

— N. 8157. Vorrichtung zum Entkuppeln mittels Gewichtshebels. — Daniel Neumann und Ludwig Matiasz Orosz, Arad, Ung.; Vertr.: F. C. Glaser, L. Glaser, O. Hering u. E. Peitz, Pat.-Anw., Berlin SW. 68. 16. 12. 05.

20i. F. 21775. Ueberwachungsvorrichtung für Eisenbahnsignale. — Ferdinand v. Fiedler, Wilna; Vertr.: H. Neubart, Pat.-Anwalt, Berlin SW. 61. 19. 4. 05.

— J. 8471. Selbsttätige elektrische Zugdeckungsanzeigeneinrichtung. — J. McIlwain, Okawville, V. St. A.; Vertr.: F. C. Glaser, L. Glaser, O. Hering, E. Peitz, Pat.-Anw., Berlin SW. 68. 5. 6. 05.

20k. Sch. 24510. Kreuzungsklammer für Oberleitungen elektrischer Bahnen. — Paul Schneider, Tegel b. Berlin. 24. 10. 05.

20l. C. 14315. Regelungseinrichtung für Elektromotoren, besonders für Fahrzeuge, bei welchen nach Uebergang von der Reihen- zur Parallelschaltung die Reihenschaltung selbsttätig geöffnet wird, sobald diese Verbindung stromlos geworden ist. — William Cooper, Pittsburg, Penns., V. St. A.; Vertr.: Henry E. Schmidt, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 31. 1. 06.

21a. G. 22590. Wellenempfindliche Contactstelle. — Gesellschaft für drahtlose Telegraphie m. b. H., Berlin. 17. 2. 06.

— H. 36066. Schaltung für selbsttätige Fernsprechanlagen mit Schleifenanleitungen; Zus. z. Pat. 165497. — Paul Hildebrand, Plinganserstr. 24, und Anton Chr. Diessl, Herzog Rudolfstr. 47, München. 6. 9. 05.

21c. A. 12517. Elektrischer Regelungs- und Anlasswiderstand mit elektromagnetischer Funkenlöschung. — Daniel Adamson u. John Brentnall Duckitt, Hyde, Engl.; Vertr.: Pat.-Anw. Dr. R. Wirth, C. Weihe u. Dr. H. Weil, Frankfurt a. M. 1, und W. Dame, Berlin SW. 13. 30. 10. 05.

— F. 21160. Fliehkraftschalter. — Felten & Guillaume-Lahmeyerwerke Act.-Ges., Frankfurt a. M. 16. 1. 06.

— M. 28274. Zeitschalter mit Augenblicksschaltung in Form des üblichen Drehschalters. — Johann Georg Mehne, Schweningen, Wttbg. 28. 9. 05.

— N. 8004. Einrichtung zur Abschaltung von Luftleitungen bei Drahtbrüchen; Zus. z. Anm. N. 7835. — Lucien Neu, Lille, Frankr.; Vertr.: F. C. Glaser, L. Glaser, O. Hering und E. Peitz, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 68. 6. 9. 05.

— S. 20999. Verfahren zur Herstellung von geformten festen Körpern aus Siliciumcarbid; Zus. z. Anm. S. 20502. — Gebrüder Siemens & Co., Charlottenburg. 17. 4. 05.

— Sch. 23591. Zeitschalter. — Schwabe & Co., Berlin. 23. 3. 05.

21d. A. 12831. Regelung elektrischer Maschinen mit Wendepolen. Act.-Ges. Brown, Boveri & Co., Baden, Schweiz; Vertr.: H. Heimann, Pat.-Anw., Berlin SW. 11. 6. 2. 06.

— E. 10995. Gleichstrommaschine mit unter den Feldmagneten liegenden Hauptbürsten und zwischen letzteren angeordneten Hilfsbürsten. — Felten & Guillaume-Lahmeyerwerke Act.-Ges., Frankfurt a. M. 1. 7. 05.

— L. 21450. Verfahren zur selbsttätigen Regelung auf constante Leistung bei Gleichstromerzeugern wechselnder Drehrichtung und gleichbleibender Stromrichtung. — Henry Leitner, Maybury, Engl.; Vertr.: C. Fehlert, G. Loubier, Fr. Harmsen u. A. Büttner, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 24. 8. 05.

Für diese Anmeldung ist bei der Prüfung gemäss dem Unionsvertrage vom 20. 3. 83 die Priorität auf Grund der Anmeldung in England vom 19. 6. 05 anerkannt.

21e. B. 43027. Elektricitätszähler für verschiedenen Einheitspreis; Zus. z. Pat. 142945. — Adrian Baumann, Zürich; Vertr.: Max Werner, Pforzheim, Gymnasiumstr. 38. 3. 5. 06.

21f. C. 13850. Verfahren zur Herstellung von Leuchtörpern für elektrische Glühlampen. — Jack Randall Crawford, Mayfair, Grossbritannien; Vertr.: E. W. Hopkins und K. Osius, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 11. 3. 8. 05.

— P. 17933. Verfahren zur Erhöhung der Nutzbrenndauer elektrischer Glühlampen. — Gerard L. F. Philips, Eindhoven, Holland; Vertr.: C. Pieper, H. Springmann u. Th. Stort, Pat.-Anw., Berlin NW. 40. 6. 12. 05.

— R. 21250. Fassaussleuchter mit einer beim Einführen aus einer Schutzhülse vortretenden elektrischen Glühlampe. — Dr. Josef Rupfle, Mannheim, Rosengartenstr. 32. 13. 6. 05.

— S. 22485. Verfahren zur Herstellung eines hohen Vacuums. — Frederick Soddy, Glasgow; Vertr.: Fr. Hasslacher u. E. Dippel, Pat.-Anwälte, Frankfurt a. M. 19. 3. 06.

21g. S. 22367. Rund gepresster Condensator. — Siemens & Halske Act.-Ges., Berlin. 23. 2. 06.

24a. W. 24925. Dauerbrandofen mit Einrichtung zur Vercoaking des frisch aufgeschütteten Brennstoffes zur Verhütung des Zusammenbackens. — W. Wachter, Kaiserslautern. 15. 12. 05.

24g. M. 25730. Einrichtung zum Entleeren der Rauchkammer von Locomotiven. — Johann Minnich, Berlin-Rummelsburg. 30. 6. 04.

24h. V. 5639. Rostbeschickungsvorrichtung für Feuerungen mit durch ein Knaggenrad bewegter Wurfschaufel. — Paul Vogelsang, Mittweida i. S. 9. 8. 04.

— V. 6353. Vorrichtung zur Regelung der seitlichen Brennstoffschichthöhe bei Kettenrostfeuerungen; Zus. z. Anm. V. 6021. — Otto Vent, Charlottenburg, Gutenbergstr. 4. 11. 1. 06.

24i. N. 8276. Luftgekühlter Drosselschieber für Dampfkessel-Feuerungen, bei welchem die Luft regelbar durch die hohle Antriebswelle des Schiebers eintritt. — Wilhelm Nitschke, Coburg, Gildenstr. 16. 2. 06.

35a. R. 22106. Durch die Bewegung der Schachttür oder ihres Schlosses in Tätigkeit gesetzter Schalter für elektrische Aufzüge. — Alwin Reich, Berlin, Königgrätzerstr. 100. 4. 1. 06.

— U. 2672. Fangvorrichtung mit Fangmessern. — Hermann Undeutsch, Freiberg, Sachsen. 29. 5. 05.

35b. Sch. 25546. Kran mit verschiebbarem, in jeder Stellung von der Laufkatze befahrbar Ausleger. — Carl Schenck, Eisengiesserei und Maschinenfabrik, Darmstadt, G. m. b. H., Darmstadt. 26. 4. 06.

35c. St. 9830. Wirbelstrom-Senkbremschaltung für die Hubwerke von Kranen und Hebezeugen. — Fa. Ludwig Stuckenholz, Wetter, Ruhr. 16. 10. 05.

46e. M. 29411. Wellblechkühler oder Condensator, bei welchem sich die aneinander gereihten Elemente mit den äusseren Flächen der Wellenkämme berühren. — Rudolf Mewes, Berlin, Pritzwalkerstr. 14. 30. 10. 03.

47b. C. 14177. Schraubenrad und Verfahren zu seiner Herstellung. — Dr. Ing. Rudolf Crain, Kaiserslautern, Kaiserstrasse 32. 15. 12. 05.

— F. 21596. Kugellager. — Fabrik für Präzisionsfahrradteile, G. m. b. H., Bielefeld. 4. 4. 06.

47c. P. 16372. Kreuzgelenk mit zwei rechtwinklig zueinander in Aussparungen eines kugelförmigen Verbindungsstückes greifenden Bügeln. — Wilhelm von Pittler, Berlin, Schiffbauerdamm 6/7. 23. 8. 04.

— T. 10855. Mitnehmerkupplung. — Nicolas Henry Thyry, Jemeppe sur Meuse, Belg.; Vertr.: J. Plantz, Pat.-Anw., Köln. 5. 12. 05.

47g. M. 28084. Selbsttätiges Ventil mit wagerechter oder geneigter Ventillaxe. — Willy Meer, M.-Gladbach. 25. 8. 05.

— W. 21256. Druckminderventil mit Drehschieber. — Waring Patents Comp., New York; Vertr.: Paul Müller, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 5. 10. 03.

48d. St. 9771. Verfahren zur Erzeugung von den sogenannten Stahloxidfärbungen ähnlichen Farbtönen auf Metallen, insbesondere auf Gold und Silber durch Färben eines auf die Metalle aufgetragenen Stahlüberzugs. — Karl Wilhelm Stark, Pforzheim, Oestl. Karl Friedrichstrasse 46. 13. 9. 05.

63e. P. 17716. Elastischer Radreifen für Fahrräder, Motorwagen o. dergl. — Daniel Picker jr., Wilhelmshaven, Bismarckstr. 35. 3. 10. 05.

— R. 20835. Schutzdecke aus Flechtwerk für elastische Radreifen. — Arthur Hogan Rochfort, Point Reyes, Calif., V. St. A.; Vertr.: H. Neubart, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 27. 2. 05.

— V. 6251. Metallschutzring für Lufradreifen. — Arthur Vondran, Halle a. S., Kirchnerstr. 19. 30. 10. 05.

63l. R. 21576. Rücktrittbremse für Fahrräder. Eugène Louis Robergel, La Guéroule, Frankr.; Vertr.: Carl Arndt, Pat.-Anw., Braunschweig. 1. 9. 05.

65d. N. 7733. Verfahren und Einrichtung zum Ausstossen und Fortbewegen von auf ihrer Aussenseite mit schraubenförmig verlaufenden Flächen versehenen Geschossen, Torpedos u. dergl. — Heinrich Nolle, Klarholz, Bez. Minden. 11. 3. 05.

(Bekannt gemacht im Reichsanzeiger vom 19. Juli 1906.)

13b. B. 41306. Einrichtung zur Erzeugung eines Wasserumlaufs in Zweiflammrohrkesseln mit aufrecht zwischen den Flammrohren angeordneten, an beiden Enden offenen Umlaufrohren. — Wladimir Budziński, Paris; Vertr.: C. von Ossowski, Pat.-Anw., Berlin W. 9. 31. 10. 05.

14e. V. 5820. Regelungsvorrichtung für Dampf- und Gasturbinen. — Josef Vorraber, Köln, Rheingasse 16. 27. 12. 04.

14e. S. 20351. Steuerung für Duplexpumpen. — The Suider Hughes Company, Cleveland, Ohio, V. St. A.; Vertr.: A. Rohrbach u. W. Bindewald, Pat.-Anwälte, Erfurt. 3. 12. 04.

14g. U. 2749. Verfahren zum Hemmen bzw. Stillsetzen von Kraftmaschinen. — Willy Ulrich, Berlin, Gethsemanestr. 5. 15. 10. 04.

14h. W. 23516. Verbindung von Dampfturbinen mit Kolbendampfmaschinen. — Árpád Wein, Zürich; Vertr.: H. Licht u. E. Liebing, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 61. 2. 3. 05.

20a. B. 41226. Mittels eines kraftübersetzenden Vorgeleges durch die Last beeinflusste und unter ihr lösbare Seilklemme für Verschiebeanlagen mit endlosem Zugseil. — Adolf Bleichert & Co., Leipzig-Gohlis. 24. 10. 05.

— M. 25881. Zugseilklemme. Hermann Marcus, Köln, Hohenstaufenering 28. 30. 7. 04.

20b. A. 11540. Locomotive mit Antrieb durch Gas- oder Dampf-Actionsturbinen, deren Laufräder unmittelbar auf den Treibachsen sitzen. — Act.-Ges. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Co., Zürich; Vertr.: C. Pieper, H. Springmann u. Th. Stort, Pat.-Anwälte, Berlin NW. 40. 30. 11. 04.

— L. 19997. Abdampf-Kondensator mit Luftfangdüse für Locomotiven mit Turbinenantrieb. — Hugo Lentz, Berlin, Potsdamerstr. 10/11. 29. 8. 04.

20c. E. 11409. An einem drehbaren Querstück angeordnete Doppelkupplung. — Heinrich Eisenhut, Pilsen; Vertr.: Max Menzel, Pat.-Anw., Berlin N. 4. 6. 1. 06.

201. E. 10571. Vorrichtung zum Festhalten und Zurückziehen des entgleisten Stromabnehmers elektrisch betriebener Fahrzeuge. — Charles J. Earll, New York; Vertr.: Paul Müller, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 23. 1. 05.

— P. 17135. Elektrische Steuerung elektrisch betriebener Eisenbahnzüge. — Thomas Steel Perkins u. Ray Philip Jackson, Wilkinsburg, Pens., V. St. A.; Vertr.: Henry E. Schmidt, Pat.-Anw., Berlin SW. 61. 11. 4. 05.

— R. 21634. Schmiervorrichtung für Stromabnehmerrollen, deren feststehende Hohlaxe als Schmierbehälter ausgebildet ist. — William King Richardson, Leavenworth, Kansas, V. St. A.; Vertr.: Dr. L. Gottsche, Pat.-Anw., Berlin W. 8. 15. 9. 05.

Für diese Anmeldung ist bei der Prüfung gemäss dem Unionsvertrage vom $\frac{20. 3. 83}{14. 12. 00}$ die Priorität auf Grund der Anmeldung in den Vereinigten Staaten von Amerika vom 5. 12. 04 anerkannt.

— S. 22561. Einrichtung an elektrisch betriebenen Hängebahnwagen zur Erhöhung des Reibungsdruckes zwischen Laufrad und Laufschiene oder -Seil, mittelst eines letztere umfassenden Elektromagneten. — Eugen Sichtermann, Nordenham. 2. 4. 06.

21a. K. 31651. Schallsicherer Telefonschrank mit Luftventilation. — Anton Köhl, Ludwigshafen a. Rh., Ludwigstrasse 21. 22. 3. 06.

— S. 19412. Schaltungsanordnung für Fernsprechanlagen mit Speisung der Nebenstellen aus der Centralbatterie. — Siemens & Halske Act.-Ges., Berlin. 15. 4. 04.

— S. 21926. Mikrophonmembran aus Metall mit Ausbiegungen des schwingenden Teiles. — Siemens & Halske Act.-Ges., Berlin. 23. 11. 05.

21e. S. 21071. Seekabel mit Bleimantel. — Siemens & Halske Act.-Ges., Berlin. 5. 5. 05.

21d. A. 12320. Dynamoelektrische Maschine mit einem vom Anker aus erregten Felde. — Allgemeine Electricitäts-Gesellschaft, Berlin. 25. 8. 05.

Für diese Anmeldung ist bei der Prüfung gemäss dem Unionsvertrage vom $\frac{20. 3. 83}{14. 12. 00}$ die Priorität auf Grund der Anmeldung in Frankreich vom 26. 8. 04 anerkannt.

— E. 10858. Statorbewicklung zur Aufhebung der Rückwirkung des Rotorfeldes bei Maschinen mit ausgeprägten Polen. — Felten & Guillaume-Lahmeyerwerke Act.-Ges., Frankfurt a. M. 4. 5. 05.

21e. K. 32072. Einrichtung zur Strom-Spannungs- und Leistungsvergleichung mittels selbstregelder Belastungswiderstände. — Dr. Martin Kallmann, Berlin, Kurfürstendamm 40/41. 17. 5. 06.

21f. K. 31275. Glasbirne für elektrische Glühlampen. — Ernst August Krüger, Berlin, Wollinerstrasse 28a. 2. 2. 06.

— R. 20491. Dauerbrandbogenlampe mit gegen das Gehäuse angepresster Glocke. — Josef Rosemeyer, Köln-Lindenthal. 9. 12. 04.

21g. D. 16174. Elektrischer Condensator. — Deutsche Telefonwerke G. m. b. H., Berlin. 18. 8. 05.

— K. 30931. Vorrichtung zum Entnehmen von Gleichstrom aus einer Wechselstromquelle durch einen zu dieser synchron schwingenden Unterbrecher. — Koch & Sterzel, Dresden. 15. 12. 05.

21h. J. 6372. Elektrischer Ofen, dessen Wandungen innen mit Leitern zweiter Klasse ausgekleidet sind. — Basilius von Ischewski, Kiew, Russland; Vertr.: C. v. Ossowski, Pat.-Anwälte, Berlin W. 9. 28. 8. 01.

24a. A. 12591. Gliederkessel aus übereinanderliegenden Gliedern mit Aussparungen für Füllschacht und Feuerzüge. — Aktieselskabet „Volund“, Kopenhagen; Vertreter: A. Loll u. A. Vogt, Patent-Anwälte, Berlin W. 8. 20. 11. 05.

24f. M. 28452. Drehrost für Gaserzeuger mit dachartigem Aufbau. — Fritz Weideneder, Essen-Rüttscheid. 27. 10. 05.

241. M. 29550. Vorrichtung zur selbsttätigen Regelung der Zusatzlufteinführung in Feuerungen. — Müller & Korte, Pankow b. Berlin. 7. 4. 06.

24i. W. 24991. Zugregler für Niederdruckdampfkessel mit Schwimmergefäss. — Dr. Melchior Wierz, Dortmund, Königswall 83. 2. 1. 06.

241. E. 8165. Beschickungsvorrichtungen für pulverförmigen Brennstoff bei Brennöfen und anderen Feuerungen. — Thomas Alva Edison, Llewellyn Park, V. St. A.; Vertr.: H. Neubart, Pat.-Anw., u. F. Kollm, Berlin SW. 61. 5. 2. 02.

35a. R. 22049. Seilklemme für Förderkörbe. — Mathias Reitz, Buchholz, Bez. Düsseldorf, u. Johann Breuer, Grossenbaum. 16. 12. 05.

35b. F. 21464. Vorrichtung zum Tragen und Zusammenhalten von Stückgütern. — Reinhold Freygang, Hamburg, Reysoldstr. 112/116. 10. 3. 06.

44a. M. 29465. Verschluss für Ohrgehänge mit drehbarem, gegabeltem, in den Endstellungen durch Nut und Nase festgehaltenem Verschlussarm. — Lajos Markovits, Budapest; Vertr.: Ernst v. Niessen, Pat.-Anw., Berlin W. 50. 26. 3. 06.

46a. P. 17666. Ladepumpe für Viertactmaschinen mit Umwandlung in Zweitactmaschinen. — Jules René Parant, Neuilly s. Seine, Frankr.; Vertr.: A. du Bois-Reymond, Max Wagner u. G. Lemke, Pat.-Anwälte, Berlin SW. 13. 21. 9. 05.

— W. 22149. Umsteuerbare zweicylindrige Explosionskraftmaschine und Pumpe mit kreisenden Kolben. — Emil Wiese, Sarmshelm b. Bingerbrück. 18. 4. 04.

46d. G. 21412. Verfahren zum Betriebe von Gasturbinen. — Gasmotoren-Fabrik Deutz, Köln-Deutz. 31. 5. 05.

— W. 23550. Verfahren zur Erzeugung eines gespannten Arbeitsmittels für Expansionskraftmaschinen. — Paul Winand, Köln, Sudermannstrasse 1. 18. 2. 05.

47b. C. 12442. Kugellager; Zus. z. Patent 161907. — Deutsche Waffen- und Munitionsfabriken, Berlin. 7. 11. 03.

— J. 8955. Kugellager. — Ludwig Jungels, Frankfurt a. M., Niddastr. 67. 22. 2. 06.

47f. B. 42383. Druckentlasteter Schwimmer mit eingebautem, das Schwimmerinnere und den umgebenden Druckraum verbindendem Rohre. — Theodor Brázda, Amstetten, Nieder-Oesterr.; Vertr.: Ignaz Quirin, Berlin, Kleiststr. 30. 1. 3. 06.

47g. M. 28346. Entlastetes Doppelsitzventil. — Paul H. Müller, Hannover, Königstr. 10. 11. 10. 05.

47h. Sch. 23577. Reibungswechselgetriebe für Kraftfahrzeuge. — Siegfried Schick, Wien; Vertr.: Dr. Siegfried Lustig, Pat.-Anwalt, Breslau I. 25. 3. 05.

48d. U. 2758. Verfahren zum Schärfen der stumpfen Schneiden oder Spitzen vielschneidiger Werkzeuge durch chemische Aetzung. — Ungarische Feilenfabriks-Act.-Ges., Budapest; Vertreter: C. Pieper, H. Springmann u. Th. Stort, Pat.-Anwälte, Berlin NW. 40. 25. 10. 05.

49a. M. 28792. Stichelhalter mit drehbarem Stichelgehäuse. — Johannes March, Mühlheim a. Rh., Deutzerstr. 23. 22. 12. 05.

49b. W. 25231. Kreissägedoppelblatt mit eingesetzten Zähnen; Zus. z. Pat. 155161. Gustav Wagner, Reutlingen, Württbg. 17. 2. 06.

49e. B. 38614. Nietstempelpaar zum Vernieten feiner Gelenkbolzen; Zus. z. Anm. B. 36521. — Fa. Ernst Beckert, Chemnitz. 25. 11. 04.

— H. 36816. Verfahren und Maschine zum Befestigen der Stimmzungen von Musikinstrumenten an ihren Platinen. — Andreas Hohner, Trossingen, Württbg. 30. 12. 05.

49f. A. 12787. Vorrichtung zum elektrischen Zusammenschweissen überlappter oder übereinandergelegter Metalle. — Allgemeine Electricitäts-Gesellschaft, Berlin. 26. 1. 06.

63c. S. 21093. Kupplungsvorrichtung, besonders für Motorwagen. — Friedrich Seck, München. 10. 5. 05.

63e. B. 41545. Befestigung mehrerer Reifen auf der Felge. — William Baines, Preston, Engl.; Vertreter: H. Nähler, Patent-Anwalt, Berlin SW. 61. 24. 11. 05.

Für diese Anmeldung ist bei der Prüfung gemäss dem Unionsvertrage vom $\frac{20. 3. 83}{14. 12. 00}$ die Priorität auf Grund der Anmeldung in England vom 20. 7. 05 anerkannt.

— V. 5693. Sicherheitsventil für Luftreifen mit regelbarer Feder- spannung. — Camille Vadon, La Clayette, Frankr.; Vertr.: E. Dalchow, Pat.-Anw., Berlin NW. 6. 22. 9. 04.

— V. 6172. Vorrichtung zur Verhütung von Beschädigungen undicht gewordener Lufradreifen durch Anordnung eines Hilfslauf- reifens über den entleerten Luftreifen. — A. Vogelgesang, Marktbreit, Bayern. 4. 9. 05.

63k. R. 21569. Umlaufräder-Wechselgetriebe für Fahrräder und Kraftfahrzeuge. — Max Robert Rottluff, Chemnitz, Schillerpl. 27. 31. 8. 05.

Briefkasten.

Für jede Frage, deren möglichst schnelle Beantwortung erwünscht ist, sind an die Redaktion unter der Adresse Rich. Bauch, Potsdam, Ebräerstr. 4, M. 3. — einzusenden. Diese Fragen werden nicht erst veröffentlicht, sondern baldigst nach Einziehung etwaiger Informationen, brieflich beantwortet.

Den Herren Verfassern von Original-Aufsätzen stehen ausser dem Honorar bis zu 10 Exemplare der betreffenden Hefte gratis zur Verfügung. Sonderabzüge sind bei Ein- sendung des Manuscriptes auf diesem zu bestellen und werden zu den nicht unbedeutenden Selbstkosten für Umbruch, Papier u. s. w. berechnet.