

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XX. Band.

5. Heft. 1883.

### Die Einwirkung der Laschen auf die Schienen und die Construction des Schienenprofils.

Von Rudolph Kolster, Ingenieur am finnländischen polytechnischen Institute in Helsingfors.

Die Construction des Schienenprofils fordert für das Profil ein bestimmtes Widerstandsmoment bei auf das möglichste beschränkter Querschnittsfläche. Gegeben ist im Voraus gewöhnlich die Höhe des Profils, die Breite und Höhe des Kopfes und die Breite des Fusses, und gewünscht wird ausserdem die Lage des Schwerpunktes in halber Höhe des Profils. Eine Materialersparniss kann unter diesen Umständen nur dadurch erreicht werden, dass man dem Stege und dem Fusse der Schiene eine möglichst geringe Dicke giebt.

So lange Eisen als Material der Schienenfabrikation in Frage kam, war die Technik des Walzens noch nicht genug fortgeschritten, um die genannten Theile des Profils in geringer Stärke herstellen zu können. Die Einführung des Bessemerstahles, sowie die Entwicklung der Technik des Walzens erlauben nunmehr auch, Fuss und Steg der Schiene in jeder gewünschten geringen Stärke herzustellen, und zwingen daher zur Untersuchung, wie weit man bei diesen Theilen mit den Maassen bei einem allen Anforderungen genügenden Schienenprofile herabgehen darf.

Es genügt offenbar nicht allein, dass das Widerstandsmoment hinreichend gross sei, dass der Kopf die erforderliche Form und Grösse und der Fuss die geforderte Breite besitze, sondern es muss ausserdem verlangt werden, dass Steg und Fuss genügend stark seien, während der ganzen Lebensdauer der Schiene den auf ihr Theil kommenden Kräften zu widerstehen. Es dürfen also in diesen Theilen keine solche Spannungen auftreten, dass durch dieselben, auch bei grösster Anzahl der Wiederholungen der Belastungen, eine Schwächung des Materiales oder gar ein Bruch zu erwarten steht, selbst wenn im Laufe der Zeit ein Theil der Oberfläche der genannten Theile durch äussere Einwirkungen zerstört oder angegriffen worden ist. Letzterwähntem Umstande pflegt man weniger Bedeutung beizulegen unter Annahme, dass eine Schiene im Betriebe nicht roste. Wie vorsichtig man aber in dieser Hinsicht sein sollte, zeigt Ingenieur Sandberg anlässlich der im Jahre 1881 im Franklin-Institute geführten Discussionen über zweckmässige Schienenprofile etc., und veröffentlicht er zu diesem Zwecke ein von ihm aufgenommenes Profil einer Schiene, welche auf einer

der am besten unterhaltenen deutschen Eisenbahnen während 8 Jahren im Betriebe gewesen. Die Zeichnung zeigt einen über 5 mm tiefen Einschnitt in die Unterseite des Kopfes, einen bis zu 3 mm tiefen Einschnitt in die Oberseite des Fusses, sowie eine Abnutzung des ursprünglich 15 mm starken Steges auf stellenweise 6,5 mm, während die untere Fläche des Fusses stellenweise eine Verschwächung von 4 mm erblicken lässt. \*)

Solchen Thatsachen gegenüber muss für Schienen von voraussichtlich langer Dauer der Verschleiss des Steges und des Fusses ein nicht zu vernachlässigendes wichtiges Element bei Bestimmung der Dimensionen abgeben, dem durch entsprechende Verstärkung des bezüglichen Materiales Rechnung getragen werden muss.

Die vorliegende Untersuchung lässt diesen Einfluss unberücksichtigt und bezweckt nur die Bestimmung der Spannungen im Stege und im Fusse. — Die Statistik der Schienenbrüche weist eine nicht geringe Anzahl von Brüchen an den Enden der Schienen in der Richtung der Schraubenlöcher auf. Die Zusammenstellung von Kiepenhauer räumt diesen Brüchen eine besondere Rubrik ein, und bei einigen Bahnen mit Bessemerstahl-Schienen erscheint ein auffallend grosser Theil sämtlicher Schienenbrüche in oben genannter Richtung. — Die Directionen der Niederschlesisch-Märkischen Bahn und der Oberschlesischen Bahn machen in ihren Referaten \*\*) auf obige Thatsache ebenfalls aufmerksam, und im Jahrgang 1881 dieser Zeitung, pag. 91, macht Herr Eisenbahn-Inspector Theune in Kattowitz die Mittheilung, dass im Bezirke Kattowitz in gleicher Zeit durch das volle Profil 73, durch die Einklinkungen 51, hingegen durch die Laschenlöcher 205 Schienenbrüche erfolgt seien und dass diese Brüche meistens erst zu einer Zeit erfolgten, als die Schienen bereits 8 bis 10 Jahre gelegen hatten.

Es kann daher wohl kaum in Frage gestellt werden, dass die Schienen dort, wo die Laschen die Enden angreifen, eigentümlichen Spannungen ausgesetzt sind, welche unter ungünstigen Umständen, insbesondere in Folge häufig wiederholter An-

\*) Journal of the Franklin Institute 1881, November-Heft p. 347.

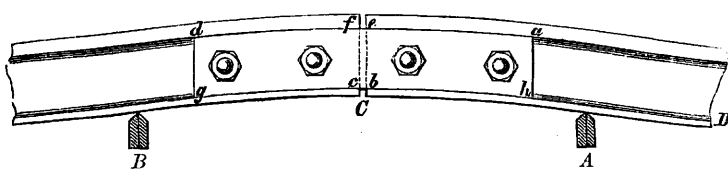
\*\*) Fortschritte d. Technik d. Eisenbahnwesens IV p. 11.

strenge, für den Bestand der Schiene gefahrlos werden können.

Die Spannungen, die im Schienenende unter Einfluss der Lasche auftreten, werden dadurch hervorgerufen, dass die Lasche mit ihren keilförmigen Berührungsflächen durch die Schraubbolzen fest zwischen Kopf und Steg eingeklemmt werden und hierdurch Spannungen in verticaler Richtung hervorrufen, welche Kopf und Fuss von einander zu trennen streben und in einer durch die Lochmitten gehenden Fläche am grössten per Flächeneinheit auftreten müssen. — Unter Einfluss einer durch Belastung der Schiene hervorgerufenen Durchbiegung wird eine theilweise Vergrösserung und Verschiebung der zwischen Laschen und Schiene wirkenden Druckkräfte eintreten müssen, um ein Kräftepaar bilden zu können, welches den biegebenden Kräften das Gleichgewicht zu halten vermag.

Denkt man sich eine Schienenverbindung mit schwebendem Stosse in neben skizzirter Form (Fig. 31) auf zwei Schwellen

Fig. 31.



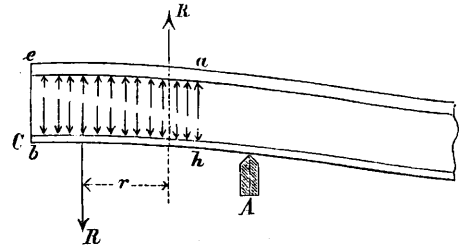
A und B aufliegend, während im Felde rechts von A, etwa in D, eine Last auf die Schiene einwirkt und dieselbe niederdrückt, so wird durch diese Einwirkung zwischen A und B eine Durchbiegung nach aufwärts entstehen. Da die Laschen diese Durchbiegung auf das Schienenstück BC übertragen sollen, so werden in den Berührungsflächen zwischen Laschen und Schienen Gegendrucke hervorgerufen, welche ihre grössten Werthe in den Eckpunkten a und d, sowie in b und c in der Mitte der Lasche haben müssen. Befindet sich die Last dagegen zwischen A und B, so wird eine umgekehrte Durchbiegung stattfinden, und die anderen Eckpunkte, sowie f und e die grössten Flächendrucke erleiden. Behält man daher vor Allem den ersten Fall im Auge, so ergibt sich ferner aus einfacher Anschauung sofort, dass die Druckkräfte bei anliegenden Laschen in der Richtung von a nach e am Schienenkopfe und in der Richtung von b nach h am Schienenfusse bei der rechtsliegenden Schiene abnehmen müssen. Bei der links liegenden Schiene tritt ein ähnliches Verhältniss ein.

Vergegenwärtigt man sich nun den Augenblick, wo die Belastung in D wirkt, und untersucht das Stück AC der rechtsliegenden Schiene, so ändert man offenbar nichts an den Verhältnissen derselben, falls man die Lasche entfernt denkt und statt derselben die Druckkräfte der Berührungsflächen als auf die Schiene wirkend einführt, welches sich durch neben skizzirte Fig. 32 veranschaulichen lässt.

Da die Schraubbolzen in der Mitte der mit gleicher Neigung versehenen Keilflächen der Laschen liegen, so üben sie einen gleich grossen Druck auf beide Flächen aus; es muss also die Resultirende sämmtlicher auf die Unterfläche des Kopfes wirkenden Druckkräfte gleich der Resultirenden sämmtlicher auf den Fuss wirkenden Druckkräfte sein und beide Resultirende ebenfalls gleiche verticale Componenten, R, besitzen. Diese verti-

calen Componenten R, in der Entfernung r von einander angreifend, bilden ein Kräftepaar Rr, welches die Biegung der Schiene zwischen Laschenende und Stützpunkt A bestimmt. Ein constantes Kräftepaar bedingt einen constanten Krümmungsradius der elastischen Linie; es muss daher zwischen dem Laschenende

Fig. 32.



und dem nächsten Stützpunkte der Schiene die elastische Linie derselben einen Kreisbogen bilden. — Die gleichen Verhältnisse gelten offenbar auch für die benachbarte Schiene in ihrem Theile BC.

Das Kräftepaar Rr ersetzt die Gesamtwirkung der das Stück AC belastenden Kräfte; folglich muss auch das Kräftepaar Rr im Gleichgewichte mit den im Schienenquerschnitte bei A auftretenden Momenten der axialen Spannungen angenommen werden.

Bezeichnet

- J das Trägheitsmoment des Schienenprofils bezogen auf die neutrale Faserschicht
- a die Entfernung der äusseren Fiber von der neutralen
- Σ die grösste in irgend einem Querschnitt der Schiene auftretende Längsspannung, so bedeutet der Werth

$$\frac{\Sigma J}{a}$$

das grösste, die Schiene auf Biegung beanspruchende Moment; es kann daher das durch die Belastungen rechts von A auf die Schiene wirkende Biegemoment im Querschnitte bei A einfach

$$= K \frac{\Sigma J}{a}$$

gesetzt werden, wo

$$K \leq 1,$$

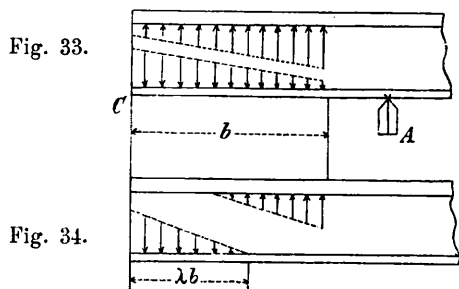
und man erhält die Gleichung

$$(1) \dots \dots Rr = K \frac{\Sigma J}{a}$$

Der Werth Rr für das Moment der Druckkräfte kann bestimmt werden, sobald die Verständlichkeit des Druckes auf die Keilflächen bestimmt ist. Es muss wohl als zulässig und hinreichend genau erscheinen, wenn man annimmt, dass die Zusammendrückungen, welche die Keilflächen bei der Durchbiegung erleiden und welche bei a und b am grössten sein müssen, proportional der Entfernung von diesen Punkten abnehmen, oder was gleichbedeutend, dass die Veränderlichkeit der Druckkräfte proportional der Entfernung derselben von genannten Punkten a und b angesehen werden darf, und dass diese Veränderlichkeit in gleicher Weise auf allen Keilflächen vor sich geht; eine Annahme, welche ja auch schon von Couche benutzt worden ist. \*)

\*) Couche, Voie Materiel Roulant et exploitation technique des chemins de fer. Tome I, p. 124.

Gemäss dieser Annahme wird die Begrenzungslinie für die Endpunkte der die Kräfte darstellenden Linien eine gegen die Aussenlinie der Schiene geneigte gerade Linie sein, wie Fig. 33 zeigt. Dabei können diese Druckkräfte entweder in der ganzen Länge der Keilfläche  $b$ , oder nur an dem äusseren Theile derselben auftreten. (Fig. 34.) Der erstere Fall wird wohl bei



elastischen Laschen mit starken, fest angezogenen Schraubbolzen eintreten, wohingegen der letztere Fall für Laschen mit abgenutzten Keilflächen und schwächer angezogenen Bolzen möglich erscheinen muss.

Der Werth  $R_r$  berechnet sich demgemäss in beiden Fällen verschieden. Bezeichnet  $p_1$  die der Mittelebene der Schiene parallele Componente des grössten Flächendruckes,  $p_0$  die entsprechende Componente des kleinsten Flächendruckes per Längeneinheit der Schiene, so wird

$$(2) \dots \dots \dots R = (p_1 + p_0) \frac{b}{2}$$

und

$$Rr = \frac{2}{3} b \cdot (p_1 - p_0) \frac{b}{4}$$

oder wenn

$$(3) \dots \dots \dots \frac{p_0}{p_1} = \psi \text{ gesetzt wird.}$$

$$(4) \dots \dots \dots Rr = \frac{1}{6} p_1 (1 - \psi) b^2$$

Im zweiten Falle wird hingegen, wenn  $\lambda l$  die Länge der gedrückten Fläche (Fig. 34) bezeichnet,

$$Rr = \frac{1}{2} p_1 \lambda b \left( b - 2 \cdot \frac{\lambda b}{3} \right)$$

$$(5) \dots \dots \dots Rr = \frac{p_1 b^2}{6} \left\{ 3 \lambda - 2 \lambda^2 \right\}.$$

Durch Vergleichung von 1 und 4 ergibt sich sodann:

$$p_1 \frac{b^2}{6} (1 - \psi) = K \frac{\mathfrak{S} J}{a}$$

woraus für den ersten Fall (Fig. 33)

$$(6) \dots \dots \dots p_1 = \frac{6 K \mathfrak{S} J}{b^2 \cdot a (1 - \psi)}$$

In gleicher Weise durch Vergleichung von 1 und 5.

$$p_1 \frac{b^2}{6} \left\{ 3 \lambda - 2 \lambda^2 \right\} = K \frac{\mathfrak{S} J}{a}$$

woraus für den zweiten Fall

$$(7) \dots \dots \dots p_1 = \frac{6 K \mathfrak{S} J}{b^2 \left\{ 3 \lambda - 2 \lambda^2 \right\} a}.$$

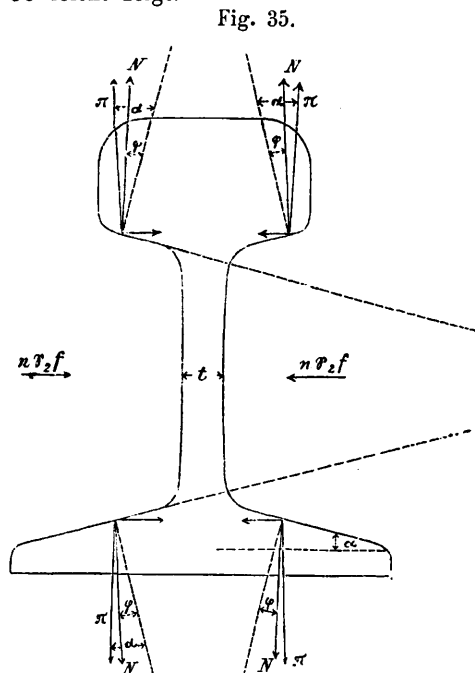
Die Werthe für  $R$  berechnen sich in den beiden Fällen

$$(8) \dots \dots \dots R = p_1 (1 + \psi) \frac{b}{2} \text{ (Fig. 33)}$$

und

$$(9) \dots \dots \dots R = p_1 \frac{\lambda b}{2} \text{ (Fig. 34).}$$

Diese Werthe stehen auch mit den Spannungen in den Laschen-Schraubbolzen in bestimmter Beziehung, wie ein Blick auf Fig. 35 leicht zeigt.



Bezeichnet bei derselben:

- $N$  den Druck winkelrecht gegen jede Keilfläche,
- $\alpha$  den Neigungswinkel derselben,
- $\varphi$  den Reibungswinkel,
- $f$  den Querschnitt des inwendigen Gewindekernes eines Schraubbolzens,
- $\mathfrak{S}_2$  die Spannung daselbst, und
- $n$  die Anzahl der Schraubbolzen in einem Schienenende, so ist bei einer Durchbiegung der Schiene, welche ein Hinausdrängen der Laschen zur Folge hat, die gesammte horizontale Zugkraft der Bolzen  $= n \mathfrak{S}_2 f$ , und es entstehen die Beziehungen:

$$2 N \sin (\alpha - \varphi) = n \mathfrak{S}_2 f$$

$$2 N \cos (\alpha - \varphi) = R \text{ und}$$

$$(10) \dots \dots \dots R = \frac{n \mathfrak{S}_2 f}{\operatorname{tg} (\alpha - \varphi)}.$$

Dieser Werth, verglichen mit Gl. 8 und 9, wird in vielen Fällen einen Schluss auf die Werthe von  $\psi$  und  $\lambda$  erlauben. Man darf wohl annehmen, dass die Praxis empirisch dahin gelangt ist, die Zugkraft der Bolzen genügend auszunutzen und nicht unnöthig grosse Dimensionen für dieselben zu wählen; nimmt man dementsprechend für  $\mathfrak{S}_2$  den Werth an, so ergibt sich  $R$  und mit  $R$  dann entweder ein Werth von  $\psi > 0$ , oder falls  $\psi$  negativ erscheine, ein Werth von  $\lambda$ .

Die Kräfte  $p$  bilden ebenfalls das Moment, welches die Laschen im Querschnitte zwischen den Schienenenden zu verbiegen streben. Das Moment der Längsspannungen in den

Laschen muss daher auch gleich dem Werthe  $K \frac{\mathcal{E}J}{a}$  sein. Die Praxis sucht aber nach immer stärkeren Laschenverbindungen und sucht besonders auch das Widerstandsmoment des Laschenquerschnittes zu erhöhen; ein deutliches Zeichen, dass die Erfahrung zeigt, dass die Laschen gebräuchlicher Construction zu stark angestrengt sind im Vergleich zu den Schienen. Es ist dies ein Umstand, der wohl zu berücksichtigen ist, wenn man das Widerstandsmoment der Laschen zur Bestimmung des Werthes  $K \frac{\mathcal{E}J}{a}$  benutzen will. -- Was nun die durch die Druckkräfte der Laschen in den Schienen hervorgerufenen Spannungen betrifft, so ist jedenfalls sicher, dass in den äussersten Fibern der Schienen, an den Enden derselben, keine gefährlichen Längsspannungen auftreten werden. Die durch die Druckkräfte hervorgerufenen Biegemomente rufen aber in der neutralen Faserschicht Spannungen gegen Abscheerung hervor, welche besonders im Verein mit den in verticaler Richtung spannenden Kräften grosse Werthe ergeben können. Dieser Umstand ist meines Wissens nach noch nie einer eingehenderen Rechnung unterzogen.

Für einen Querschnitt in der Entfernung  $x$  vom Ende der Schiene sei das Biegemoment der Druckkräfte =  $M$ ; ferner habe der Querschnitt in der Entfernung  $z$  von der neutralen Fiber eine Breite  $w$ , so ergibt sich in der Entfernung  $z$  von der neutralen Fiber eine Abscheerungsspannung parallel der Längsrichtung

$$S = \left( \frac{dM}{dx} \right) \frac{1}{wJ} \int_z^a z w dz,$$

wo  $w dz$  das der neutralen Faserschicht parallel liegende Differential des Schienenprofils ist. Bei der Form desselben wird der Werth  $S$  sein Maximum erreichen, für  $z = 0$ , d. h. in der neutralen Faserschicht selbst. Ist also dort die Dicke der Rippe =  $t$ , so wird die Abscheerungsspannung daselbst

$$S = \left( \frac{dM}{dx} \right) \frac{1}{A \cdot J} \int_0^a z df,$$

oder

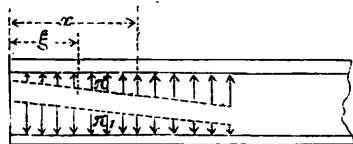
$$(11) \dots \dots S = \left( \frac{dM}{dx} \right) \frac{f_0 z_0}{A J}$$

wenn  $f_0$  den Flächeninhalt des auf der einen Seite der neutralen Faserschicht befindlichen Theiles des Profils und  $z_0$  die Entfernung des Schwerpunktes dieses Theiles von der neutralen Faserschicht bedeutet. -- Während bei gegebenem Profile demnach  $\frac{f_0 z_0}{A J}$  ein bekannter Werth, muss noch  $\left( \frac{dM}{dx} \right)$  für die verschiedenen Fälle bestimmt werden.

Bei dem ersten Falle (Fig. 36) wird offenbar

$$M = \int_{\xi=0}^{\xi=x} (\pi_1 - \pi) d\xi \cdot (x - \xi)$$

Fig. 36.



wenn man mit  $\pi$  und  $\pi_1$  die veränderlichen Werthe von  $p$  in der Entfernung  $\xi$  bezeichnet; wo also

$$\pi_1 = p_1 - (p_1 - p_0) \frac{\xi}{b}$$

$$\pi = p_0 + (p_1 - p_0) \frac{\xi}{b}$$

also  $(\pi_1 - \pi) = (p_1 - p_0) \left( 1 - \frac{2\xi}{b} \right)$

und also

$$M = p_1 (1 - \psi) \int_{\xi=0}^{\xi=x} \left( 1 - \frac{2\xi}{b} \right) (x - \xi) d\xi$$

$$= p_1 (1 - \psi) \left\{ \frac{x^2}{2} - \frac{x^3}{3b} \right\}$$

und

$$\frac{dM}{dx} = p_1 (1 - \psi) \left( x - \frac{x^2}{b} \right),$$

welcher Werth für

$$x = \frac{b}{2}$$

zu einem Maximum wird, so dass der grösste Werth

$$\left( \frac{dM}{dx} \right)_{\max} = p_1 (1 - \psi) \frac{b}{4}$$

oder mit Rücksicht auf Gl. 6

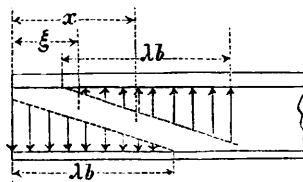
$$(12) \dots \dots \left( \frac{dM}{dx} \right)_{\max} = \frac{3}{2} \frac{K \mathcal{E} J}{ab}$$

woraus dann noch Gl. 11

$$(13) \dots \dots S = \frac{3}{2} \frac{K \mathcal{E}}{ab t} \cdot f_0 z_0.$$

Bei Verhältnissen, wo man annehmen muss, dass  $\psi < 0$  sei, sind die Fälle zu unterscheiden, wo  $\lambda > 1/2$  und wo  $\lambda < 1/2$  auftritt. Ist  $\lambda > 1/2$  (Fig. 37), so ergibt sich für einen Querschnitt in der Entfernung  $x$  vom Ende ein Moment  $M = M_1 - M_2$ ,

Fig. 37.



wenn  $M_1$  das Moment der gegen den Fuss drückenden Kräfte,  $M_2$  das Moment der gegen den Kopf drückenden Kräfte bezeichnet. Schreibt man den veränderlichen Druck  $\pi$  in der Entfernung  $\xi$  vom Ende

$$\pi = \frac{p_1}{\lambda b} (\lambda b - \xi)$$

und danach also für das Stück von einer Länge  $x$ ,

$$M_1 = \frac{p_1}{\lambda b} \int_{\xi=0}^{\xi=x} (\lambda b - \xi) (x - \xi) d\xi,$$

oder

$$M_1 = \frac{p_1}{6 \lambda b} (3 x^2 \cdot \lambda 1 - x^3).$$

Für das Moment  $M_2$  wäre

$$\pi = \frac{p_1}{\lambda b} [\xi - b(1 - \lambda)],$$

und

$$M_2 = \frac{p_1}{\lambda b} \int_{\xi=b(1-\lambda)}^{\xi=x} [\xi - b(1 - \lambda)] (x - \xi) d\xi,$$

oder

$$M_2 = \frac{p_1}{6 \lambda b} [x - b(1 - \lambda)]^3,$$

und

$$M = \frac{p_1}{6 \lambda b} \left\{ b^3 (1 - \lambda)^3 - 3 b^2 (1 - \lambda)^2 x + 3 b x^2 - 2 x^3 \right\},$$

woraus

$$\frac{dM}{dx} = \frac{P_1}{6 \lambda b} \{ -3 b^2 (1 - \lambda)^2 + 6 b x - 6 x^2 \},$$

welcher Ausdruck sein Maximum erhält für

$$x = \frac{b}{2},$$

dass also

$$\left( \frac{dM}{dx} \right)_{\max} = \frac{P_1 b}{4 \lambda} [1 - 2(1 - \lambda)^2]$$

und mit Rücksicht auf Gl. 7.

$$(14) \quad \left( \frac{dM}{dx} \right)_{\max} = \frac{6 K \mathfrak{E} J}{b a} \cdot \frac{4 \lambda - 2 \lambda^2 - 1}{4 \lambda (3 \lambda - 2 \lambda^2)},$$

und hieraus nach Gl. 11

$$(15) \quad S_{,,} = \frac{3}{2} \frac{K \mathfrak{E}}{a b t} \cdot \frac{4 \lambda - 2 \lambda^2 - 1}{\lambda (3 \lambda - 2 \lambda^2)} \cdot f_0 z_0.$$

Ist  $\lambda < 1/2$ , so wird offenbar der grösste Werth von

$$(16) \quad \frac{dM}{dx} = P_1 \frac{\lambda b}{2},$$

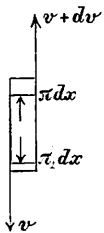
und für diesen Fall

$$(17) \quad S_{,,} = \frac{3 K \mathfrak{E}}{a b t} \cdot \frac{\lambda}{(3 \lambda - 2 \lambda^2)} \cdot f_0 z_0,$$

und zwar wird dieser Werth constant sein für ein Stück von der Länge  $b - 2 \lambda b$ .

Nachdem im Vorhergehenden die Spannung gegen Abscheerung in horizontaler Richtung in den gefährlichsten Punkten der neutralen Fiber aufgesucht worden, gilt es nun doch, die in diesen Punkten auftretenden verticalen Spannungen aufzufinden. Zu dem Zwecke denke man sich ein kleines, zwischen zwei um  $dx$  von einander entfernten Querschnitten belegenes Stück der Schiene (Fig. 38).

Fig. 38.



Die äusseren, auf dasselbe wirkenden verticalen Kräfte sind an den Aussenflächen, die der Verticalabscheerung widerstehenden Kräfte  $V$  und  $V + dV$ , sowie die Druckkräfte  $\pi_1 dx$  auf den Fuss,  $\pi dx$  auf den Kopf der Schiene. Offenbar findet nun aber statt

$$(V + dV) - V = \pi dx - \pi_1 dx = (\pi - \pi_1) dx$$

Von den beiden Kräften  $\pi dx$  und  $\pi_1 dx$  wird also nur der Unterschied durch die seitlichen Abscheerungskräfte aufgehoben, während, wenn  $\pi_1 < \pi$ , der Werth  $\pi_1 dx$  durch die Festigkeit des Materiales aufgehoben werden muss, also Kopf von Fuss der Schiene zu entfernen strebt und Spannungen in winkelter Richtung gegen die neutrale Fiber hervorruft. Bezeichnen wir mit  $\sigma$  die in Folge dessen hervorgerufene Spannung per Flächeneinheit, so ist

$$(18) \quad \sigma = \frac{\pi_1 dx}{t dx} = \frac{\pi_1}{t}$$

wo  $\pi_1$  immer der kleinere der beiden Werthe  $\pi$  oder  $\pi_1$  ist.

Im ersten Falle nun, wo  $\psi > 0$ , ist der kleinere der beiden Werthe  $\pi$  und  $\pi_1$  am grössten offenbar für  $x = \frac{b}{2}$ , da hier beide Werthe einander gleich werden. Für diesen Punkt, wo auch  $S_1$  am grössten wurde, ergibt sich demnach  $\sigma$  zu

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \frac{P_0 + P_1}{t} = \frac{1}{2} \frac{P_1}{t} (1 + \psi)$$

und mit Rücksicht auf Gl. 6

$$(19) \quad \sigma_1 = \frac{3 K \mathfrak{E} J (1 + \psi)}{b^2 a t (1 - \psi)}$$

Im zweiten Falle, wo  $\psi < 0$ ,  $\lambda > 1/2$ , hat man

$$\pi_1 = \frac{P_1}{\lambda b} (\lambda b - x)$$

$$\pi = \frac{P_1}{\lambda b} [x - b(-\lambda)]$$

Diese beiden Werthe werden gleich gross, demnach der kleinere von ihnen am grössten, für  $x = \frac{b}{2}$ ; also auch hier in demselben Punkte, wo  $S_2$  sein Maximum erreicht. Es ergibt sich demnach  $\sigma$  zu

$$\sigma_2 = \frac{P_1}{t \lambda} (\lambda - 0,5)$$

der mit Rücksicht auf Gl. 7

$$(20) \quad \sigma_2 = \frac{3 K \mathfrak{E} J}{b^2 a t} \cdot \frac{(2 \lambda - 1)}{\lambda (3 \lambda - 2 \lambda^2)}$$

Im dritten Falle, wo  $\lambda < 1/2$ , wird in der Mitte der Druckflächen kein Druck auftreten, also daselbst  $\sigma = 0$  sein müssen; sowie überhaupt längs des ganzen Stückes  $b$ , da immer an der einen Seite, Kopf oder Fuss, der Druck zu wirken aufgehört hat. Für  $\lambda < 1/2$  wird also  $\sigma$  übergehen in

$$(21) \quad \sigma_3 = 0$$

Die neutrale Fiberschicht der Schiene hat also in dem Theile, wo die Lasche auf die Schiene einwirkt, im allgemeinen zwei Spannungen zu widerstehen, der abscheerenden in der Richtung der Schicht und der Zugspannung winkelrecht zur Schicht und bilden beide Spannungen ihr Maximum in halber Laschenlänge,  $x = \frac{b}{2}$ . Eine abscheerende Spannung  $S$  und eine winkelrecht dazu stehende Zugspannung  $\sigma$  ergeben aber bei homogenem Materiale nach bekanntem Satze der Elasticitätslehre, eine resultirende Spannung

$$\mathfrak{E}_0 = \frac{3}{8} \sigma \pm \frac{5}{8} \sqrt{\sigma^2 \pm 4 S^2}, \text{ oder}$$

$$(22) \quad \mathfrak{E}_0 = \sigma \left\{ \frac{3}{8} \pm \frac{5}{8} \sqrt{1 + \frac{(2S)^2}{\sigma^2}} \right\}$$

wo der Werth mit positivem Wurzelwerthe die grösste Zugspannung, hingegen derjenige mit negativem Wurzelwerthe die grösste Druckspannung im Materiale bezeichnet, welche beide Spannungen in geneigter Richtung gegen  $\sigma$  und  $S$  auftreten.

Für den ersten Fall mit  $\psi > 0$  ergibt sich nach Gl. 13 und 19.

$$\frac{2 S_1}{\sigma_1} = \frac{3 \cdot K \mathfrak{E}}{a b t} \cdot f_0 z_0 \cdot \frac{b^2 a t}{3 K \mathfrak{E} J} \cdot \frac{1 - \psi}{1 + \psi} = b \cdot \frac{(1 - \psi) f_0 z_0}{(1 + \psi) J}$$

und damit die resultirende Spannung

$$(I) \quad \left. \begin{aligned} & \mathfrak{E}_0' = \frac{3 K \mathfrak{E} J}{b^2 a t} \cdot \left( \frac{1 + \psi}{1 - \psi} \right) \times \\ & \left\{ \frac{3}{8} \pm \frac{5}{8} \sqrt{1 + \left[ b \frac{(1 - \psi) f_0 z_0}{(1 + \psi) J} \right]^2} \right\} \end{aligned} \right\}$$

Für den zweiten Fall, mit  $\lambda > 0,5$ , ergibt sich nach Gl. 15 und 20

$$2 \frac{S_2}{\sigma_2} = \frac{3 \cdot K \mathcal{E}}{a b t} \cdot f_0 z_0 \cdot \frac{4\lambda - 2\lambda^2 - 1}{(3\lambda - 2\lambda^2) \cdot \lambda} \cdot \frac{b^2 a t}{3 K \mathcal{E} J} \cdot \frac{\lambda (3\lambda - 2\lambda^2)}{2\lambda - 1}$$

$$= b \cdot \frac{(4\lambda - 2\lambda^2 - 1)}{2\lambda - 1} \cdot \frac{f_0 z_0}{J}$$

und die resultierende Spannung

$$(II) \cdot \left\{ \begin{aligned} \mathcal{E}_0'' &= \frac{3 K \mathcal{E} \cdot J}{b^2 a t} \cdot \frac{2\lambda - 1}{\lambda (3\lambda - 2\lambda^2)} \times \\ &\left\{ \frac{3}{8} \pm \frac{5}{8} \sqrt{1 + \left[ b \cdot \left( \frac{4\lambda - 2\lambda^2 - 1}{2\lambda - 1} \right) \frac{f_0 z_0}{J} \right]^2} \right\} \end{aligned} \right.$$

Im dritten Falle wird, nach Gl. 17 und 21

$$(III) \cdot \mathcal{E}_0''' = \frac{5}{4} S_3 = \frac{15}{4} \cdot \frac{K \mathcal{E}}{b a t} \cdot \frac{1}{(3 - 2\lambda)} f_0 z_0.$$

Im letzteren Falle werden die grösste Zug- und Druckspannung einander gleich und werden diese Spannungen einen Winkel von 45° mit der neutralen Fiberschicht einschliessen; also auch in dieser Richtung sich die wahrscheinlichen Bruchflächen zeigen. Für die beiden ersten Fälle sind diese Richtungen aber nicht genau unter 45° geneigt.

Je nachdem man den ersten, den zweiten oder den dritten Fall als den wahrscheinlicheren der Rechnung zu Grunde zu legen für richtig findet, erhält man dann die erforderliche Dicke des Steges im Schienenprofil:

$$(Ia) \cdot \left\{ \begin{aligned} t' &= K \cdot \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0} \cdot \frac{3 J}{b^2 a} \cdot \left( \frac{1 + \psi}{1 - \psi} \right) \times \\ &\left\{ \frac{3}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{1 + \left[ b \cdot \left( \frac{1 - \psi}{1 + \psi} \right) \frac{f_0 z_0}{J} \right]^2} \right\} \end{aligned} \right.$$

$$(IIa) \cdot \left\{ \begin{aligned} t'' &= K \cdot \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0''} \cdot \frac{3 J}{b^2 a} \cdot \frac{2\lambda - 1}{\lambda (3\lambda - 2\lambda^2)} \times \\ &\left\{ \frac{3}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{1 + \left[ b \cdot \left( \frac{4\lambda - 2\lambda^2 - 1}{2\lambda - 1} \right) \frac{f_0 z_0}{J} \right]^2} \right\} \end{aligned} \right.$$

$$(IIIa) \cdot t''' = K \cdot \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0'''} \cdot \frac{15}{4} \cdot \frac{1}{b a} \cdot \frac{f_0 z_0}{(3 - 2\lambda)}.$$

Aus Gl. 10 und Gl. 8 und 9 erhält man ferner die Spannung  $\mathcal{E}_2$  im inwendigen Gewindequerschnitte F der Schraubbolzen. Im ersten Falle erhält man:

$$n \mathcal{E}_2 F = p_1 (1 + \psi) \frac{b}{2} t g(\alpha - \varphi),$$

woraus sich ergibt, mit Berücksichtigung von Gl. 6

$$(IV) \cdot \mathcal{E}_2 = \frac{3 K \mathcal{E} J}{b a} \cdot \frac{1 + \psi}{1 - \psi} \cdot \frac{t g(\alpha - \varphi)}{n F}.$$

Für den zweiten und dritten Fall mit  $\lambda < 1$  erhält man zuvörderst aus Gl.

$$n \mathcal{E}_2'' F = p_1 \frac{\lambda b}{2} t g(\alpha - \varphi)$$

und mit Einführung des Werthes  $p_1$  aus Gl.

$$(V) \cdot \mathcal{E}_2'' = \frac{3 K \mathcal{E} J}{b a} \cdot \frac{t g(\alpha - \varphi)}{(3 - 2\lambda) n F}.$$

Zur Prüfung der aufgestellten Gleichungen dient am besten die Berechnung der Spannungen an ausgeführten Schienenprofilen. Bei dem Profil von nebenstehender Form und Dimensionen (Fig. 39) ergibt sich

$$J = 7403000$$

$$\frac{J}{a} = 122000$$

$$\int_a^z z df = f_0 z_0 = 83000$$

$$2b = 580$$

$$\alpha = 15^\circ$$

$$nF = 2$$

und mit  $\varphi = 7\frac{1}{2}^\circ$  (entsprechend einem Frictionscoefficienten von  $tg\varphi = 0,13$ )

$$tg(\alpha - \varphi) = 0,132$$

$$tg(\alpha + \varphi) = 3,383$$

Mit diesen Werthen erhält man:

für  $\psi = 0,5$ ;  $t = 16,92 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2' = 0,9793 K \mathcal{E}$

$= 0,4$ ;  $t = 14,79 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2' = 0,7617 K \mathcal{E}$

$= 0,3$ ;  $t = 12,91 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2' = 0,6061 K \mathcal{E}$

$= 0,2$ ;  $t = 12,13 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2' = 0,4896 K \mathcal{E}$

$= 0,1$ ;  $t = 11,42 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2' = 9,3989 K \mathcal{E}$

$\psi = 0$ ;  $\lambda = 1$ ;  $t = 10,88 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,3265 K \mathcal{E}$

$= 0,9$ ;  $t'' = 10,54 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,2720 K \mathcal{E}$

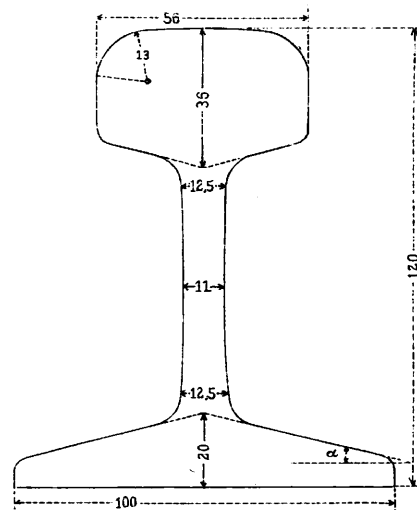
$= 0,8$ ;  $t'' = 10,34 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,2330 K \mathcal{E}$

$= 0,7$ ;  $t'' = 10,18 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,2040 K \mathcal{E}$

$= 0,6$ ;  $t'' = 9,82 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,1813 K \mathcal{E}$

$= 0,5$ ;  $t'' = 8,94 \frac{K \mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$ ;  $\mathcal{E}_2'' = 0,1632 K \mathcal{E}$ .

Fig. 39.



1/2 nat. Gr.

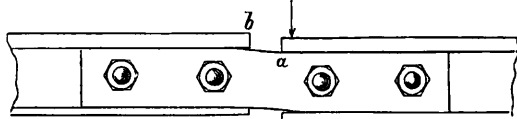
Es zeigt sich demnach ein deutlicher Zusammenhang zwischen den Spannungen  $\mathcal{E}_2$  in den Schraubbolzen und der erforderlichen Dicke des Steges in dem Schienenprofile. Grössere Werthe von  $\psi$  und  $\lambda$  erfordern gleichzeitig grössere Stegdicken und stärker gespannte Bolzen. Die Spannungen in den letztern sind nicht im unbelasteten Zustande der Schiene erforderlich, sondern die Spannungen werden durch die Biegung der Schienenenden, bei welcher die Laschen nach aussen gedrängt werden,

vergrössert werden. Da das Hinausdrängen aber jedenfalls mit Abnutzung der Berührungsflächen verbunden sein wird, muss es im Allgemeinen wünschenswerth erscheinen, auch schon im unbelasteten Zustande eine genügende Spannung in den Schraubbolzen zu haben, damit das Hinausdrängen der Laschen möglichst beschränkt werde.

Zur Benutzung der Formeln Ia, IIa, IIIa für die Stegdicke muss man die bezüglichen Werthe von  $\psi$ ,  $\lambda$ ,  $\frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$  und K kennen.

Was  $\psi$  betrifft, so soll die Schiene sicher unterstützt sein, wenn das Rad die eine Schiene verlässt und auf die andere hinübergeht. Auch in diesem Augenblicke ist eine ganz ähnliche Durchbiegung vorhanden und ist eine genügende Unterstützung des Schienenkopfes nur denkbar, wenn  $p_0$  auch im am schwächsten gedrückten Ende noch hinreichend gross ist. Wird nämlich bei a (Fig. 40) die Schiene heruntergedrückt, so hat

Fig. 40.



das Ende b der anderen Schiene das Bestreben, zurück zu bleiben; tritt dies aber wirklich ein, so wird auch  $p_0$  gleich Null werden. Bei einer guten Lasche soll aber offenbar b nicht höher als a sein; und so muss auch im Punkte b bei dieser Belastung und Durchbiegung ein gewisser Werth von  $p_0$  gewünscht werden. Es scheint mir demnach hier ein Werth

$$(23) \dots \dots \psi = \frac{p_0}{p_1} = 0,2$$

etwa anzustreben zu sein. Ein grösserer Werth würde freilich eine noch mehr gesicherte Lage der Schienenenden bieten, aber eine grössere Dicke im Stege erfordern; ein kleinerer Werth dürfte dagegen bei eintretender Abnutzung der Keilflächen nicht mehr hinreichende Sicherheit bieten. Mit Annahme obiger Voraussetzung in Betreff des Werthes von  $p_0$ , haben die Gleichungen IIa und IIIa für Neu-Constructions keinen weiteren Werth.

Eine weitere Untersuchung muss das Verhältniss  $\frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0}$  betreffen. Bei absolut homogenem Material müsste dasselbe gleich eins genommen werden. Da man aber auf solches Material nicht rechnen kann, wird es wohl am richtigsten sein, sich durch die Resultate der Wöhler'schen Versuche leiten zu lassen. Bei Stahl von einer Zerreiissungsfestigkeit von 1050 Centnern wurde die Bruchfestigkeit einer Achse gegen Hin- und Herbiegungen auf nahezu 300 Centner und bei Hin- und Herdrehungen auf 220 Centner Abscheerungsfestigkeit bestimmt. \*) Da eine Hauptanstrengung des Steges auf Abscheerung gerichtet ist und 220 Centner Abscheerungsfestigkeit etwa  $275 = \frac{5}{4} \cdot 220$  Centner Bruchfestigkeit entspricht, würde das Verhältniss

$$\frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0} = \frac{300}{275} = 1,1$$

\*) Erbkam, Zeitschrift für Bauwesen 1870 p. 96 u. 101.

mit Rücksicht auf gleiche Dauerhaftigkeit angenommen werden können.

Da die Untersuchungen aber nicht die in der neutralen Faserschicht befindlichen Bolzenlöcher in Rechnung führen konnten, diese aber das sowohl den Verticalkräften, wie auch den abscheerenden Kräften ausgesetzte Material schwächen und die Querschnittsfläche verringern, so werden die übrigen Flächen-theile eine entsprechende Vergrösserung ihrer Spannungen dadurch erhalten, welche nahezu ein Verhältniss von  $b:(b - nd)$  angenommen werden kann, wenn d die Länge eines der n-Schraubenlöcher bezeichnet, woraus dann

$$(24) \dots \dots \frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_0} = 1,1 \frac{b - nd}{b}$$

Die Grenzen, innerhalb welcher sich der Werth K bewegen kann, lassen sich auch bestimmen. Ableitungen direct aus der Form der elastischen Linie der Schiene können hier zu keinem Resultate führen, da die Höhenlage der Stützpunkte zu einander Veränderungen unterworfen ist, ebenso die Neigungswinkel der elastischen Linie an den Stützpunkten unbestimmbar sind. Bei der Neigung der Eisenbahntechnik, immer stärkere und unbiegsamere Laschen-Constructionen einzuführen, welche von Schwelle zu Schwelle reichen, kann man als einen Grenzfall wohl annehmen, dass die Schiene im Stützpunkte horizontal gespannt bleibt, während die Belastung das Schienenstück zwischen den benachbarten Schwellen angreift. In einem solchen Falle, wenn die Belastung in der Mitte zweier Schwellen wirkt, ist der Querschnitt über dem Stützpunkte in gleichem Grade gefährlich, wie der in der Mitte und muss also

$$K = 1 \text{ genommen werden.}$$

Ist dagegen die Laschen-Construction nicht hinreichend unbiegsam, so muss man im Auge behalten, dass dieselben Kräfte  $\pi$ , welche die Schiene biegen, auch die Lasche in den Querschnitten zwischen den Schienenenden biegen, also deren Moment auch dem Werthe  $\frac{\mathcal{E}_4 J_4}{a_4}$  für die Lasche ( $\mathcal{E}_4$  die Spannung der äussersten Fiber,  $J_4$  das Tragkeitsmoment,  $a_4$  die Entfernung der äussersten Fiber von dem Schwerpunkte des Laschenprofils) gleich sein muss. Mit Bezug hierauf würde

$$K = \frac{\mathcal{E}_4}{\mathcal{E}} \left( \frac{J_4}{a_4} \frac{1}{J} \frac{1}{a} \right)$$

zu setzen sein. Rechnet man den zweiten Werth als nahezu 0,5, so darf man in Bezug auf den ersten Werth  $\frac{\mathcal{E}_4}{\mathcal{E}}$  nicht vorbeisehen, dass man die Laschen erfahrungsgemäss als zu stark belastet ansieht, ja dass Brüche bei denselben nicht ungewöhnlich sind, während die Schienen von gleichen Belastungen unbeschädigt bleiben. Mit Rücksicht hierauf scheint mir auch bei leichteren Laschen-Constructionen der Werth K nicht unter 0,8 gesetzt werden zu dürfen, so dass

$$(25) \dots \dots 1 \geq K > 0,8$$

je nach Laschen-Construction zu wählen sein dürfte.

Zur Bestimmung der Schraubbolzen muss auch die Spannung  $\mathcal{E}_2$  im Verhältniss zu  $\mathcal{E}$  in den Gleichungen IV und V bekannt sein.

Für gleiche Dauerhaftigkeit geben die Wöhler'schen Versuche bei Stahl, der hin- und zurückgebogen wird, die Bruchfestigkeit zu 300 Centnern, während die ursprüngliche Zerreißfestigkeit 1050 Centner betrug. Für Schmiedeeisen wurde dagegen die Bruchfestigkeit erreicht, wenn die dehnen den Spannungen zwischen 240 Centnern und 440 Centnern per Quadratzoll variirten. Es darf daher in dem vorliegenden Falle, wo die Schraubbolzen immer nur in gleichem Sinne gedehnt werden, während die Schiene hin- und zurückgebogen wird, das Verhältniss

$$(26) \dots \dots \frac{\sigma_2}{\sigma} \geq 1$$

genommen werden, ohne der Dauerhaftigkeit Abbruch zu thun;

$\frac{\sigma_2}{\sigma} = 1$  wird wohl im Allgemeinen das richtigere sein.

Mit Benutzung von 22, 23 und 25 erhält man dann für neue Constructionen

$$(VI) \left\{ \begin{aligned} t &= 4,95 \cdot K \cdot \left( \frac{b}{b - nd} \right) \frac{J}{b^2 a} \\ &\cdot \left\{ \frac{3}{8} + \frac{5}{8} \sqrt{1 + 0,45 \cdot \left( \frac{b \cdot f_0 \cdot z_0}{J} \right)^2} \right\} \end{aligned} \right.$$

und

$$(VII) \dots \dots f = 4,5 \cdot \frac{K \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi)}{nb} \frac{J}{a}$$

Eigenthümlich für die Bestimmung des Werthes von  $t$  ist der Einfluss der Laschenlänge  $b$ , welcher Werth in zweiter Potenz im Nenner des Factors vorkommt. Mit grosser Laschenlänge giebt man also einem dünnen Stege erhöhte Festigkeit, während andererseits, falls die wirksame Laschenlänge durch Verschleiss der äussersten Enden verkürzt wird, dadurch sofort eine wesentlich grössere Anstrengung im Stege bedingt wird.

Wenden wir die Gl. 23 auf das oben der kleinen Tabelle zu Grunde gelegte Profil an, so sollte

- für  $\psi = 0$ ;  $t_1 = 14,8 \text{ K mm}$
- für  $\psi = 0,1$ ;  $t_1 = 15,5 \text{ K mm}$
- für  $\psi = 0,2$ ;  $t_1 = 16,5 \text{ K mm}$  u. s. w.

sein, wenn die Länge  $d$  eines Schraubenloches  $28 \text{ mm}$  beträgt. Da die Dicke des Steges nur  $11 \text{ mm}$  beträgt, so ist leicht ersichtlich, dass in diesem Falle nur niedrige Werthe von  $K$  in Frage kommen dürfen, wenn nicht die wahrscheinliche Dauer des Steges bei der Laschenverbindung wesentlich geringer ausfallen soll, als die der übrigen Schiene. — Unbiegsame Laschen sollten in diesem Falle eine entsprechend grössere Länge zeigen, um den Bestand der Schiene nicht in Frage zu stellen.

Um zu untersuchen, ob unter allen Verhältnissen das in Gl. 23 bestimmte Verhältniss der zulässigen Spannungen genügende Sicherheit bietet, mögen noch die von Herrn Eisenbahnbau-Inspector Theune im Jahrgang 1880, pag. 91 dieser Zeitschrift angeführten Schienenbrüche einer Berechnung unterzogen werden. Der Freundlichkeit des genannten Herrn verdanke ich das nebenbei in halber Grösse gezeichnete Profil jener Schienen der Oberschlesischen Bahn, sowie das der Laschen. (Siehe Fig. 41.)

Nach den eingeschriebenen Maassen berechnen sich mit hinreichender Genauigkeit die Werthe

$$T = 10100000$$

$$\frac{J}{a} = 151000$$

$$f_0 z_0 = 107000.$$

Ferner ergibt sich aus der Zeichnung:

$$\text{tg} \alpha = 0,683 \text{ und mit } \varphi = 0,13$$

$$\text{tg}(\alpha - \varphi) = 0,5$$

$$2b = 523, \text{ also } b = 260 \text{ circa}$$

$$d = 23$$

und der Durchmesser der beiden Schraubbolzen =  $19,6$ .

Für die Laschen ergibt sich

$$\frac{J_1}{a_1} = 35000 \text{ circa.}$$

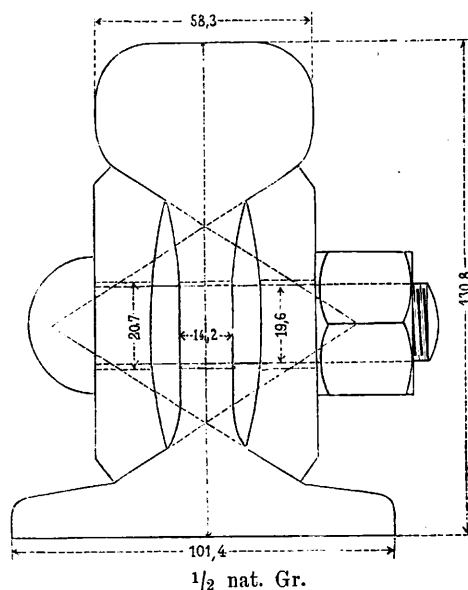
Nach Gleichung VI berechnet sich dann

$$t = 22 \text{ K mm.}$$

Vergleicht man die Werthe von  $\frac{J}{a}$  und  $\frac{J_1}{a_1}$ , so kann

es wohl nicht zweifelhaft erscheinen, dass die Laschen stark angestrengt worden sind; aber immerhin wird man doch  $K$  in diesem Falle nicht grösser als  $0,4$  annehmen können und damit

Fig. 41.



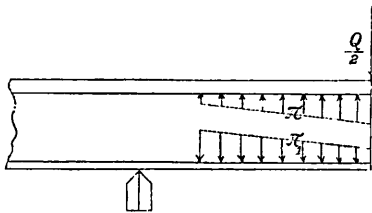
dann  $t = 8,8 \text{ mm}$  erhalten. In Wirklichkeit hat der Steg eine Stärke von  $14,2 \text{ mm}$  und hat mit diesen Laschen dennoch keine dauerhafte Construction ergeben. Es müssen also andere, in obiger Rechnung nicht berücksichtigte Einflüsse mitgewirkt haben. Hierüber giebt Herr Eisenbahnbau-Inspector Theune's Bericht Aufschluss. Die Laschen haben sich an den Enden weggedrückt, so dass trotz kräftigen Anziehens der Bolzen keine dauerhafte Verbindung erreicht werden konnte. Sind aber die Enden der Laschen weggedrückt, so wird die nutzbare Länge nicht  $b$ , sondern bedeutend geringer, und mit  $b^2$  im Nenner ergibt sich ein grösserer erforderlicher Werth für  $t$ . Wäre z. B.  $b$  auf  $0,85 b$  reducirt, d. h. würden  $16 \text{ mm}$  Verkürzung an jedem Ende durch das Wegdrücken der Laschenenden entstanden sein, so würde schon ein Werth von  $14 \text{ mm}$  sich für  $t$  ergeben. Herr Theune giebt aber auch ferner an, dass alle Brüche stets an den vorderen Köpfen der Schienen, in der Fahrriichtung gesehen, auftraten und dass die Zerstörung der Schienenenden



wesentlich durch das Schlagen der Räder beim Uebergange über den Stoss befördert wurden. Das Material der Schiene hat demnach im Stege nicht allein durch Hin- und Zurückbiegen, sondern auch durch die Stösse nachtheilige und schwächende Einwirkungen erlitten. Für schwache, leicht unterstützende und kurze Laschen ist demnach das Verhältniss in Gl. 23 entsprechend zu vergrössern. Da aber solche Laschen jedenfalls zu vermeiden sind, scheint es nicht richtig, bei Gleichungen für neue Constructions auf diesen ungünstigen Einfluss Rücksicht zu nehmen. Mit  $K = 0,4$  erhält man im inwendigen Gewindequerschnitte nach Gl. IV eine Spannung  $\mathcal{E}_2' = 1,1 \mathcal{E}$ , welche mit Rücksicht auf die Wöhler'schen Versuche nicht unmöglich oder unwahrscheinlich, da ausdrücklich das feste Anziehen der Bolzen erwähnt wird.

Es liegt ferner nahe, die Resultate der Gl. I bis IV mit dem mehrfach ausgeführten Bruchversuchen von Laschen-Constructionen zu vergleichen. Bei derartigen Untersuchungen sind die Laschenbrüche theils in rohester Art durch Schläge mit einem Rammhämmer, theils aber auch durch den Druck einer hydraulischen Presse herbeigeführt worden. \*) Versuche ersterer Art liefern, auch wenn die Laschen schliesslich zerbrochen wurden, kein Material zu irgend einer berechtigten Schlussfolgerung in Bezug auf die Dimensionen der Schienen. Eine etwas eingehendere Untersuchung zeigt aber auch sofort, dass wohl die Versuche zweiter Art ihren Zweck erfüllen können und ein Urtheil über die Zweckmässigkeit der Laschen gestatten, aber nicht auf die hier in Frage genommenen Dimensionen der Schienenprofile.

Fig. 42.



Wirkt nämlich auf die Mitte der Verbindung die Presse mit einem Drucke  $Q$ , so kommt auf jedes Schienenende eine Kraft  $\frac{Q}{2}$ , welche in Verbindung mit den mit  $\pi$  und  $\pi_1$  bezeichneten Widerstandskräften der Lasche die Schiene zu biegen strebt. Das Bruchmoment für die Schiene wird hierdurch verringert, da die Biegungsrichtung von  $\frac{Q}{2}$  derjenigen der Kräfte  $\pi$  und  $\pi_1$  entgegengesetzt gerichtet ist. Der Differentialquotient der biegenden Momente wird daher nicht mehr der Werth  $\frac{dM}{dx}$  der Gleichungen 12, 14 und 16 sein, sondern

$$\frac{dM}{dx} - \frac{Q}{2},$$

also wesentlich geringer, und damit also auch der Werth  $S$  wesentlich geringer auftreten.

Ferner zeigen die Versuche (siehe Jahrgang 1880 dieser Zeitschrift pag. 20), dass bei grösseren Belastungen die Laschen nicht in ihrer ganzen Länge in Berührung mit dem Schienen-

fusse und dem Kopfe bleiben; bei derartigen Anstrengungen wird demnach  $\lambda$  bedeutend kleiner als Null werden und damit sich auch der Werth  $\sigma$  zu nahezu Null ergeben müssen.

Es wird demnach bei derartigen Versuchen das Verhältniss  $\frac{\mathcal{E}_0}{\mathcal{E}}$  immer wesentlich niedriger auftreten, als im wirklichen Betriebe, und bei den üblichen Verhältnissen in den Querschnitten der Laschen und des Schienenprofils werden die Laschen die Grenze der Festigkeit früher erreichen als der Steg der Schiene. Da die Versuche aber nicht das Verhältniss  $\frac{\mathcal{E}_0}{\mathcal{E}}$ , wie solches im wirklichen Betriebe auftreten wird, bestimmen können und auch nicht den Einfluss der hin- und herarbeitenden Biegungen und Stösse, so erlauben sie keinen weiteren Rückschluss auf ein zulässiges Verhältniss  $\frac{\mathcal{E}_0}{\mathcal{E}}$  und sind daher zur Controlle der Gleichungen I bis IV nicht verwendbar. — Es zeigt ferner die letzte Untersuchung, dass der Steg  $g$  in den meisten Fällen gefährlicher angestrengt werden wird, wenn die Belastung im Felde neben der Stossschwelle auftritt, als wenn sie gerade über dem Stosse wirksam wird.

Hat man in obiger Weise die Spannungen im Stege aufgesucht und darnach die Dicke desselben bestimmt, so wird noch eine ähnliche Untersuchung für den Fuss des Schienenprofils erforderlich. An den Fuss muss man die Anforderung stellen, dass in der Verbindungsfläche zwischen ihm und dem Stege unter Einwirkung der Lasche die Spannungen ein zulässiges Maass nicht überschreiten, um so mehr, da eine Verbiegung des Fusses die wirksame Länge der Lasche verringern und dadurch die Festigkeit der Verbindung illusorisch machen würde.

Denkt man sich daher ein Stück des Schienenfusses unter Einwirkung der Lasche, während die durchbiegende Belastung im Nachbarfelde auftritt. Das Schienenende strebt dann nach aufwärts, wird aber durch die Lasche nach unten zurückgebogen. Denkt man sich ferner in der Entfernung  $x$  vom Schienenende einen Schnitt quer durch die Schiene, normal zur Längsachse derselben, und ebenso einen zweiten Schnitt in der Entfernung  $x + dx$ , so entsteht ein kleines Stück Schiene von der Länge  $dx$ . Von diesem Stücke gebe für die eine Seite des Fusses die umstehende Fig. 43 eine Vorstellung. Die verticalen Flächen seien  $abc$ ,  $a_1 b_1 c_1$  und  $bcc_1 b_1$  die Verbindungsfläche dieser Hälfte des Fusses mit dem Stege. Ist  $AB$  die Schwerpunktsachse dieses kleinen Keilstückes, so stehe  $bcc_1 b_1$  normal zu dieser Achse. Hat die Oberfläche des Keiles den Winkel  $\alpha$  mit der Fussfläche eingeschlossen, so ist der Winkel zwischen  $AB$  und der Fussfläche also  $\frac{\alpha}{2}$ . Der auf die schraffierte Fläche vertheilte Laschendruck  $v dx$  resultire im Punkte  $d$ . Unter Einwirkung der Biegung der Schienen will die Lasche nach aussen gleiten; mit Berücksichtigung der Reibung wird der Neigungswinkel der Kraft  $v dx$  gegen die verticale gleich  $(\alpha - \varphi)$ . Der Abstand der Richtung genannter Kraft vom Punkte  $B$  in der Fläche  $b_1 bcc_1$  sei  $l$ .

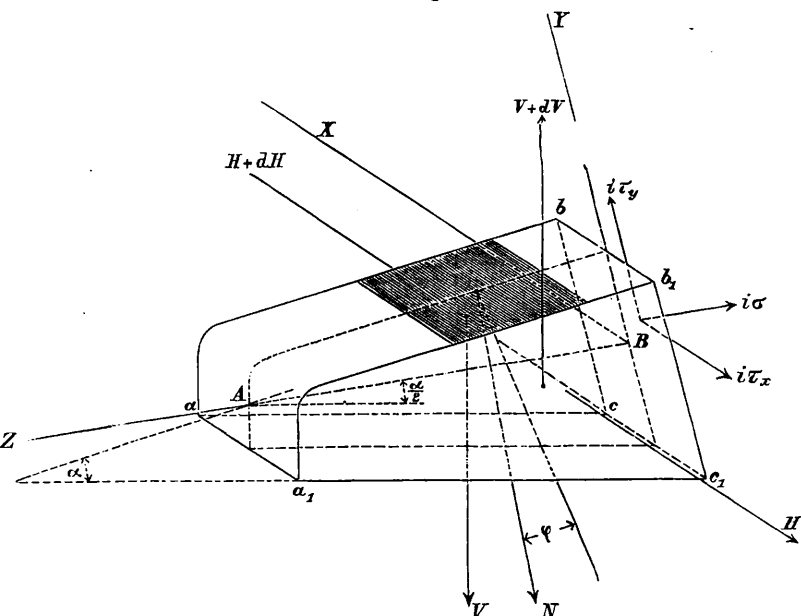
Winkelrecht gegen die Endflächen  $abc$  und  $a_1 b_1 c_1$ , also parallel mit der Längsachse der Schiene wirken die Spannungen der Längsfasern derselben. Die concave Form, welche der Fuss

\*) Siehe Organ f. d. F. d. E. 1880 p. 10; 1882 p. 181.

annimmt, bedingt, dass diese Spannungen Druckkräfte sein müssen. Die Resultirenden derselben seien  $H$  und  $H + dH$ . Für  $H$  enthält man den Werth

$$(25) \dots H = \int \frac{M_x}{J} y i = \frac{M_x}{J} \int y i.$$

Fig. 43.



Der Werth  $\frac{M_x}{J}$  ist die Spannung in der 1<sup>mm</sup> von der Schwerpunktschse des Schienenprofils entfernt liegenden Fiber, also  $\frac{M_x}{J} y$  die Spannung in der Entfernung von  $y^{mm}$ , und  $i$  ist ein Flächenelement der Fläche  $a b c$ , während die Summation alle Flächenelemente derselben umfasst. Ist  $F$  die Fläche des ganzen Profils, so kann man mit Hülfe eines Coefficienten  $m$  ( $m < 1$ ) schreiben

$$(26) \dots \text{Fläche } a b c = a_1 b_1 c_1 = m F.$$

$$(27) \dots \int y i = m F y_0,$$

wo  $y_0$  gleich dem Verticalabstande zwischen Schwerpunkt der Fläche  $a b c$  und der horizontalen Schwerpunktschse des vollen Profils ist. Hat der Angriffspunkt der Resultirenden  $H$  die verticale Ordinate  $y_1$  auf die horizontale Schwerpunktschse des vollen Profils, so wird

$$y_1 = \frac{\int \frac{M_x}{J} i y^2}{H} = \frac{\int i y^2}{\int i y}$$

also ein Werth, der nur von der Profilform, aber nicht in irgend einer Weise vom Werthe  $x$  abhängig erscheint, also gemeinschaftlich für  $H$  und  $H + dH$ .

Fasst man  $i$  als horizontalen Streifen von der Höhe  $d y$  auf, und nimmt die Spannung gleichförmig in allen Punkten dieses Streifens an, so erhält man auch einen constanten Werth für den horizontalen Abstand des Angriffspunktes der Kraft  $H$  von der verticalen Schwerpunktschse. Diese Voraussetzung wird aber nicht genau erfüllt sein; es werden die Kräfte  $H$  und  $H + dH$  im Allgemeinen daher ein kleines Kraftpaar ergeben, welches um eine verticale Achse zu drehen bestrebt ist. Für vorliegende Rechnungen kann dasselbe aber als bedeutungslos

vernachlässigt werden. Streng genommen wird auch in Folge gleicher Ursache  $y_1$  nicht durchaus constant sein, aber hier wird die Ungenauigkeit noch weniger betragen. Da die Kräfte  $H$  und  $H + dH$  also fast genau in ihren Richtungen zusammenfallen, so bilden sie zusammen eine gegen die Fläche  $a_1 b_1 c_1$  drückende Kraft  $dH$ , für welche man durch Differentiation von Gleichung 25, mit Berücksichtigung von 26 und 17 erhält

$$dH = \frac{m F}{J} y_0 \frac{d M_x}{d x} d x,$$

$$(28) \dots = \frac{m F}{J} y_0 \cdot R_x d x;$$

hier ist  $R_x$  die Resultirende aller auf das Schienenende von der Länge  $x$  wirkenden äusseren Kräfte.

In den Schnittflächen  $a b c$  und  $a_1 b_1 c_1$  wirken ferner die vertical abscheerenden Kräfte  $V$  abwärts und  $V + dV$  aufwärts, als Theile der im vollen Profile wirkenden verticalen Abscheerungskräfte  $R_x$  und  $R_x + dR_x$ . Mit Hülfe eines Coefficienten  $c$ , der jedenfalls kleiner als eins sein muss, kann man daher schreiben

$$(29) \dots V = c \cdot m F \cdot \frac{R_x}{F} = c \cdot m R_x.$$

$V$  und  $V + dV$  ergeben eine resultirende Kraft  $dV$  aufwärts, und ausserdem ein Kraftpaar  $V d x$  um eine horizontale Querachse. Falls  $V$  und  $V + dV$  nicht gleichen Abstand von der verticalen Achse haben, entsteht noch ein Kraftpaar um die letztere: dasselbe ist aber jedenfalls zu klein, um für vorliegende Rechnung Bedeutung zu haben.

Den angeführten Kräften und Momenten müssen die Spannungen in der Verbindungsfläche  $b c c_1 b_1$  das Gleichgewicht halten. Um die Gleichgewichtsbedingungen für den kleinen Keil aufstellen zu können, lege man ein rechtwinkliges Coordinatensystem durch denselben, in welchem die  $Z$ -Achse mit der Mittellinie  $A B$  zusammenfällt, die  $X$ -Achse horizontal durch  $B$  parallel zur Schienenlängsachse, und die  $Y$ -Achse vertical zur  $Z$  und  $X$ , also in der Fläche  $b c c_1 b_1$  zu liegen kommt. Sind in der Fläche  $b c c_1 b_1$  die Spannungen in einem Elemente  $i$ , dessen Ordinate  $y$ , gleich  $\tau_x$  und  $\tau_y$  in den Richtungen der entsprechende Abstand, und  $\sigma$  die Spannung winkelrecht gegen die Fläche  $b c c_1 b_1$ , in negativer Richtung der  $Z$ -Achse, so erhält man damit leicht nunmehr folgende Gleichgewichtsbedingungen:

$$(30) \dots - dH + \int i \tau_x = 0.$$

$$(31) \dots - v d x \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) + dV \cos \frac{\alpha}{2} + \int i \tau_y = 0.$$

$$(32) \dots - v d x \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) - dV \sin \frac{\alpha}{2} - \int i \sigma = 0.$$

$$(33) \dots - v d x \cdot l + \int i \sigma y = 0.$$

$$(34) \dots - V d x \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \int i \tau_x y = 0.$$

In letzterer Gleichung verschwinden die Momente der Kräfte  $i \tau_y$ , da sie sich paarweise aufheben. Ausserdem bleibt noch die Momentengleichung um die  $Y$ -Achse. Die Momente der Kräfte  $i \sigma$  werden sich paarweise aufheben. In Bezug auf diese Achse müssen also die etwa auftretenden kleinen horizontalen Momente an Kräfte  $H$  und  $V$  im Gleichgewicht sein,

woraus auf die Lage der Angriffspunkte derselben geschlossen werden kann.

Mit Einführung von  $i = dx \cdot dy$ , sowie der Grenzen  $+\frac{h}{2}$  und  $-\frac{h}{2}$  für  $y$ , wenn  $b b_1 = c c_1 = h$  gesetzt wird, ergibt Gleichung 30 unter Berücksichtigung von Gleichung 28

$$(35) \quad \dots \quad \frac{m}{J} F \cdot y_0 R_x dx = dx \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_x dy$$

und Gleichung 34 und 29 ergeben

$$(36) \quad \dots \quad c \cdot m R_x \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot dx = dx \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_x y dy.$$

Da letztere Gleichung linker Hand einen absoluten Werth ergibt, kann  $\tau_x$  nicht constant sein, sondern wird  $\tau_x$  nach oben grössere, nach unten kleinere Werthe annehmen. Schreiben wir daher, um dies in Rechnung zu führen

$$(37) \quad \dots \quad \tau_x = \tau_{x_0} + \beta y,$$

wo  $\tau_{x_0}$  constant, die Spannung in B bedeutet, so wird

$$\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_x dy = \tau_{x_0} h$$

$$\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \tau_x y dy = \frac{\beta h^3}{12}$$

und durch Einführung dieser Werthe in 35, 36 und 37

$$\tau_{x_0} = \frac{m F}{J} y_0 \frac{R_x}{h}$$

$$\beta = \frac{12 c \cdot m \cdot R_x}{h^3} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

$$\tau_x = \frac{m R_x}{h} \left\{ \frac{F y_0}{J} + \frac{12 \cdot c \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{h^2} \cdot y \right\}$$

und die grössten Werthe, die  $\tau_x$  annimmt

$$(38) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{in } b b_1 \dots \tau_x = \frac{m R_x}{h} \left\{ \frac{F y_0}{J} + \frac{6 c \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{h} \right\} \\ \text{in } c c_1 \dots \tau_x = \frac{m R_x}{h} \left\{ \frac{F y_0}{J} - \frac{6 c \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{h} \right\} \end{array} \right.$$

In gleicher Weise ergeben Gl. 32 und 33

$$-v dx \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - c \cdot m \cdot \frac{d R_x}{d x} \cdot dx \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = d \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma dy,$$

oder nach Division mit  $dx$

$$-v \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - c \cdot m \cdot \frac{d R_x}{d x} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma dy.$$

Der zweite der beiden Werthe linker Hand hat die kleinen Factoren  $c, m, \sin \frac{\alpha}{2}$ , und ist also so nahe Null, dass derselbe wird versäumt werden können. Auch der erste Werth wird

nur dann merkbar Einfluss haben, wenn  $\frac{\alpha}{2}$  nahezu Null und  $\varphi$  gross ist. Genau genug kann daher die Vereinfachung gelten

$$(39) \quad \left\{ \begin{array}{l} -v \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma dy \text{ oder auch} \\ 0 = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma dy. \end{array} \right.$$

Gleichung 33 ergibt

$$(40) \quad \dots \quad v l = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma y dy.$$

Auch hier kann  $\sigma$  nicht constant sein, setzen wir also hier ähnlich wie oben bei  $\tau_x$

$$(41) \quad \dots \quad \sigma = \sigma_0 + \beta' y,$$

so entsteht

$$-v \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) = \sigma_0 h$$

$$v l = \frac{\beta' h^3}{12}$$

$$\sigma_0 = \frac{-v \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right)}{h}$$

$$\beta' = \frac{12 v l}{h^3}$$

$$\sigma = \frac{v}{h} \left\{ -\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 12 \frac{l}{h^2} y \right\}.$$

Die grössten Werthe, die  $\sigma$  annimmt, werden

$$(42) \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{in } b b_1 \dots \sigma = \frac{v}{h} \left\{ -\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 6 \frac{l}{h} \right\} \\ \text{in } c c_1 \dots \sigma = \frac{v}{h} \left\{ -\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) - 6 \frac{l}{h} \right\}. \end{array} \right.$$

Den Werth von  $\tau_y$  aus den übrigen Gleichgewichtsbedingungen zu entwickeln, wird grosse Schwierigkeiten machen, die für vorliegenden Zweck nutzlos sein würden. Offenbar werden die am meisten angestregten Elemente in den Linien  $b b_1$  und  $c c_1$  zu suchen sein. In den äussersten Elementen eines Querschnittes sind aber die verticalen Abscherungsspannungen gleich Null, wenn die Untersuchungen der Biegezugfestigkeit hier Anwendung finden. — Sollte übrigens eine eingehendere Untersuchung diese Annahme nicht berechtigt erscheinen lassen, so ist ja auch der dann sich ergebende Werth  $\tau_y$  leicht bei der resultirenden Spannung zu berücksichtigen.

Die Spannungen  $\tau_x$ , und  $\sigma$ , bedingen die grössten Zug- und Druckspannungen  $\mathfrak{S}$ , in der Linie  $b b_1$ ; die Spannungen  $\tau_x$ , und  $\sigma$ , die grössten Zug- und Druckspannungen  $\mathfrak{S}$ , in der Linie  $c c_1$ , und zwar

$$(43) \quad \left\{ \begin{array}{l} \mathfrak{S} = \sigma, \left\{ \frac{3}{8} \pm \frac{5}{8} \sqrt{1 + 4 \frac{\tau_x^2}{\sigma^2}} \right\} \\ \mathfrak{S} = \sigma, \left\{ \frac{3}{8} \pm \frac{5}{8} \sqrt{1 + 4 \frac{\tau_x^2}{\sigma^2}} \right\}. \end{array} \right.$$

Nach den Entwicklungen auf Seite 162 ist

$$R_x = \frac{d M_x}{d x} = p_1 (1 - \psi) \left( x - \frac{x^2}{b} \right) \text{ also}$$

$$(44) \left\{ \begin{aligned} \tau_{x'} &= \frac{m p_1 b}{h} (1 - \psi) \left( \frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right) \left\{ \frac{F y_0}{J} + \frac{b c \cdot \cos \alpha}{h} \frac{1}{2} \right\} \\ \tau_{x''} &= \frac{m p_1 b}{h} (1 - \psi) \left( \frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right) \left\{ \frac{F y_0}{J} - \frac{b c \cdot \cos \alpha}{h} \frac{1}{2} \right\}, \end{aligned} \right.$$

ferner, weil auch

$$\begin{aligned} 2 \cdot v \cdot \cos(\alpha - \varphi) &= \pi \\ &= p_1 - \left( \frac{p_1 - p_0}{b} \right) x \\ &= p_1 \left( 1 - (1 - \psi) \frac{x}{b} \right). \end{aligned}$$

$$(45) \left\{ \begin{aligned} \sigma_1 &= p_1 \frac{1 - (1 - \psi) \frac{x}{b}}{2 h \cdot \cos(\alpha - \varphi)} \cdot \left\{ - \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 6 \frac{l}{h} \right\} \\ \sigma_{11} &= - p_1 \cdot \frac{1 - (1 - \psi) \frac{x}{b}}{2 h \cdot \cos(\alpha - \varphi)} \left\{ \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 6 \frac{l}{h} \right\} \end{aligned} \right.$$

und

$$(46) \left\{ \begin{aligned} \frac{\tau_{x'}}{\sigma_1} &= \frac{2 m \cdot (1 - \psi) b \cdot \left( \frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right) \cos(\alpha - \varphi)}{1 - (1 - \psi) \frac{x}{b}} \cdot \left\{ \frac{F y_0 h}{J} + 6 \cdot c \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right\} \\ &\quad \cdot \left\{ - h \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 6 l \right\} \\ \frac{\tau_{x''}}{\sigma_{11}} &= \frac{2 m (1 - \psi) b \cdot \left( \frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right) \cos(\alpha - \varphi)}{1 - (1 - \psi) \frac{x}{b}} \cdot \left\{ \frac{F y_0 h}{J} - 6 c \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right\} \\ &\quad \cdot \left\{ h \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) + 6 l \right\} \end{aligned} \right.$$

Ausserdem ist noch in den Gleichungen 43 und 45 nach Gleichung

$$(47) \dots \dots p_1 = \frac{b K \cdot \mathfrak{S} J}{b^2 \cdot a (1 - \psi)}.$$

Die Werthe  $\frac{K \mathfrak{S} J}{\sigma}$  und  $\psi$  sind den früheren Untersuchungen zufolge gegeben. Was die übrigen Werthe in den Gleichungen für  $\mathfrak{S}$ , und  $\mathfrak{S}_{11}$ , betrifft, so werden diese Werthe mit  $l$  wachsen, dagegen mit der Länge  $b$  der Lasche und der Dicke  $h$  des Fusses abnehmen. Die beiden letzten Werthe kommen dabei in zweiter Potenz in Rechnung, da der Werth  $\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right)$  jeder Zeit sehr klein wird. Eine dem Stege möglichst nahe Lage der Druckflächen am Fusse und Kopfe, sowie genügende Höhe  $h$  bei der Verbindung zwischen Fuss und Steg und lange Laschen sind daher wichtige Factoren für den Bestand der Schienen. Der Natur der Sache gemäss nehmen die Werthe für  $\mathfrak{S}$ , und  $\mathfrak{S}_{11}$ , eine complicirte Form an, so dass es auch nicht leicht wird, analytisch den Werth der Maximalspannungen aufzusuchen. Uebersichtlicher werden dagegen die Verhältnisse, wenn man nach und nach für verschiedene Werthe  $\frac{x}{b}$  an einem

bestimmten Profile die Veränderlichkeit von  $\mathfrak{S}$ , und  $\mathfrak{S}_{11}$ , herausrechnet und zusammenstellt.

Führen wir diese Rechnungen für das Profil, Fig. 39, durch, so hatte dasselbe

$$\begin{aligned} \frac{J}{a} &= 122000, \\ 2 b &= 580, \\ \alpha &= 15^\circ, \varphi = 7\frac{1}{2}^\circ, \end{aligned}$$

$$\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = 0,1312, \cos(\alpha - \varphi) = 0,9914, \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) = 0,$$

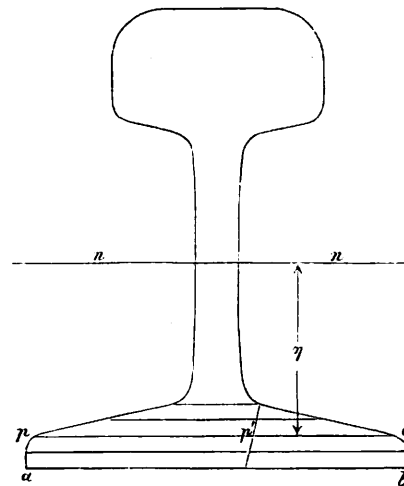
$$\cos \frac{\alpha}{2} = 0,9914,$$

$$\begin{aligned} m F &= 492; F = 3817; m = 0,129, \\ h &= 17; l = 12; y^0 = 48. \end{aligned}$$

Den Werth  $c$  in der Gleichung

$$V = c \frac{m F}{F} R_x = c \cdot m R_x$$

Fig. 44.



erhält man auf folgende Weise: Man zeichnet das Schienenprofil in voller Grösse, und legt parallel der Unterkante des Fusses Schnitte durch dasselbe, und sucht für die in der Schnittlinie belegenen Elemente die Spannungen gegen horizontale und vertikale Abscheerung. In der Linie  $p q$  nebenstehender Fig. 44 ist z. B. die Spannung per Flächeneinheit

$$\mathfrak{S} = \frac{R_x f \cdot \eta}{J \omega},$$

wenn  $f$  = Fläche  $p q a b$ ,  $\eta$  die Entfernung des Schwerpunktes dieser Fläche von der neutralen Faserschicht  $n n$  des vollen Profiles und  $\omega$  die Linie  $p q$  bezeichnet.

Ist  $\mu$  das Stück  $p_1 q$  und  $\Delta$  die Entfernung zweier Schnittlinien voneinander, so wird

$$V = c m R_x = \frac{R_x}{J} \Sigma \left( \frac{\mu f \cdot \eta}{\omega} \cdot \Delta \right),$$

woraus

$$(48) \dots \dots c = \frac{\Sigma \left( \frac{\mu \cdot f \cdot \eta \cdot \Delta}{\omega} \right)}{m J}.$$

Im vorliegenden Falle bestimmte sich ungefähr

$$c = 0,236.$$

Hiermit sich der grösste Werth von  $\mathfrak{S}_1$  wie folgt

$$\text{mit } \psi = 01 \quad \text{mit } \psi = 0,2$$

$$\text{für } \frac{x}{b} = 0; \quad \mathfrak{S}_1 = 1,215 K \mathfrak{S}; \quad \mathfrak{S}_{11} = 1,367 K \mathfrak{S}$$

$$\frac{x}{b} = 0,1; \quad \mathfrak{S}_1 = 1,144 K \mathfrak{S}; \quad \mathfrak{S}_{11} = 1,298 K \mathfrak{S}$$

$$\frac{x}{b} = 0,2; \quad \mathfrak{S}_1 = 1,120 K \mathfrak{S}; \quad \mathfrak{S}_{11} = 1,258 K \mathfrak{S}$$

$$\frac{x}{b} = 0,3; \quad \mathfrak{S}_1 = 1,106 K \mathfrak{S}; \quad \mathfrak{S}_{11} = 1,235 K \mathfrak{S}$$

- für  $\frac{x}{b} = 0,4$ ;  $\mathcal{E}_2 = 1,078 K \mathcal{E}$ ;  $\mathcal{E}_1 = 1,197 K \mathcal{E}$
- $\frac{x}{b} = 0,5$ ;  $\mathcal{E}_2 = 1,017 K \mathcal{E}$ ;  $\mathcal{E}_1 = 1,131 K \mathcal{E}$
- $\frac{x}{b} = 0,6$ ;  $\mathcal{E}_2 = 0,918 K \mathcal{E}$ ;  $\mathcal{E}_1 = 1,034 K \mathcal{E}$
- $\frac{x}{b} = 0,8$ ;  $\mathcal{E}_2 = 0,591 K \mathcal{E}$ ;  $\mathcal{E}_1 = 0,699 K \mathcal{E}$
- $\frac{x}{b} = 1$ ;  $\mathcal{E}_2 = 0,122 K \mathcal{E}$ ;  $\mathcal{E}_1 = 0,102 K \mathcal{E}$ .

Wie aus den berechneten Werthen hervorgeht, entsteht die grösste Spannung für  $\frac{x}{b} = 0$ , also im Anfange der Schiene, sie ist also eine einfache Biegungsspannung, auf welche die Spannung gegen Abscheeren keinen Einfluss geübt hat. Ein gleiches Resultat wird man auch für höhere Werthe von  $\psi$  erhalten, da mit höheren Werthen von  $\psi$  der Einfluss des Werthes  $\frac{z_x}{\sigma_x}$  abnimmt. Man wird daher in diesem speciellen Falle, sowie auch allgemein die grösste Spannung  $\mathcal{E}_{1 \max}$  erhalten:

$$\mathcal{E}_{1 \max} = \frac{p_1 \cdot \left[ 6 \frac{1}{h} - \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right]}{2 h \cos (\alpha - \varphi)}$$

$$= \frac{3 K \mathcal{E} J \left[ 6 \frac{1}{h} - \sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right) \right]}{b^2 h a \cos (\alpha - \varphi) (1 - \psi)}$$

oder da jedenfalls  $\sin \left( \frac{\alpha}{2} - \varphi \right)$  sehr klein,  $\cos (\alpha - \varphi)$  sehr nahe gleich eins sein müssen:

$$\mathcal{E}_{1 \max} = \frac{18 K \mathcal{E} J}{b^2 \frac{1}{a} \cdot h^2 (1 - \psi)} \text{ und}$$

$$(VIII) \quad h = \frac{1}{b} \sqrt{\frac{18 \cdot K \mathcal{E} J}{\mathcal{E}_{1 \max} \cdot a \cdot (1 - \psi)}}$$

und mit

$$\frac{\mathcal{E}}{\mathcal{E}_{1 \max}} = 1: (1 - \psi) = 0,8.$$

$$(VIIIa) \quad h = \frac{4,74}{b} \cdot \sqrt{K \cdot 1 \cdot \frac{J}{a}},$$

in welcher Gleichung für den Werth K dasselbe was oben gesagt wurde, Gültigkeit behält. Soll obige Schiene also z. B. in den Stützpunkten durch die Lasche horizontal gespannt werden, so wird  $K = 1$  zu setzen sein und h müsste nahezu 20<sup>mm</sup> stark werden, anstatt 17<sup>mm</sup>.

Für die Laschenverbindung ist es ferner wichtig, dass die Enden der Laschen sich nicht wegdrücken und abnutzen. Dieser Bedingung genügt man dadurch, dass der grösste Druck per Flächeneinheit ein zulässiges, auf Erfahrung basirtes Maass nicht überschreitet. Der grösste Druck zwischen Laschen und Schiene findet an den Enden der Laschen statt, wo  $\pi = p_1$  ist, und v den Werth  $v_1$  annehmen mag. Dort wird also

$$v_1 = \frac{p_1}{2 \cos (\alpha - \varphi)}$$

$$= \frac{3 K}{(1 - \psi) b^2 \cos (\alpha - \varphi)} \cdot \frac{\mathcal{E} J}{a}$$

Hat die Druckfläche eine Breite d; ist ferner p der Druck per Flächeneinheit, so wird

$$(49) \quad p = \frac{v_1}{d} = \frac{3 K}{(1 - \psi) \cos (\alpha - \varphi) b^2 d} \cdot \frac{\mathcal{E} J}{a} \text{ und}$$

$$(IX) \quad b = \sqrt{\frac{3}{(1 - \psi) d \cdot p \cdot \cos (\alpha - \varphi)} \cdot \frac{K \mathcal{E} J}{a}}$$

Für  $\psi = 0,2$ ;  $\cos (\alpha - \varphi) = 1$  nahezu, geht der Werth über in

$$(IXa) \quad b = 2 \sqrt{\frac{K \mathcal{E} J}{d \cdot p \cdot a}}$$

Für p muss ein Erfahrungswerth aufgesucht werden. Herr Bauinspector Theune giebt an, dass bei der von ihm beschriebenen Verbindung die schmiedeeisernen Laschen an den Enden weggedrückt seien, während die Stahlschienen weniger Abnutzung zeigten. Da bei diesen Laschen  $d = 16^{\text{mm}}$  betrug, so ergibt sich  $p = 2,4 \text{ kg}$  zu gross für Schmiedeeisen, zulässig vielleicht noch für Stahl. (In Gleichung 49  $K = 0,4$  gesetzt und  $\psi = 0,2$ .)

Bei den Schienen des ersten Profils haben die 580<sup>mm</sup> langen Laschen eine Breite  $d = 13^{\text{mm}}$ , mit  $K = 0,8$  ergeben dieselben für  $\psi = 0,2$ ,  $p = 3,3 \text{ kg}$ , und scheinen zufrieden zu stellen. Bis auf Weiteres dürfte daher  $p = 3 \text{ kg}$  etwa als zulässig erscheinen. Der Werth ist ziemlich gross, wenn man bedenkt, dass einfach gewalzte Formen niemals genau anliegen. Selbst für bearbeitete Flächen, bei denen höchstens eine zufällige kleine Bewegung vorausgesetzt wird, erlaubt man keinen höheren Druck. So empfiehlt Grove\*) z. B. für schmiedeeiserne Zapfen, die sich nicht in ihren Lagern drehen sollen, keinen grösseren Flächendruck als 2,2—2,8 kg zu nehmen und doch ist hier ja eine viel gleichmässige Vertheilung des Druckes zu erwarten, als bei den rohen Flächen der Schienen und Laschen, zwischen denen ja doch bei jeder Durchbiegung kleine gleitende Bewegungen eintreten. — Mit  $p \leq 3 \text{ kg}$  erhält man aus IXa endlich

$$(IXb) \quad b \geq 1,15 \sqrt{\frac{K \mathcal{E} J}{d \cdot a}}$$

Eine weitere Bedingung für die Länge der Schienenlaschen liegt in dem Umstande, dass die Spannung der Schraubenbolzen im Ruhezustande ein gewisses Maass nicht überschreiten darf, um der Verschiebung der Schienen in den Laschen bei Temperaturveränderungen nicht zu hinderlich zu sein, und dadurch zu grosse Spannungen in der Längsrichtung der Schienen hervorzurufen.

Bezeichnet man die Spannung, die im Ruhezustande noch im Gewindekerne geblieben ist, mit  $m \mathcal{E}_2$ , also mit  $m \mathcal{E}_2 n f$  die Gesamtkraft der n-Bolzen, so wird der Druck N auf jede Druckfläche gegeben durch

$$2 N \sin \alpha = m \mathcal{E}_2 n f.$$

Da der Frictionscoefficient gleich  $\text{tg } \varphi$  ist, so bedarf es zum Verschieben der Schienen eine Kraft von  $4 \cdot N \cdot \text{tg } \varphi$ , welche wiederum im Querschnitte F der Schiene eine Spannung  $\mathcal{E}_3$  hervorrufen wird, so dass

$$\mathcal{E}_3 F = 4 N \text{tg } \varphi = 2 \cdot m \cdot \mathcal{E}_2 \cdot n f \cdot \frac{\text{tg } \varphi}{\sin \alpha};$$

hierin der Werth  $\mathcal{E}_2 n f$  nach Gleichung IV eingeführt, giebt

$$\mathcal{E}_3 F = 6 \cdot \frac{K \cdot \mathcal{E} J}{b a} \cdot \frac{1 + \psi}{1 - \psi} \cdot \frac{\text{tg } \varphi \cdot \text{tg} (\alpha - \varphi)}{\sin \alpha} \cdot m,$$

\*) Siehe Mittheilungen d. Gewerbe-Vereins f. Hannover 1876 Heft 6.

woraus

$$(X) \quad b = 6 \cdot m \cdot \frac{1 + \psi}{1 - \psi} \cdot \frac{\operatorname{tg} \varphi \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)}{\sin \alpha} \cdot \frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{S}_3} \cdot \frac{K J}{a F}$$

Setzen wir hierin z. B. die numerischen Werthe des zuerst benutzten Schienenprofils, Fig. 5, ein, ferner  $K = 0,8$ ;  $\psi = 0,2$ , so wird

$$b = 182 \cdot m \frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{S}_3}$$

Da  $b = 290^{\text{mm}}$  genommen worden, wird also der Werth  $m \frac{\mathfrak{S}}{\mathfrak{S}_3} = 1,6$  circa und falls  $m = 1$ ,  $\mathfrak{S}_3 = 0,6 \mathfrak{S}$  etwa ein Druck, der wohl leicht dem Schienenwege würde Schwierigkeiten bereiten können. Der Werth  $m$  wird wohl zweckmässig immer möglichst nahe gleich eins genommen werden, um die Bewegung in den Druckflächen bei Durchbiegungen möglichst einzuschränken. Eine lange Lasche wird dann erlauben, den Werth  $\mathfrak{S}_3$  thunlichst zu verringern.

Die Gleichungen I—IX berücksichtigen die hauptsächlichsten mechanischen Einwirkungen von Laschen und Schienen aufeinander, welche bei Construction einer zweckmässigen Verbindung in Rechnung geführt werden müssen. Die Werthe der Grössen  $\psi$ ,  $\rho$ ,  $\mathfrak{S}_3$  sind durch Vergleich mit gut bewährten Constructions zu bestimmen, und erforderlichen Falls durch richtigere zu ersetzen. Besondere Aufmerksamkeit muss auf die Abschätzung des Coefficienten  $K$  verwendet werden, da derselbe als Factor in fast allen Gleichungen erscheint. Ob eine Lasche als absolut steif anzusehen, — d. h. ob dieselbe auch die Schiene zwingt auf den Stossschwellen horizontal zu bleiben, wenn auf den benachbarten Feldern die Belastung auftritt, — wird sowohl

vom Verhältnisse des Widerstandsmomentes der Lasche zu dem des Schienenprofils abhängen, als auch davon, ob die Lasche durch irgend welche Befestigung auf den Stossschwellen weniger biegsam gemacht worden. — Ist die Lasche als steif anzusehen, so wird der Werth  $K$  unabhängig von der Entfernung der Stossschwellen von einander, dagegen abhängig von der Entfernung zwischen der Stossschwelle und der unter derselben Schiene befindlichen Nachbarschwelle. Um in diesem Falle den Werth von  $K$  zu verkleinern, würde es sich also empfehlen, auch diese Entfernung kleiner als die der übrigen Schwellen von einander zu nehmen. Die obigen Gleichungen zeigen ferner, dass die Dimensionen im Stege und im Fusse der Schiene nicht allein danach bestimmt werden dürfen, ob sie noch gewalzt werden können, sondern hauptsächlich mit Rücksicht danach, dass unter Einwirkung der Laschen nicht im Stege und Fusse Spannungen und Flächendrücke auftreten werden, die die Dauer der Schiene in Frage stellen, da leicht Spannungen auftreten können, die grösser erscheinen als die gewöhnlich allein in Rechnung geführten Biegungsspannungen der Längsfasern.

Alle diese Spannungen, ebenso die Werthe  $\gamma$  und  $\mathfrak{S}_3$  nehmen ab mit wachsenden Längen der Laschen; es hat demnach die Länge der in Anwendung gebrachten Laschen eine hervorragende Bedeutung für die Dauer der Schienen.

Für Schienen mit voraussichtlich langer Dauer wird dann das nach den örtlichen Verhältnissen wahrscheinliche Maass des Rostens und Verschleissens im Stege und am Fusse den nach obigen Gleichungen bestimmten Dimensionen hinzugelegt werden müssen.

Helsingfors, März 1883.

## Die gekrümmten eisernen Querswellen der Altona-Kieler Bahn.

Vom Baurath und Eisenbahndirector **Tellkamp** in Altona.

Die bei der Altona-Kieler Bahn zuerst angewandte gekrümmte Form der eisernen Querswellen, wie solches im Jahrgang 1882, Heft 1, dieser Zeitschrift beschrieben und abgebildet ist, hat sich bei dem sandigen Unterbettungsmaterial, welches man auf den meisten Norddeutschen Bahnen findet, bisher in jeder Hinsicht als zweckmässig bewährt, weil die abwärts gebogene Form der Schwellenköpfe dem Oberbau eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen Verschiebungen, sowohl in horizontaler wie in verticaler Richtung verleiht. Die Locomotivführer und die Bahnmeister sind daher mit diesem Oberbau sehr zufrieden. Die Bedenken, welche von verschiedenen Seiten gegen diese gekrümmte Form der Schwellen geäussert sind, scheinen lediglich theoretischer Natur zu sein und sich nicht auf Erfahrungen zu stützen.

In den letzten Jahren ist dieser Oberbau nicht allein auf der Altona-Kieler und der Schleswig'schen Bahn auf insgesamt 22,5 km Länge zur Anwendung gekommen, sondern dieselbe Construction ist auch von der Verwaltung der Lübeck-Büchener und Lübeck-Hamburger Bahn für ihren eisernen Oberbau adoptirt, und zwar ebenfalls mit sehr günstigem Erfolg. Neuer-

dings ist dieselbe gekrümmte Form der eisernen Querswellen auch auf der Rechten Oder-Ufer Bahn zur Anwendung gekommen und beabsichtigt die Verwaltung der Ostpreussischen Südbahn diese Form ebenfalls einzuführen.

Für die Lieferung der eisernen Schwellen der Altona-Kieler Bahn waren bisher die nachstehenden Lieferungs-Bedingungen maassgebend:

1. Die zu liefernden eisernen Querswellen sind genau nach den, aus anliegender Zeichnung ersichtlichen Maassen anzufertigen; es berechnet sich die 2,40<sup>m</sup> lange Querschwelle mit den an den Stirnenden angenieteten Winkeleisen auf 40 kg. Bei vorkommenden Mindergewicht, welches höchstens 2% betragen darf, wird nur dieses in Anrechnung gebracht, während ein grösseres Mehrgewicht als 2% des angenommenen Normalgewichtes von 40 kg nicht bezahlt wird.

Es ist dem Fabrikanten überlassen, die Schwellen aus Fluss- oder Schweiss-Eisen zu fertigen, in jedem Falle muss beste Qualität genommen werden.

Damit keine Meinungsverschiedenheit über die Qualität des zu verwendenden Eisens bestehe, hat Lieferant bei Ab-

gabe der Offerte eine, mit seinem Siegel oder Stempel versehene Eisenprobe bei diesseitiger Verwaltung zu deponiren, welche dem abzuschliessenden Vertrage zu Grunde gelegt wird.

Die Schwellen müssen rein und glatt ausgewalzt, vollkommen ganz, ohne Schweissfehler, Risse etc. sein. Die Schwellen müssen vor ihrem Lochen im rothwarmen Zustande durch Pressen in einer eisernen Form in die vorgeschriebene Form gebracht werden. Die Stirnenden der Schwellen können mittelst angenieteten Winkeleisen, wie Zeichnung angiebt, oder durch warmes Umbörteln der Enden abgeschlossen werden. Die eisernen Schwellen sind nach erfolgter Biegung und Lochung zweimal mit Steinkohlentheer warm zu bestreichen. Bei Ein-sendung der Qualitätsprobe ist zugleich ein Probestück, an dem die Art und Weise des Schwellenabschlusses zu ersehen ist, einzureichen.

2. Die Material-Verwaltung ist berechtigt, die Fabrikation der Schwellen in den Werkstätten des Lieferanten überwachen zu lassen. Der Lieferant hat zu diesem Zwecke dem hiermit beauftragten Beamten jeder Zeit freien Zutritt zu den Werkstätten und vollständige Einsicht in die Fabrikationsprocesse zu gestatten.

3. Lieferant hat bis zum Anlieferungsort auf Bahnhof Ottensen, woselbst die Durchsicht vorgenannter Materialien geschieht, für die Stückzahl und Güte derselben Sorge zu tragen, namentlich, dass die Schwellen unverbogen ankommen. Diejenigen Stücke, welche sich als fehlerhaft herausstellen, hat Lieferant zurückzunehmen und binnen 6 Wochen nach der an ihn dieserhalb ergangenen Aufforderung frei Bahnhof Ottensen unentgeltlich zu ersetzen, widrigenfalls die anderweitige Beschaffung auf seine Gefahr und Kosten diesseits erfolgt.

4. Die Anlieferung der Schwellen hat in der Weise zu geschehen, dass das ganze Quantum bis spätestens Ende . . . auf Bahnhof Ottensen der Material-Verwaltung zur Verfügung steht, widrigenfalls für jeden Tag der verspäteten Lieferung eine Conventionalstrafe von 20 Mk. von dem Guthaben des Lieferanten gekürzt werden soll.

5. Der Lieferant erhält für die nach obigen Bedingungen vorschriftsmässig franco Bahnhof Ottensen gelieferten Querschwellen pro 1000 (eintausend) Kilogramm . . . . Mark . . . . Pfennige, schreibe . . . . . spätestens zwei Monate nach erfolgter Lieferung durch die Haupt-Casse der Altona-Kieler Eisenbahn-Gesellschaft in Altona ausgezahlt.

Als Caution für die richtige Erfüllung der Lieferungs-Bedingungen hat der Lieferant 5 (fünf) Procent der Ueber-

nahmssumme bei der Direction der Altona-Kieler Eisenbahn-Gesellschaft in Werthpapieren oder sicheren Wechseln, bis 3 Monate nach erfolgter bedingungsgemässer Anlieferung dieser Materialien zu deponiren.

Ebenso hat der Lieferant die durch den Abschluss dieses Abkommens etwa entstehenden Stempelkosten zu tragen.

Bei Meinungsverschiedenheit bezüglich der Qualität und Annehmbarkeit der Lieferung, oder bei etwa entstehenden Differenzen über die Auffassung und Auslegung obiger Lieferungsbedingungen, soll die Betretung des Rechtsweges ausgeschlossen sein und über derartige Streitigkeiten, wenn dieselben zwischen der Material-Verwaltung und dem Lieferanten entstehen sollten, das Urtheil des technischen Directors der Westholsteinischen Eisenbahn endgültig entscheiden.

Bei der letzten, im October 1882 stattgehabten, Submission wurde auf Vorschlag des Eisen- und Stahlwerks zu Osnabrück, welches die billigste Offerte abgegeben hatte, ein etwas stärkeres Schwellenprofil, als nach jenen Bedingungen vorgeschrieben war, angenommen, wodurch sich das Gewicht einer Schwelle auf 46 kg und deren Preis auf 6 Mk. 71 Pf. stellte.

Zur Vergleichung mit dem Oberbau auf hölzernen Querschwellen wurde folgende Berechnung aufgestellt:

A.	1 eichene Querschwelle . . .	4,85 Mk.
	4 Schienennägel à 11 Pf. =	0,44 <
	Hobeln und Bohren . . .	0,16 <
	Summa pro Holzschwelle .	5,45 Mk.
B.	1 eiserne Querschwelle . . .	6,71 Mk.
	4 Krämpfplatten . . . . .	0,43 <
	4 Hakenschrauben . . . . .	0,38 <
	Summa pro Eisenschwelle	7,52 Mk.

Nach der Auswechslung behält die eiserne Schwelle einen Materialwerth von ca. 2,50 Mk, die hölzerne nur einen Werth von 0,25 Mk. Nach Abzug dieser Beträge stellen sich die Anlagekosten des eisernen Oberbaues noch etwas niedriger als beim Holzschwellen-Oberbau, wenn eine gleiche Dauer der hölzernen und eisernen Querschwellen angenommen wird und wenn man den Zinsverlust bei Verwendung der eisernen Schwellen nicht berücksichtigt. Diesem Zinsverlust steht übrigens die Ersparung bei der Bahnunterhaltung gegenüber, welche sich nach den auf der Altona-Kieler und der Lübeck-Büchener Bahn bisher gemachten Erfahrungen bei dem hier beschriebenen eisernen Oberbau im Vergleich zum Holzschwellen-Oberbau ergibt. Zur Abgabe eines definitiven Urtheils in dieser Hinsicht werden freilich erst die Erfahrungen einer längeren Reihe von Jahren zu sammeln sein.

## Dunaj und Weber's patentirter Schienennagel-Zieher, Gleisheber und Winde.

(Hierzu Fig. 14—16 auf Taf. XXVI.)

Dieses Werkzeug dient zum Herausziehen von Schienennägeln aus Eisenbahnschwellen, zum Anheben von Gleisen und, wie gewöhnliche Fusswinden (Wagenwinden), zum Heben von Lasten. In Fig. 14—16 auf Tafel XXVI ist es dargestellt. Es ist eine eigenartig construirte Winde und besteht aus einem

Gehäuse, Zahnstange, Zange, Sperrklinke mit Feder (Schnäpper) und Hebel mit Doppelzahn (Zahnhebel.) — Die Zahnstange lässt sich auf- und abschieben. Am unteren Ende derselben ist die Zange derart angebracht, dass sie sich mit der Zahnstange heben und senken lässt, beim Heben das Maul kleiner

wird, beim Senken dasselbe sich öffnet, sobald die Zange an einen Gegenstand anstösst. — Die Stange ist auf beiden schmalen Seiten mit Zähnen versehen, in welche einerseits die Sperrklinke, andererseits der Doppelzahn des Hebels eingreifen. Zum Ausschalten der Klinke dient ein an derselben befestigter Griff (Drücker), welcher durch eine Wand des Gehäuses durchgeht, wozu in der Wand ein längliches Loch vorhanden ist. Der Hebel ist nahe am Doppelzahn mit 2 runden Ansätzen versehen, die durch die beiden gegenüber liegenden breiten Wände des Gehäuses durchgesteckt, die Drehungsachse des Hebels bilden. Die dafür in den beiden Wänden angebrachten Löcher sind länglich nach oben gezogen, damit der Doppelzahn beim Heben des Hebels der Zahnstange soll ausweichen können, aber beim Herunterdrücken (Senken) des Hebels ist ein Ausweichen nicht möglich. — Der Hebel ist 1,5<sup>m</sup> lang, kann aber nach Bedürfniss beliebig lang sein, während der Doppelzahn verhältnissmässig sehr kurz ist, 20—30<sup>mm</sup>. In Folge dessen kann man mittelst des Hebels eine sehr grosse Kraft ausüben. — Die Zahnstange ist, wie gewöhnliche Wagenwinden, unten und oben mit je einer Klaue versehen. An den schmalen Seiten des Gehäuses sind zwei ankerartige Doppelhaken angebracht, welche mittelst eines Querstabes verbunden sind. Dieser Querstab bildet eine Handhabe beim Heben und Rücken des Werkzeuges, die Haken dienen zum Fassen des Schienenkopfes. Die Haken lassen sich umlegen auf die andere Seite des Gehäuses, so dass die Zange auf beiden Seiten gebraucht werden kann.

Der untere Theil des Hebels incl. Doppelzahn und Drehungsachse ist aus einem Stücke, und zwar aus Stahl geschmiedet, die Zange, die Zahnstange und die Feder sind aus Stahl, die übrigen Theile aus Schmiedeeisen, Der Hebel kann theilweise aus Holz sein, auch kann die Handhabe mit Holz bekleidet sein.

Will man einen Schienennagel ausziehen, fasst man mit einer Hand die Handhabe, mit der anderen den Hebel und stellt das Werkzeug über dem Nagel auf den Schienenfuss, so dass der Nagelkopf in das Maul der Zange gesteckt wird; man drückt dann die Handhabe herunter, so dass die Haken den Schienenkopf fassen. Das Werkzeug bleibt darauf stehen ohne gehalten zu werden. Dann bewegt man den Hebel einige Male auf und ab, d. h. man drückt ihn herunter und hebt ihn wieder, soweit möglich, wobei die Zange den Nagel festpackt und ihn bei jedem Herunterdrücken des Hebels um

eine Zahnhöhe, 25—30<sup>mm</sup> hebt. Eine 4—5 mal sich wiederholende Auf- und Abbewegung des Hebels, wie in der Zeichnung (Fig. 16), durch Pfeile angedeutet ist, reicht aus, den Nagel ohne Anstrengung durch Einen Mann zu ziehen, auch bei eichenen Schwellen, mit oder ohne Unterlagsplatten, und auch wenn der Nagel verbogen in der Schwelle steckt. Beim Ziehen wird der Nagel nicht beschädigt und auch nicht verbogen, so dass er wieder verwendbar ist, wenn er nicht schon früher verbogen oder beschädigt war.

Will man einen anderen Nagel ziehen, muss man die gehobene Zahnstange ausschalten, damit sie mit der Zange in die ursprüngliche Lage fallen kann. Dies geschieht durch ein Anziehen des Hebels, so dass sich die Drehungsachse in den länglichen Löchern zurückschiebt, und durch einen Seitendruck mit dem Finger auf den Griff der Sperrklinke.

Will man ein Gleis anheben, stellt man das Werkzeug auf ein Bohlenstück neben dem Gleise derart, dass die untere Klaue unter den Schienenfuss oder einen Schwellenkopf greift und bewegt den Hebel auf und ab. Auch hierzu ist nur Ein Mann erforderlich, welcher sich nicht anzustrengen braucht.

Die Hubhöhe kann man nach Bedarf nehmen, da nach jeder Auf- und Abbewegung des Hebels das Gleis um eine Zahnhöhe gehoben ist, und beim Aufhören der Bewegung in dieser Höhe bleibt, auch wenn der Hebel losgelassen wird.

Als Winde kann man das Werkzeug in derselben Weise verwenden wie Wagenwinden, mit dem Unterschiede, dass man den Hebel auf- und abbewegt, statt eine Kurbel zu drehen.

Das Werkzeug, wie es in der Zeichnung dargestellt ist, als Nagelzieher, Gleisheber und Winde für nicht grosse Lasten wiegt 18 kg, ist also bequem zu handhaben und zu transportiren. Will man es aber zum Heben grosser Lasten z. B. Eisenbahnwagen und Locomotiven verwenden, kann man die Zange weglassen und muss selbstverständlich die einzelnen Theile entsprechend lang und stark construiren und auch statt einer Sperrklinke zwei anbringen, welche durch abwechselndes Ausschalten, erforderlichen Falls, ein langsames Herunterlassen der Last ermöglichen. Für Winden darf der Hebel nicht so stark gebogen sein, wie in der Zeichnung dargestellt ist.

Hermann Dunaj,  
Abtheilungs-Ingenieur in Beuthen, Oberschlesien.

## Oberbau mit eisernen Querschwellen bei der Main-Neckar-Bahn.

Mitgetheilt von Geheime Oberbaurath Lichthammer in Darmstadt.

(Hierzu Fig. 19—22 auf Taf. XXVI.)

Die schlechten Erfahrungen, welche mit dem System Vautherin in Bezug auf die Steifigkeit des Oberbaues gegen seitliche Verschiebungen und Spurerweiterungen gemacht wurden, veranlassten die Direction der Main-Neckar-Bahn an dem Oberbau mit hölzernen Querschwellen festzuhalten, obwohl sie der Ueberzeugung war, dass die Einführung eines dauerhafteren Materials, des Eisens, an Stelle des vergänglichen Holzes im

Interesse der Betriebssicherheit entschieden anzustreben sei. Auch die Form der Querschwellen, wie sie später in Aufnahme kamen, bei welchen die Enden geschlossen und zur Erzielung der Schienenneigung die Schwellen an 2 ca. 1<sup>m</sup> von einander entfernten Stellen geknickt sind, so dass die Enden nach aufwärts stehen, konnte nicht als zweckmässig angesehen werden. Bei diesen Schwellen wird der mittlere Theil tiefer eingebettet



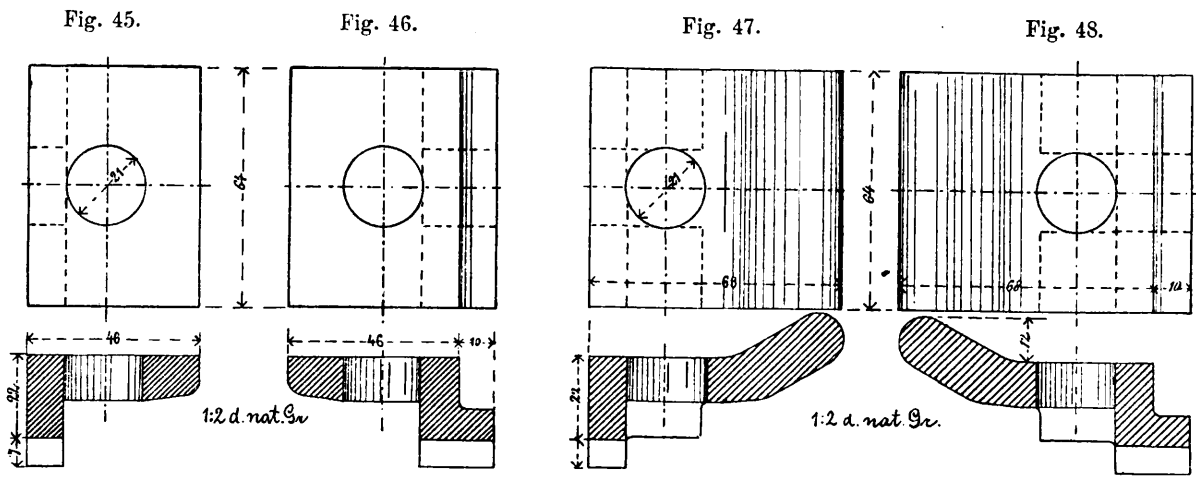
als die Enden, letztere sind daher nicht so fest gelagert, wodurch, besonders wenn die Biegung kalt stattgefunden hat, die Gefahr eines Bruches an den Knickstellen bei Belastung durch einen darüberfahrenden Zug entsteht. Ein weiterer Nachtheil dieser Schwellen ist der, dass sie sich wie ein Keil in den Bettungskörper einzuarbeiten und diesen auseinander zu treiben suchen.

Um nun diese Uebelstände zu beseitigen ohne keilförmige Unterlagsplatten zwischen Schiene und Schwelle zu legen, wo-

platten (Fig. 45 und 46) und Hakenschrauben, ähnlich wie bei der Rheinischen Bahn.

Zur Verhinderung des Wanderns der Schienen sind breitere Klemmplatten angeordnet, welche sich vor die Laschen setzen. Ein Drehen derselben wird durch einen sich an den Schienenfuss anlehenden Ansatz verhindert. (Fig. 47 und 48).

Als Bettungsmaterial wird nur Kies verwandt, eine Ueberdeckung der Schwellen findet nicht statt. Eine jetzt seit einem Jahre eingelegte Probestrecke hat sich sehr gut bewährt; ge-



durch die Construction complicirter wird, gab im Jahre 1880 der technische Referent der Direction, Herr Geheimer Baurath Lichthammer, den Querschwellen die auf Tafel XXVI Fig. 19 bis 22 dargestellte Form, wonach nur an den Auflagerstellen der Schienen ein kurzes Stück die Neigung 1 : 20 erhält, während die Enden wieder parallel zu dem mittleren Theile gerichtet sind. Da die Knicke sich unmittelbar an dem Schienenfuss befinden und die Enden der Schwellen, dadurch dass sie herabgebogen, ebenso festgelagert sind als der mittlere Theil, ist das beim Darüberfahren eines Zuges an diesen Stellen entstehende Biegemoment verschwindend und lässt wie die Erfahrung gezeigt hat, keine Befürchtung für einen Bruch zu. Die doppelte Biegung der Schwellen verursachte anfangs Schwierigkeiten bis sie der Fabrikant Hoesch in Dortmund herzustellen vermochte. Die Länge der eisernen Schwellen ist gleich der Holzschwellen 2,50<sup>m</sup>, da es nicht zweckmässig erschien dieselbe zu verringern.

Als Material ist Flusseisen genommen und sind daher die Enden einfach umgebogen.

Das Gewicht der Schwellen beträgt rund 38 kg.

Die Befestigung der Schienen geschieht mittelst Klemm-

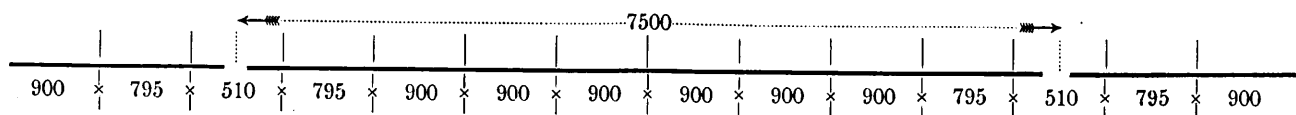
genüber dem Holzschwellenoberbau ist entschieden ein ruhiger Lauf der Wagen bemerkbar, sowie auch ein gleich sanftes Fahren wie bei jenem stattfindet.

In Folge dessen ist dieser Oberbau auf der Main-Neckar-Bahn zur allgemeinen Einführung bestimmt worden und werden nach und nach grössere Strecken eingelegt.

Gewichtstabelle. Kg.

1 Stahlschiene 7,5 <sup>m</sup> lang . . . . .	262,00
1 Laschenpaar . . . . .	8,60
1 Laschenbolzen . . . . .	0,70
1 Querschwelle . . . . .	38,37
1 Hakenschraube . . . . .	0,28
	a.      b.
1 Klemmplatte No. 0 . . . . .	0,295    0,605
1    <    < 1 . . . . .	0,306    0,616
1    <    < 2 . . . . .	0,317    0,627
1    <    < 3 . . . . .	0,328    0,638
1    <    < 4 . . . . .	0,339    0,649
1    <    < 5 . . . . .	0,350    0,660

Die Schwellentheilung erläutert folgende Skizze :



## Schienenkrümmer, Vorrichtung zum Biegen von Eisenbahnschienen, Patent (1883)

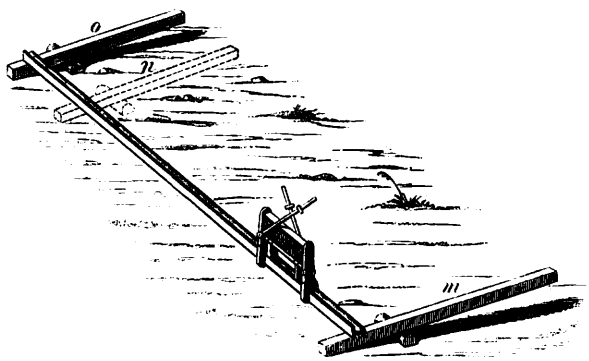
von Emil Schrabetz, Civil-Ingenieur in Wien.

Der Bieg-Vorrichtung für Eisenbahnschienen\*), mit welcher Schienen ohne Unterschied der Länge auf einmal gebogen werden, steht dieses neue Werkzeug — der Schienenkrümmer — zur Seite.

Mit dem Schienenkrümmer wird nur ein Stück der Schiene gebogen, sodann derselbe auf der Schiene selbst weiter gerollt, das anschliessende Stück gekrümmt u. s. w.

Die Schiene selbst ruht am Boden auf zwei Unterlagen.

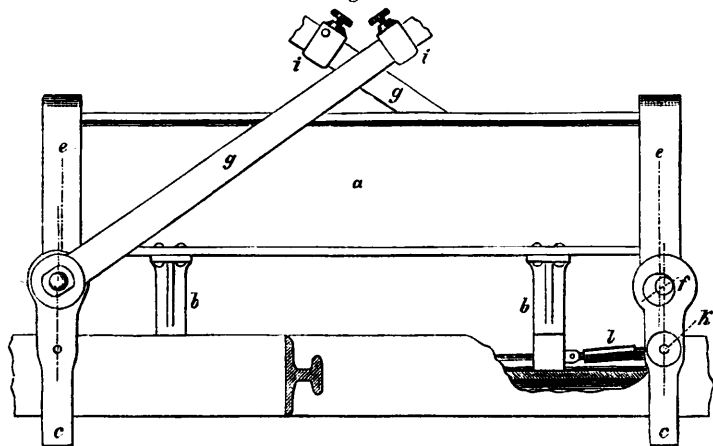
Fig. 49.



Der Schienenkrümmer Fig. 50 und 51 besteht aus dem Träger a mit den daran befestigten Druckbacken b und den gleich weit davon abstehenden Zugbügel c, welche dem Profile der Schiene angepasst sind.

Wenn Druckbacken und Zugbügel an der Schiene anliegen, sodann die Zugbügel nach aufwärts gezogen werden, so wird die Schiene zwischen den Druckbacken genau — und bei genügend weiter Ausspannung bleibend — nach der Kreislinie

Fig. 50.



gebogen. In jedem Querschnitte wird gleiche und gerade so grosse Spannung hervorgerufen, als nothwendig ist, um die gewünschte Biegung zu erhalten.

Es geschieht dies jedoch nur dann, wenn in beiden Zugbügel genau gleiche Spannung erzielt wird, resp. wenn die Elevation beider Bügel genau gleich gross ist.

\*) Patent 1880 (abgebildet und beschrieben im Organ 1880, S. 228—31) — bis Ende März 1883 bei 61 Bahnen eingeführt.

Diese Bedingung wird durch einen eigenthümlichen Vorgang bei der Montage vollkommen erfüllt, ebenso ist Vorsorge getroffen, dass das Maass der Elevation, dem Radius entsprechend, im Voraus am Apparate fixirt werden kann, wodurch auch bei unveränderter Einstellung die Action auf jedes Schienenelement stets dieselbe bleibt und vollkommen continuirliche Krümmungen erzeugt werden, wie dies auch in der Praxis erprobt wurde.

Die Elevation der Zugbügel wird durch Excenter d bewirkt, welche in den am Träger befestigten Lagerstücken e sich drehen. Der Zugbügel hängt an den excentrisch zu d gestellten Zapfen f.

An letzteren, resp. an die dort befestigten Hülsen h werden auch die Hebel g, und zwar einer vorne am Apparate, einer rückwärts, aufgesteckt.

Werden die Hebel gleich tief niedergedrückt, so werden die Zugbügel um gleiches Maass gehoben.

Um die Grösse der Elevation zu fixiren, sitzen auf den Hebeln die verstellbaren Läufer i, deren Nasen an den oberen Trägerflantsch anschlagen, wodurch der Weg der Hebel beliebig begrenzt wird. Diese Läufer werden in gleichen Abständen von den Zapfenmitteln eingestellt.

Die Grösse dieses Abstandes steht in Relation mit dem Radius, auf welchem die Schiene gebogen werden soll und wächst mit der Secante des Ausschlagwinkels des Hebels, wodurch gerade wie es wünschenswerth, bei zunehmender Ausspannung der Schiene mit dem Apparate sehr feine Bewegungen (Elevationen) ausgeführt werden.

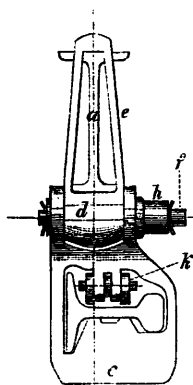
Werden die Hebel zurückgelegt, d. h. die Zugbügel durch die Excenter gesenkt, so kommen vorerst die Rollen k zur Auflage auf den Schienensteg, bei weiterer Drehung der Hebel wird der Träger sammt Druckbacken gehoben, so dass der ganze Apparat lediglich durch die Rollen mit den Schienen in Berührung steht, und fortgerollt, d. h. zur nächsten zu biegenden Stelle gebracht werden kann.

Um die Zugbügel und Druckbacken im richtigen Abstände von einander zu erhalten, sind dieselben durch die Gelenkstücke l verbunden, welche jedoch eine ganz kleine Näherung dieser Theile gestatten.

Zugbügellänge und Excentricität stehen in einem solchen Verhältnisse, dass bei der äussersten Stellung die Ausschläge an den Zapfen gleich gross sind. Die Excenter, die Lager in den Zugbügelaußen, sowie die Hülsen h sind aus Gussstahl gefertigt.

Nach Entfernung der beiden Splinten lässt sich die Demontirung und Reinigung der Excentereinrichtung sehr rasch durchführen.

Die Läufer, sowie deren Klemmschrauben können von den Hebeln nicht entfernt werden.



Es wurde darauf Rücksicht genommen, dass an den Stellen, an welchen der Apparat auf die Schiene wirkt, das Maass normaler Pressung nicht überschritten wird — wie dies bei einer in jüngster Zeit erschienenen Bieg-Vorrichtung der Fall ist, bei welcher die mittlere Rolle das Material der Schiene an der Angriffsstelle zerstören muss (die leichtesten Schienen ausgenommen), wenn die zur Biegung nöthige Spannung in der Schiene (mässig mit 35 kg. per qmm) durch diese Rolle hervorgerufen wird.

Dieser Apparat wird in solcher Stärke ausgeführt, dass damit noch Stahlschienen, deren Widerstandsmoment in der Biegungsrichtung 29.000 (auf mm) beträgt, auf die schärfsten Radien leicht gebogen werden können\*).

Um die Stellung der Läufer für die verschiedenen Radien zu ermitteln, werden gerade tadellose Schienen bei verschiedenen Einstellungen der Läufer gebogen. Einfachheit halber wird nicht der Abstand des Läufers vom Zapfenmittel, sondern von einem am Hebel angebrachten Stifte gemessen, welcher gleichzeitig die Entfernung des Läufers vom Hebel verhindert. Diese Abstände werden als Abscissen und die erhaltenen Biegungen (Radien) als Ordinaten aufgetragen, durch die erhaltenen Punkte eine verglichene Curve gezogen und dann für die gewünschten Radien durch Interpolation die Abstände gesucht. Nachdem bei wiederholter Biegung einer Schiene auf verschiedenes Maass die Elasticitätsgrenze verrückt wird, so muss zur Vermeidung der Einführung falscher Angaben für die currente Arbeit, zu jeder Biegung eine neue Schiene genommen werden. Auf einem Lineale werden die Abstände sammt zugehörigen Radien bezeichnet, so dass die Arbeiter mittelst diesem Maassstabe leicht die Läufer einstellen können.

Die Operation gestaltet sich nun sehr einfach.

Die Schiene wird auf die zwei Unterlagen (auch Schwellen) m und n gelegt, wie aus Figur 49 ersichtlich — die Unterlage n ca.  $\frac{1}{5}$  vom Schienenende angeordnet; hierauf wird an diesem Ende der Schienenkrümmer bei herabgelassenen Zugbügeln aufgeschoben und das vorstehende Schienenstück ge-

\*) Mit wenig Ausnahmen alle neuen Profile von Bahnen ersten Ranges.

bogen, sodann wird eine dritte Unterlage o eingeschoben und die Schienen mittelst dieser, durch Niederdrücken des freien Endes, gleich etwas gehoben, wodurch die Unterlage n frei wird und zurückgezogen werden kann, so dass der übrige Theil der Schiene für den Apparat zugänglich wird.

Bei kürzeren Schienen kann auch mit der Biegung überhaupt erst nach Herausnahme der Auflage n begonnen werden. Das Biegen geschieht in der Weise, dass beiderseits des Apparates ein Arbeiter steht und einen Hebel bedient. — Die Hebel werden aufgesteckt, nachdem der Apparat auf die Schiene gebracht ist — nun im Tempo in Bewegung gesetzt, bei eins niedergelegt, ohne zu drücken, bei zwei und drei gleichmässig bis zur Auflage der Läufer niedergedrückt, hierauf zurückgeschlagen und der Apparat um Druckbackenentfernung vorgeschoben, wobei ein Arbeiter entweder mittelst Finger diese Stelle bezeichnet oder einen Kreidestrich macht u. s. w. Diese Operation wird sehr rasch und ohne Anstrengung der Arbeiter durchgeführt.

Es ist wie bei keiner irgendwie gearteten Bieg-Vorrichtung ausgeschlossen, dass, wenn auch selten, kleine Abweichungen vom verlangten Biegungspfeil vorkommen und die Schiene nochmals etwas stärker gespannt werden muss, da die Ursache eben im Materiale der Schiene liegt.

Schienen vieler Stahlorten haben die Eigenschaft, mit der Zeit etwas von der Biegung wieder zu verlieren, es ist daher ein zu ängstliches Einhalten des Biegungspfeiles für die Praxis ohne Werth, vielmehr erscheint es zweckmässig, lieber etwas über das normale Maass hinaus zu gehen.

Wie leicht ersichtlich, können mit dem Schienenkrümmer auch krumme Schienen gerade, sowie Buckel, ausgerichtet werden.

Das Gewicht des Schienenkrümmers beträgt ca 56 kg, inclusive der beiden Hebel 70 kg.

Die Wartung des Apparates beschränkt sich darauf, dass die Excentereinrichtung, welche übrigens gut geschützt ist, fleissig geölt und öfters gereinigt wird — an geeigneten Stellen sind Schmierlöcher vorgesehen — ferner dass Sorge getragen wird, dass nicht etwa durch Schmutz das volle Spiel der Gelenkstücke l verhindert wird.

## Zur Frage der Betriebssicherheit der Eisenbahngleise, speciell der wirklichen Anstrengung der Fahrschienen.

Von F. Loewe, o. Professor an der Technischen Hochschule in München.

(Schluss von S. 136.)

(Hierzu Fig. 21—36 auf Taf. XXVII.)

### 1. Untersuchung der normalen Schienenanstrengungen.

a) Alle Unterlagen sind gleichmässig elastisch verdrückbar, von dem Einfluss des Bewegteins der Verkehrslast wird vorerst noch abgesehen.

Wenn man darauf ausgeht, gefährliche Laststellungen zu finden, muss man den Einfluss einzelner concentrirter Lasten beurtheilen können. Zu dem Zweck sind die Tabellen No. VII, VIII und IX zusammengestellt worden.

Dieselben sind ohne weitere Erläuterungen verständlich und genügen zur Beurtheilung der Aufstellung einer jeden der oben bezeichneten Locomotiven. Um jedoch die Verhältnisse noch besser zu übersehen und namentlich die Bedeutung etwa hervortretender negativer Auflagerdrücke zu kennzeichnen, sind für

a) die alte bayerische Güterzugmaschine (Fig. 13) 6 Stellungen ausführlicher berechnet worden. Die hierfür gültigen Momentenlinien sind durch Tabelle X festgelegt und

ausserdem der besseren Uebersicht halber in den Figuren 17 bis 22 graphisch dargestellt worden.

Bei mehreren dieser Laststellungen kommen negative Auflagerdrücke vor, so dass dem entsprechend negative Auflagerreactionen vorhanden sein müssten, wenn die berechneten Momentenwerthe wirklich zur Erscheinung kommen sollten. Aus der Gleichung (10) oder (13a) sind diese Reactionen zu beurtheilen; man findet hiernach

- im Falle der Fig. 17  $A_2 = - 89$  kg,  $A_3 = - 151$  kg,
- > > > > 18  $A_1 = - 105$  >  $A_2 = - 129$  >
- > > > > 19  $A_1 = - 309$  <  $A_2 = - 16$  >
- > > > > 20  $A_1 = - 443$  >

Tabelle VII.

Schwerloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich 1, bei Stütze 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch eine Einzellast.

Einzellast P			Angriffsmoment in der Mitte des 4. Feldes
über der Stütze No.	in der Mitte zwischen den Stützen No.	von dem fraglichen Quer- schnitt entfernt um	
1	1 und 2	3,51	- 0,00990 Pl
2	2 „ 3	3,01	- 0,03097 „
3	2 „ 3	2,51	- 0,04944 „
3	3 „ 4	2,01	- 0,06052 „
4	3 „ 4	1,51	- 0,05076 „
4	4 „ 5	1,01	- 0,00229 „
5	4 „ 5	0,51	+ 0,11167 „
5	5 „ 6	0	+ 0,31520 „
6	5 „ 6	0,51	+ 0,11282 „
6	6 „ 7	1,01	- 0,00086 „
7	6 „ 7	1,51	- 0,05102 „
		2,01	- 0,06554 „
		2,51	- 0,06337 „

Tabelle VIII.

Schwerloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich 1, bei Stütze 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch eine Einzellast.

Einzellast P			Angriffsmoment in der Mitte des 5. Feldes
über der Stütze No.	in der Mitte zwischen den Stützen No.	von dem fraglichen Quer- schnitt entfernt um	
1	1 und 2	4,51	+ 0,00504 Pl
2	1 und 2	4,01	- 0,00635 „
2	2 „ 3	3,51	- 0,01908 „
3	2 „ 3	3,01	- 0,03362 „
3	3 „ 4	2,51	- 0,04713 „
4	3 „ 4	2,01	- 0,05383 „
4	4 „ 5	1,51	- 0,03969 „
5	4 „ 5	1,01	+ 0,01316 „
5	5 „ 6	0,51	+ 0,12953 „
6	5 „ 6	0	+ 0,33030 „
6	6 „ 7	0,51	+ 0,11361 „
7	6 „ 7	1,01	- 0,03309 „
		1,51	- 0,14230 „

Tabelle IX.

Schwerloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich 1, bei Stütze 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch eine Einzellast.

Einzellast P			Angriffsmoment in der Mitte des 6. Feldes
über der Stütze No.	in der Mitte zwischen den Stützen No.	von dem fraglichen Quer- schnitt entfernt um	
1		5,51	+ 0,00277 Pl
2	1 und 2	5,01	+ 0,00012 „
2	2 „ 3	4,51	- 0,00326 „
3	2 „ 3	4,01	- 0,00795 „
3	3 „ 4	3,51	- 0,01396 „
4	3 „ 4	3,01	- 0,02057 „
4	4 „ 5	2,51	- 0,02455 „
5	4 „ 5	2,01	- 0,02107 „
5	5 „ 6	1,51	- 0,00039 „
6	5 „ 6	1,01	+ 0,04632 „
6	6 „ 7	0,51	+ 0,13101 „
7	6 „ 7	0	+ 0,25795 „
		0,51	- 0,09110 „

Wären die Schienen absolut fest auf den Schwellen ange-nagelt, so könnte man darauf rechnen, dass die meisten dieser negativen Reactionen durch das Gewicht der Schwellen und Schienen wirklich geleistet würden. Da aber an befahrenen Gleisen eine Lockerung resp. eine geringe Hebung der Nägel unvermeidlich ist, so muss man darauf gefasst sein, dass die nach der Theorie erforderlichen negativen Reactionen nicht vorhanden sind und die berechneten Momentenwerthe möglicher Weise alle Bedeutung verlieren. So schlimm ist nun die Sache nicht. Erhebt sich der Träger an einzelnen Stützstellen, so ist dies gleichbedeutend mit einer vermehrten Senkung der übrigen Stützstellen, wodurch der vorhin berechnete, vielleicht noch ein grösserer Momentenwerth wirklich zur Erscheinung kommt. Um dies anschaulich zu machen, ist der in Fig. 24 dargestellte Belastungsfall der bayerischen Schienen mit ihren 7 Stützstellen in Vergleich gesetzt worden mit der entsprechenden Laststellung bei einer Schiene mit 9 gleich weit von einander entfernten Unterlagen (Fig. 23).

Die 3 gleich grossen, symmetrisch zur Mitte der längeren Schiene aufgestellten Lasten mit den aus der Figur zu erschen-den gegenseitigen Abständen rufen zusammen die Momente

$$\begin{aligned} M_2 = M_8 = - 0,07006 \text{ Pl}, \quad M_3 = M_7 = - 0,01070 \text{ Pl}, \\ M_4 = M_6 = - 0,02026 \text{ Pl}, \quad M_5 = + 0,11797 \text{ Pl}, \\ M_{3-4} = M_{6-7} = + 0,23452 \text{ Pl} \end{aligned}$$

hervor, folglich bei dem ersten und neunten Auflagerungspunkt einen negativen Auflagerdruck

$$A_1 = A_9 = - 490 \text{ kg.}$$

Stellt man dagegen die Lasten in gleicher Weise über der bayerischen Schiene auf, so dass die Mittellast über die Stütze No. 4 zu stehen kommt, so erhält man die Momentenwerthe

$$M_2 = + 0,02761 \text{ Pl}, \quad M_3 = - 0,01361 \text{ Pl}, \quad M_4 = + 0,11417 \text{ Pl}, \\ M_{2-3} = M_{5-6} = + 0,25700 \text{ Pl}$$

und an keiner Stelle einen negativen Auflagerdruck.

Tabelle X.

Schwerloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus  $l = 90^{\text{cm}}$ , bei Stütze No. 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch die bayerische Lastzugmaschine von 60 Tonnen Gewicht (Fig. 13).

Die Vorderaxe in der Mitte des Feldes No.	Gesamttangriffsmoment für Centimeter und Kilogramm													
	bei den Stützen No.							am Kraftsitz im Feld No.						
	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	
6	0	+ 143	- 7688	- 29107	- 48756	+ 9448	0	-	-	-	-	-	+ 153224	
5	0	- 9439	- 30502	- 41399	+ 40375	+ 55026	0	-	-	-	-	+ 196201	-	
4	0	- 27789	- 57015	- 2250	+ 15592	+ 112065	0	-	-	-	+ 155171	-	+ 137006	
3	0	- 39873	- 3351	- 13967	+ 47124	+ 39232	0	-	-	+ 139841	-	+ 77852	+ 156424	
2	0	+ 18013	- 9497	+ 50714	- 21150	+ 34331	0	-	+ 152758	-	+ 77889	+ 153922	-	
1	0	- 21121	+ 35232	- 57289	- 7279	+ 70916	0	+ 137939	-	+ 61258	+ 114439	-	+ 92004	

Man darf also gewiss viele Belastungsfälle, für welche die Rechnung negative Auflagerdrücke nachweist, zu Schlussfolgerungen benützen, auch wenn nicht darauf gerechnet werden kann, dass die geforderten negativen Stützenreactionen in Wirklichkeit vorhanden sind. Und damit ist die oben aus anderen Gründen schon gefolgerte Zulässigkeit der Betrachtung eines kürzeren Schienenstrangstückes wiederholt begründet: Es würde sich selbst ein Schienenstrang mit vollkommener Continuität in Folge der auftretenden negativen Auflagerdrücke so zu sagen in kleinere Abtheilungen zerlegen.

Nach den Angaben der Tabelle X liefert nun die bayerische Güterzugmaschine von 60 Tonnen Gewicht die folgenden positiven Maximalmomente in Querschnitten zwischen je zwei Stützstellen:

1. Stellung:  $\text{Max } \mathfrak{M} = 153224 = 0,2580 (6600.90)$  am Kraftsitz des 1. Rades im 6. Feld.
2. >  $\text{Max } \mathfrak{M} = 196201 = 0,3303 (6600.90)$  am Kraftsitz des 1. Rades im 5. Feld.
3. >  $\text{Max } \mathfrak{M} = 155171 = 0,2612 (6600.90)$  am Kraftsitz des 1. Rades im 4. Feld.
4. >  $\text{Max } \mathfrak{M} = 156424 = 0,2633 (6600.90)$  am Kraftsitz des 3. Rades im 6. Feld.
5. >  $\text{Max } \mathfrak{M} = 153922 = 0,2591 (6600.90)$  am Kraftsitz des 3. Rades im 5. Feld.
6. >  $\text{Max } \mathfrak{M} = 137939 = 0,2322 (6600.90)$  am Kraftsitz des 1. Rades im 1. Feld.

Sieht man von der 2. Stellung (Fig. 18) ab, bei welcher übrigens von dem angegebenen Momentenwerth noch ca. 0,04 Pl in Abzug zu bringen wäre, weil das 2. Rad der Maschine die Stossstelle bereits überschritten hat und deshalb das Schienenende, ohne Vermittelung der Laschen, direct belastet, so lässt sich mit hinreichender Sicherheit aussprechen: Die alte bayerische Güterzugmaschine (Fig. 13) ruft, auf der bayerischen Normalschiene mit 7 Schwellenunterstützungen stehend, Angriffsmomente hervor, welche den Werth von  $+ 0,2600 (6600.90)$  Centimeterkilogramm erreichen, falls  $\alpha = 2,846854$  beträgt.

$\beta$ ) Belastung durch die bayerische Maschine C III, (Fig. 16).

Diese Maschine bietet besonders in so fern Interesse, als

man an ihr ersehen kann, welch' ungünstigen Einfluss grosse Achsenstände selbst bei geringeren Achsenbelastungen haben. Aus einer grösseren Anzahl von ausgerechneten Belastungsfällen sollen hier jedoch nur einige wenige herausgegriffen werden, nachdem die 60 Tonnen-Maschine schon ausführlicher behandelt wurde und alle durch die hier in Frage stehende Locomotive erzeugten Momente einfach mit Hilfe der Tabellen VII, VIII und IX beurtheilt werden können, da deren Achsenabstände ein Vielfaches der halben Schwellendistanz  $\frac{1}{2}$  darstellen.

Wenn die Maschine, von rechts nach links vorrückend, mit ihrer Vorderachse in der Mitte des zweiten Feldes angelangt ist, wobei dann ihre 2. Achse in die Mitte des 4. Feldes trifft und die 3. Achse gerade über die Stütze No. 6 (Fig. 25), so entsteht am Kraftangriffspunkt im 2. Feld das Moment

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 135343 \text{ cmkg} = 0,2279 (6600.90),$$

falls der Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$  vorausgesetzt wird. Rückt die Maschine noch weiter vor, so dass die 1. Achse auf die Stütze No. 2 zu stehen kommt (Fig 26), so ergiebt sich im Kraftsitz des Feldes No. 5

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 147259 \text{ cmkg} = 0,2479 (6600.90)$$

und stellt man endlich die 3. Achse über die Stütze No. 4, wobei die 1. Achse den linksseitigen Schienenstoss bereits überschritten hat (Fig. 27), so findet man folgende Momentenwerthe

$$\mathfrak{M}_2 = + 25561 \text{ cmkg}$$

$$\mathfrak{M}_3 = + 21925 \text{ >}$$

$$\mathfrak{M}_4 = + 98705 \text{ >}$$

$$\mathfrak{M}_5 = - 45462 \text{ >}$$

$$\mathfrak{M}_6 = - 35730 \text{ >}$$

und am Kraftsitz des Feldes No. 2

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 164926 \text{ cmkg} = 0,2776 (6600.90).$$

Ein negativer Auflagerdruck ergiebt sich nur an der Stütze No. 7. Man wird also auch hier nicht zu weit mit der Annahme gehen: dass die bayerische Maschine C III ungefähr ebenso grosse Angriffsmomente bewirkt wie die alte Lastzugmaschine von 60 Tonnen Gewicht.

$\gamma$ ) Belastung durch die bayerische Maschine D IV (Fig. 14).

Diese Locomotive wird, wie aus Tabelle No. XI und den graphischen Darstellungen der Fig. 28 bis 32 zu ersehen ist,

Tabelle XI.

Schwerloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus  $l = 90^{\text{cm}}$ , bei Stütze No. 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch die verkehrt stehende bayerische Tendermaschine D. IV (Fig 14.)

Die Hinteraxe in der Mitte des Feldes No.	Gesamtangriffsmoment für Centimeter und Kilogramm													
	bei den Stützen No.							am Kraftsitz im Feld No.						
	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	
6	0	+ 154	- 8270	- 31312	- 52450	+ 10164	0	-	-	-	-	-	+ 164832	
5	0	- 10154	- 32813	- 44536	+ 43434	+ 59195	0	-	-	-	-	+ 211064	-	
4	0	- 26289	- 42505	+ 39581	+ 43751	- 26934	0	-	-	-	+ 201416	-	-	
3	0	- 29023	+ 29250	+ 2139	- 79360	+ 65675	0	-	-	+ 175444	-	-	+ 154484	
2	0	+ 45301	+ 5793	- 78947	+ 69583	+ 8522	0	-	+ 185297	-	-	+ 159366	-	

wegen der Grösse der Achsenbelastungen und dem bedeutenden gegenseitigen Abstand der Achsen ganz besonders gefährlich, und man wird im Hinblick auf die bezeichneten Tafelfiguren, namentlich auf Fig. 32, den folgenden Satz für zulässig erachten: Die bayerische Tendermaschine D IV erzeugt schon im Ruhezustand an dem bayerischen Querschwellen-Oberbau Angriffsmomente, welche den Betrag von  $185000 \text{ cmkg} = 0,3115 (6600.90)$  erreichen, falls der Werth  $\alpha = 2,846854$  vorliegt.

Von der noch bezeichneten Maschine D V (Fig. 15) kann hier, obgleich sie schwerer ist wie D IV, ganz abgesehen werden, weil sie factisch kleinere Angriffsmomente als jene liefert.

b) Zwischen den elastisch verdrückbaren Stützen befinden sich 2 absolut fixe. Von dem Einfluss des Bewegtseins der Verkehrslasten wird ebenfalls vorerst noch abgesehen.

Um auch hier systematisch vorzugehen und Kennzeichen für die Gefährlichkeit einer Locomotivenstellung zu gewinnen, ist die Tabelle No. XII zusammengestellt worden.

Tabelle XII.

Schwerloser Träger auf 7 Stützen, wovon 5 elastisch verdrückbar, 2 dagegen (No. 3 u. 4) absolut fix sind, Feldweite durchaus gleich  $l$ , bei Stütze No. 1 und 7 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch eine Einzellast.

über der Stütze No.	Einzellast P		Angriffsmoment im Querschnitt über der Stütze No. 4
	in der Mitte zwischen den Stützen No.	von dem fraglichen Querschnitt entfernt um	
1		3,01	+ 0,00588 Pl
	1 und 2	2,51	- 0,06682 "
2		2,01	- 0,14107 "
	2 " 3	1,51	- 0,21222 "
3		1,01	- 0,25086 "
	3 " 4	0,51	- 0,21035 "
4		0	0
	4 " 5	0,51	- 0,05585 "
5		1,01	0
	5 " 6	1,51	+ 0,03731 "
6		2,01	+ 0,04434 "
	6 " 7	2,51	+ 0,03703 "
7		3,01	+ 0,02353 "

Man ersieht hieraus, dass es sich jetzt um das negative Moment bei einer Stütze handelt und dass Maschinen mit engem Achsenstand in Betracht gezogen werden müssen, von dem bayerischen Betriebsmaterial also die Maschine D V und C III, wenn von der veralteten 60-Tonnen-Maschine nunmehr abgesehen wird.

Die erstere ruft bei der durch Fig. 33 gegebenen Stellung an der fixen Stütze No. 4, wenn  $\alpha = 2,846854$  stattfindet, das Angriffsmoment

$$\text{Max } M_4 = - 144104 \text{ cmkg} = - 0,2426 (6600.90)$$

hervor, die andere leichtere Maschine C III in der Stellung nach Fig. 34 ein noch grösseres Moment

$$\text{Max } M_4 = - 148384 \text{ cmkg} = - 0,2498 (6600.90),$$

so dass man wohl annehmen darf, dass

unter den gegebenen Umständen ein negatives Stützenmoment von rund  $- 0,2500 (6600.90) \text{ cmkg}$  zu erwarten ist.

## 2. Untersuchung ungewöhnlicher Austreibungen.

a) Ein Feld des continuirlichen Trägers auf elastisch verdrückbaren Stützen ist doppelt so gross wie die übrigen.

Dass hierbei die Einwirkung der Radbelastungen wesentlich stärker sein wird, wie früher, ist ohne Erläuterung klar, kann aber aus der nachfolgenden Tabelle XIII noch besonders entnommen werden.

Tabelle XIII.

Schwerloser Träger auf 6 verdrückbaren Stützen, die 4 äusseren Felder haben die gleiche Weite  $l$ , das Mittelfeld die Länge  $2l$ , bei Stütze 1 und 6 freies Auflager. Bettungscoefficient  $c = 4$ ,  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch eine Einzellast.

über der Stütze No.	Einzellast P			Angriffsmoment im Querschnitt in der Mitte des grossen Feldes zwischen der Stütze 3 und 4.
	in der Mitte zwischen den Stützen No.	von dem fraglichen Querschnitt entfernt um		
1		3,1		- 0,04630 Pl
	1 und 2	2,51		- 0,04767 "
2		2,01		- 0,03684 "
	2 " 3	1,51		0
3		1,01		+ 0,08314 "
	3 " 4	0		+ 0,44673 "

Weiter folgen die Werthe des Angriffsmomentes, wie sie sich bei bestimmten Belastungen nach speciellen Rechnungen ergeben:

Wenn die Maschine CIII, auf dem Gleis vorrückend, mit ihrer Vorderachse in der Mitte des grossen Feldes angelangt ist, so bewirkt sie im Ruhezustand dortselbst das Moment

$$\mathfrak{M} = 217414 \text{ cmkg} = 0,3660 (6600.90)$$

und wenn die zweite Achse ebendahin zu stehen kommt, den anderen Werth

$$\mathfrak{M} = 232647 \text{ cmkg} = 0,3917 (6600.90).$$

Ruht dagegen die Hinterachse in der fraglichen Feldmitte, so erhält man

$$\mathfrak{M} = 243247 \text{ cmkg} = 0,4095 (6600.90).$$

In ähnlicher Weise bringt die neue Maschine DIV den Momentenwerth

$$\mathfrak{M} = 255948 \text{ cmkg} = 0,4309 (6600.90)$$

zur Erscheinung.

Für die Tendermaschine DV endlich sind zwei Stellungen berechnet worden; eine, wobei sich die Vorderachse in der Mitte des grossen Feldes befindet und der Momentenwerth

$$\mathfrak{M} = 255138 = 0,4295 (6600.90)$$

eintritt, sodann eine zweite Stellung mit der zweiten Achse in der Feldmitte, bei welcher

$$\mathfrak{M} = 236863 = 0,3988 (6600.90)$$

stattfindet.

Die Festhaltung eines Maximalmomentes von rund 0,4100 (6600.90) erschiene sohin auch hier als gerechtfertigt.

§. 6. Fortsetzung. Einfluss des Bewegteins der Verkehrslasten.

Als Resultat der bisherigen Untersuchungen steht bis jetzt fest: An der bayerischen Staatsbahnschiene mit 7 hölzernen Querschwellen-Unterlagen werden schon durch ruhig stehende Locomotiven, wenn dabei  $\alpha = 2,846854$  als gültig angesehen werden kann, folgende Angriffsmomente hervorgerufen:

1. unter normalen Verhältnissen:

- a) durch die 60 Tonnen schwere alte Lastzugmaschine (Fig. 13) oder die zur Zeit im Dienst stehende Maschine CIII (Fig. 16) in der Mitte eines Feldes in Centimeter und Kilogramm . . .  $\mathfrak{M} = + 0,2600 (6600.90)$
- b) durch die neue Lastzugmaschine DIV (Fig. 14) ebenfalls in der Mitte zwischen 2 Schwellen . . .  $\mathfrak{M} = + 0,3115 (6600.90)$
- c) durch die Maschine CIII (Fig. 16) oder DV (Fig. 15) über einer absolut fixen Stütze bei einem Kunstbau . . .  $\mathfrak{M} = - 0,2500 (6600.90)$

2. in selteneren Fällen und ausnahmsweise:

- a) durch eine der Locomotiven CIII, DIV oder DV über einer hohl liegenden Schwelle  $\mathfrak{M} = + 0,4100 (6600.90)$

(38)

Diesen Werthen können dann die folgenden für  $\alpha = 1,388049$  gültigen gegenüber gestellt werden:

- 1 a)  $\mathfrak{M}'' = + 0,2100 (6600.90)$
- 1 b)  $\mathfrak{M}'' = + 0,2790 (6600.90)$
- 1 c)  $\mathfrak{M}'' = - 0,2000 (6600.90)$
- 2 a)  $\mathfrak{M}'' = + 0,3500 (6600.90)$

(39)

aus welchen man ersieht, dass die für die Grenzwerte  $c = 4$  und  $40$  berechneten Momente auch bei einem und demselben Belastungsfalle höchstens um 0,06 Pl von einander verschieden sind.

Es darf nun, wie schon früher bemerkt worden, nicht übersehen werden, dass die bisher zu Grunde gelegten Werthe  $\alpha = 2,8469$  und  $1,3880$  bei den bayerischen Schienen nicht den Grenzwerten  $c = 4$  und  $c = 40$  entsprechen, weil speciell für diese Schienen  $\varrho = 942$  und  $s = \text{ca. } 2200000$  anstatt  $\varrho = 1000$  und  $s = 2400000$  gilt.

Für den Grenzwert  $c = 4$  z. B. würde man erhalten

$$\alpha = \frac{6s\varrho}{l^3} \cdot \frac{1}{f} = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 942}{90 \cdot 90 \cdot 90} \cdot 0,000144122 = 2,45826$$

und damit sodann auch etwas kleinere Momentenwerthe wie oben (Gleich. 38). Es ist überhaupt für die folgenden Betrachtungen von Wichtigkeit, zu sehen, wie sich die Werthe des Momentes mit jenen der Grösse  $\alpha$  ändern. Um aber hierbei nicht zu umständlich zu verfahren und möglichst rasch zu einem Resultat zu gelangen, mag die später noch zu begründende Bemerkung vorausgeschickt werden, dass gerade der Fall 2a mit hohl liegender Schwelle von besonderer Bedeutung für die Stabilitäts-Untersuchung der Schienen ist. Die für diesen Fall zusammengehörigen Werthe von  $\alpha$  und  $\mathfrak{M}$  sind aus der Tabelle XIV zu ersehen.

Mit Hülfe dieser Zusammenstellung liesse sich z. B. für den Werth  $\alpha = 2,458$  sehr rasch das zugehörige Moment angeben. Da nämlich früher gezeigt wurde, dass jene Stellung der Maschine CIII besonders gefährlich ist, wobei deren Hinterachse über der schlecht unterstopften Schwelle ruht, so ergibt sich ganz einfach

$$\mathfrak{M}' = (0,4342 + 0,0017) 6050.90 - (0,0045 - 0,0006) \cdot 6275.90 = + 237348 - 2203 = + 0,3959 (6600.90)$$

als das für die bayerische Schiene bei dem Bettungscoefficienten  $c = 4$  gültige Angriffsmoment.

Nachdem jetzt die Möglichkeit vorliegt, für jede Bettungsconstante  $c$  resp. jeden Werth von  $\alpha$  das Maximalangriffsmoment zu finden, tritt die weitere Frage auf, welcher Werth des Bettungscoefficienten  $c$  als besonders wahrscheinlich schliesslich festgehalten werden soll. Zur Entscheidung derselben wird die Tabelle XV von Nutzen sein, in welcher solche Werthe von  $c$  und  $\frac{1}{f_1}$  einander gegenüber gestellt sind, welcher der Winkel  $\epsilon$  der Annahme, dass die Eindrückung der Schwellen in die Bettung an jeder Stelle dem hier herrschenden Druck  $\pi$  pro Flächeneinheit proportional sei (siehe §. 2), entsprechen, nur mit der für den vorliegenden Zweck jedenfalls zureichenden Annahme einer gleichmässigen Vertheilung des Druckes über die Schwellenunterfläche.

Tabelle XIV.

Schwerlos gedachte Schiene auf 6 verdrückbaren Stützen, die 4 äusseren Schwellenabstände sind die gewöhnlichen (1), in der Mitte ist wegen Hohl liegens einer Schwelle daselbst ein Abstand der wirksamen Stützen gleich der doppelten Schwellendistanz (21) vorhanden. An der ersten und letzten Schwelle ist freies Auflager vorausgesetzt.

α	Angriffsmoment in der Mitte des grossen Feldes (über der hohl liegenden Schwelle) bei der Stellung der Last P			
	über der hohl liegenden Schwelle	in der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3	über der Stütze No. 2	in der Mitte zwischen den Stützen No. 1 u. 2
0,6	+ 0,3649 Pl	- 0,0210 Pl	- 0,0260 Pl	- 0,0169 Pl
0,8	+ 0,3759 "	- 0,0198 "	- 0,0291 "	- 0,0211 "
1,0	+ 0,3854 "	- 0,0182 "	- 0,0313 "	- 0,0247 "
1,2	+ 0,3939 "	- 0,0165 "	- 0,0328 "	- 0,0280 "
1,4	+ 0,4017 "	- 0,0146 "	- 0,0340 "	- 0,0309 "
1,6	+ 0,4089 "	- 0,0126 "	- 0,0348 "	- 0,0336 "
1,8	+ 0,4157 "	- 0,0106 "	- 0,0355 "	- 0,0361 "
2,0	+ 0,4222 "	- 0,0086 "	- 0,0359 "	- 0,0385 "
2,2	+ 0,4283 "	- 0,0066 "	- 0,0363 "	- 0,0408 "
2,4	+ 0,4342 "	- 0,0045 "	- 0,0365 "	- 0,0430 "
2,6	+ 0,4400 "	- 0,0025 "	- 0,0367 "	- 0,0452 "
2,816854	+ 0,4467 "	- 0,0000 "	- 0,0368 "	- 0,0477 "

Tabelle XV.

$$y = \frac{\pi}{c} = \frac{A}{b a c} = \frac{1}{f_1} A.$$

Schwellenbreite b = 25 cm, Schwellenlänge 2 a = 250 cm.

c	$\frac{1}{f_1}$	Senkung y für den Raddruck A = 7000 Kilogramm
4	0,0000800	0,56
6	0,0000533	0,37
8	0,0000400	0,28
10	0,0000320	0,22
12	0,0000267	0,19
14	0,0000229	0,16
16	0,0000200	0,14
18	0,0000178	0,12
20	0,0000160	0,11
22	0,0000145	0,10
24	0,0000133	0,09
30	0,0000107	0,07
35	0,0000091	0,06
40	0,0000080	0,06

Wird der Bettungscoefficient c = 14 in's Auge gefasst, so erhält man aus der Tabelle XV  $\frac{1}{f_1} = 0,0000229$  und mit dem

in §. 2 bestimmten Werth  $\frac{1}{f_2} = \frac{0,1}{25 \cdot 10 \cdot 7} = 0,0000571$  zusammen

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} = 0,0000800,$$

wonach sich die Gesamtsenkung des über einer Holzschwelle ruhenden Schienenstranges, falls sich über diesem ein Rad vom Gewichte 7000 kg befindet, zu y = 0,56 cm berechnet.

Diesem Werthe von y oder von  $\frac{1}{f}$  würde sodann der

Werth

$$\alpha = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 942}{90 \cdot 90 \cdot 90} \cdot 0,00008 = 1,365$$

und nach Tabelle XIV das Angriffsmoment

$$\mathfrak{M} = (0,3939 + 0,0064) 6050 \cdot 90 - (0,0165 - 0,0016) \cdot 6275 \cdot 90 = 217963 - 8415 = 209548 = + 0,3528 (6600 \cdot 90)$$

entsprechen, wenn die Hinterachse der Maschine CIII über der mangelhaft unterstopften Schwelle ruhend gedacht wird.

Stünde die Maschine DIV mit ihrer Hinterachse an dieser Stelle, so würde die Rechnung fast genau das Moment

$$\mathfrak{M} = 0,4003 \cdot 7100 \cdot 90 - 0,0304 \cdot 6850 \cdot 90 = 255792 - 18742 = 237050 = + 0,3991 (6600 \cdot 90)$$

ergeben, und falls die Maschine DV mit ihrer Vorderachse bis zu derselben Stelle vorgerückt wäre,

$$\mathfrak{M} = 0,4003 \cdot 6900 \cdot 90 - (0,0328 + 0,0010) \cdot 6900 \cdot 90 = 248586 - 20990 = 227596 = + 0,3832 (6600 \cdot 90)$$

In ähnlicher Weise erhält man unter Festhaltung des Werthes α = 1,365 im Falle 1a statt der betreffenden Gleichung in dem Systeme No. 38 oder 39 nun abgerundet

$$\mathfrak{M} = 0,2150 (6600 \cdot 90)$$

und im Falle 1b ebenso

$$\mathfrak{M} = 0,2800 (6600 \cdot 90).$$

Das negative Moment des Falles 1c kann im Weiteren ausser Acht gelassen werden.

Erklären wir nun eine Stützensenkung von ca. 6 mm unter einem Raddruck von 7000 kg als keineswegs übermässig, wodurch dann eine Bettungsconstante c = ca. 14 zur Anerkennung käme (und damit möchten wohl die Betriebs-Ingenieure einverstanden sein), so lassen sich weiter auch die folgenden Sätze vertreten:

Es ist mit ziemlicher Sicherheit anzunehmen, dass an dem Holzquerschwellen-Oberbau der bayerischen Staatsbahnen

a) durch eine ruhig stehende dreiachsige Maschine CIII (Fig. 16) unter ganz normalen Verhältnissen Angriffsmomente von der Grösse

$$\mathfrak{M} = 0,2150 (6600 \cdot 90) \text{ cmkg} \dots \dots (40)$$

b) ebenso durch eine zweiachsige Maschine DIV (Fig. 14) Momente bis zu

$$\mathfrak{M} = 0,2800 (6600 \cdot 90) \dots \dots (41)$$

hervorgerufen werden.

Ueber einer hohl gelagerten Schwelle kann schon die dreiachsige Maschine CIII Angriffe von der Grösse rund

$$\mathfrak{M} = 0,3500 (6600 \cdot 90) \dots \dots (42)$$

bewirken, die dreiachsige Maschine DV liefert noch grössere Werthe

$$\mathfrak{M} = 0,3800 (6600 \cdot 90) \dots \dots (43)$$

und die zweiachsige Maschine DIV sogar Angriffsmomente bis zu dem Betrage von

$$\mathfrak{M} = 0,3990 (6600 \cdot 90) \dots \dots (44)$$



### Einfluss des Bewegteins der Verkehrslasten.

Alle bisher entwickelten Momentenwerthe wurden unter Voraussetzung ruhender Verkehrslasten gefunden und sind deshalb noch wegen des Bewegteins derselben entsprechend zu vergrössern. Dies ist nun insofern eine schwierige Aufgabe, als bei ihrer Lösung die sichere Stütze theoretischer Betrachtung fast ganz versagt.

a) Aenderung der Achsenbelastungen in Folge Schwingung der Tragfedern an den Fahrzeugen.

Was zunächst die Eingangs schon bezeichnete erste Folge des Bewegteins, die Ueber- und Entlastungen der Locomotivachsen betrifft, so stehen zu ihrer Beurtheilung einige Versuche zur Verfügung, welche von M. M. v. Weber unter dem Titel: »Experimentative Ermittlungen über den Wechsel der Belastung der Locomotivachsen beim Betriebe« im Anhang zu seinem schon mehrfach citirten Werke \*) veröffentlicht wurden. Die hieraus gezogenen Schlussfolgerungen sind unter anderen folgende:

1. »Die 6 räderigen Locomotiven schwingen bei der Bewegung bekanntlich über ihre Mittelachse, wie über einen Wagedrehpunkt, nickend von hinten nach vorn oder umgekehrt. Die Belastungen der Vorder- und Hinterfedern wechseln, diesen Schwingungen gemäss, mithin auch die Pressungen, mit denen die Vorder- und Hinterräder die Schienen drücken.«
2. »Die grösste Belastung, welche auf diese Weise die Federn bei den Bewegungen der Maschinen erlitten, überstieg die Normale  
bei den Vorderfedern um 130 % (von 70 auf 160 Centner),  
bei den Hinterfedern um 74 % (von 115 auf 200 Centner) pro Feder.«
3. »Diese Belastungen gingen daher weit über das Maass hinaus, welches die »Grundzüge für die Gestaltungen der Eisenbahnen Deutschlands« mit 130 Centner als höchste zulässige pro Rad bezeichnen.

Die Widerstandsfähigkeit des Oberbaues wird daher fernerhin unzweifelhaft unter Zugrundelegung dieser hohen Werthe der Pressung unter den Rädern zu berechnen sein.«

4. »Die Belastung der Federn vermindert sich unter den Einflüssen des Betriebes zuweilen  
bei den Vorderfedern \*\*) . . . . .  
bei den Hinterfedern bis auf 26 % (von 114 bis 30 Centner) der Normalbelastung.«

Die so constatirten Maximaländerungen treten jedoch nur selten ein. Es konnte dies aus der Abarbeitung der Registrirungsplatte durch die stählernen Schaber constatirt werden, welche den Stand der Federn markirten. (Siehe die am genannten Orte gegebenen graphischen Darstellungen.) v. Weber selbst sagt auf Seite 255 in dieser Hinsicht Folgendes:

\*) Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise. Von M. M. Freih. v. Weber. Weimar 1869.

\*\*) Die verzeichnete Angabe ist (vielleicht durch den Druck) fehlerhaft.

»Die Verschiedenheit der Form der Bewegungen der Hinter- und Vorderfedern fällt trotz deren gleicher Länge hier sofort in die Augen.«

»Die Diagramme der Vorderfedern sind lang gestreckt, Entlastungen kommen nicht viel seltener vor als Ueberlastungen, während die der Hinterfedern, kurz zusammengedrängt, stärkere Ueberlastungen als Entlastungen und die Extreme als sehr selten eingetreten markiren.«

»Bei den Vorderfedern der Maschine Nr. 1, »Ceres«, z. B. haben weitaus die meisten Schwingungen Entlastungen von 70 auf 44,6 Centner hervorgebracht, bis zu ca. 25. Cent. ereignen sie sich auch nicht selten, während die bis zu 18 Centner nur wenige Male vorzukommen scheinen; Ueberlastungen bis 86,3 Centner sind auch sehr häufig, von da ab fällt ihre Zahl in schlanken, stetigen Curven bis zu dem sehr selten aufgetretenen Extrem von 160 Cent. Die Extreme sind fast immer nur durch einen oder einige Schaberstriche angedeutet. Die Hinterfeder der »Ceres« hingegen zeigt eine ebenso häufige Ueberlastung von 112 auf 139,5 Centner, als eine Entlastung bis zu 107 Cent. Der Uebergang von Ueberlastungen von 139,5 bis 149,7 Centner ist sehr steil, die weiteren Ueberlastungen sind offenbar ebenso selten vorgekommen, wie die Entlastungen zwischen 78 und 50 Cent. In gleicher Weise lehrreich sind die an der Maschine »Tellus« gewonnenen Diagramme.«

Sieht man von den nach v. Weber nur ausnahmsweise auftretenden bedeutenden Ueberlastungen ab und hält fest, dass eine Gewichtszunahme von 25 % für die Achse einer 6 räderigen Maschine unter normalen Verhältnissen nicht zu den Seltenheiten gehört, so gelangt man zu einer entsprechenden Beurtheilung der in Frage stehenden Verhältnisse.

Auf Seite 179 finden sich für den Belastungsfall (Fig. 26) die Ergebnisse der Rechnung zusammengestellt, welche unter der Voraussetzung durchgeführt wurde, dass sämtliche Achsen drücke die normalmässigen sind. Tritt eine Ueberlastung der Hinterachse ein, so wird eben dadurch eine Aenderung in der Belastung der anderen Achsen bedingt. Von dieser kann jedoch abgesehen werden, weil sie keinen bedeutenden Einfluss auf die zu berechnenden Momentenwerthe äussert. Dann bleiben in dem angezogenen Belastungsfall die Werthe des vorderen und mittleren Raddruckes wie früher 5925, resp. 6275 kg, der hintere Raddruck dagegen nimmt den Werth  $1,25 \cdot 6050 =$  rund 7560 kg an.

Das Vorderrad ruft alsdann in der Mitte des 5. Feldes wie damals den Momentenwerth

$$\mathfrak{M}' = - 0,01908 P_1 l = - 10174 \text{ cmkg}$$

hervor, ebenso das Mittelrad den Werth

$$\mathfrak{M}'' = - 0,03969 P_2 l = - 22415 \text{ cmkg}$$

und das Hinterrad das Moment

$$\mathfrak{M}''' = + 0,33030 P_3 l = + 224736 \text{ cmkg}$$

folglich alle drei Lasten zusammen das Moment

$$\mathfrak{M} = + 192147 \text{ cmkg} = + 0,3235 (6600 \cdot 90)$$

anstatt  $\mathfrak{M} = 0,2479 (6600 \cdot 90)$ .

Nimmt man andererseits den in diesem Paragraphen schon mehrfach angezogenen Belastungsfall her, bei welchem die Hinter-

achse der Locomotive C III über eine hohl liegende Schwelle zu stehen kommt und vermehrt das Gewicht derselben um 25%, so erhält man

$$\mathfrak{M} = 0,4003 \cdot 7560 \cdot 90 - 0,0149 \cdot 6275 \cdot 90 = 263949 = \\ = 0,4444 (6600 \cdot 90)$$

gegenüber dem früheren Werthe

$$\mathfrak{M} = 209548 = 0,3528 (6600 \cdot 90).$$

Aus beiden Beispielen ergibt sich, dass der Einfluss der Federwirkung durch den Coefficienten  $\varphi_1 = 0,25$  berücksichtigt werden kann, dem entsprechend der für ruhende Lasten gefundene Momentenwerth zu vergrössern ist.

#### b) Verticale Centrifugalkraft und Stosswirkung der bewegten Lasten.

Die Theorie (siehe Winkler, Vorträge über Eisenbahnbau, 1. Heft, 3. Aufl., S. 250) kommt auf einen Werth für die verticale Centrifugalkraft in folgender Weise:

Ist  $\mathfrak{M}$  das durch ruhende Lasten hervorgerufene Angriffsmoment, allgemein  $\mathfrak{M} = \mu \cdot Pl$ , so ist das durch dieselben, jedoch in Bewegung befindlichen Lasten erzeugte Moment

$$\mathfrak{M}_1 = \mu l (P + Q) = \mathfrak{M} \left( 1 + \frac{Q}{P} \right)$$

wenn  $Q$  die verticale Centrifugalkraft bedeutet oder, weil für den Krümmungsradius  $r$  der Biegungcurve, für die Geschwindigkeit  $v$  der Bewegung und die Beschleunigung ( $g$ ) der Schwere

$$\frac{1}{r} = \frac{\mathfrak{M}_1}{\varepsilon \varrho}$$

nud

$$Q = \frac{P v^2}{g r} = \frac{P \mathfrak{M}_1 v^2}{\varepsilon \varrho g}$$

stattfindet, auch

$$\mathfrak{M}_1 = \mathfrak{M} \left( 1 + \frac{\mathfrak{M}_1}{\varepsilon \varrho g} \cdot v^2 \right) = \frac{\mathfrak{M}}{1 - \mathfrak{M} \cdot \frac{v^2}{\varepsilon \varrho g}}$$

oder mit ausreichender Genauigkeit auch

$$\mathfrak{M}_1 = \mathfrak{M} \left( 1 + \mathfrak{M} \cdot \frac{v^2}{\varepsilon \varrho g} \right) = \mathfrak{M} \left( 1 + \mu Pl \frac{v^2}{\varepsilon \varrho g} \right)$$

Für  $P = 6,6$  Tonnen,  $l = 0,9$  Meter,  $\varepsilon = 20000000$   $\frac{\text{Tonnen}}{\text{Quadratmeter}}$ ,  $g = 9,81$   $\frac{\text{Meter}}{\text{Secunde}}$ ,  $\varrho = 0,00001 \text{ m}^4$  würde

$$\mathfrak{M}_1 = \mathfrak{M} (1 + \mu \cdot 0,00303 v^2),$$

also die Mehrung durch die Centrifugalkraft

$$\varphi_2' = \mu \cdot 0,00303 v^2$$

erhalten. Setzt man hierin für  $\mu$  Durchschnitte von den oben gefundenen Werthen ein, etwa  $\mu = 0,25$  und  $\mu = 0,38$ , so erhält man

$$\varphi_2' = 0,00076 v^2, \text{ resp. } \varphi_2' = 0,00115 v^2$$

und daraus ergibt sich für die Güterzugs-Geschwindigkeit  $v = 6 \text{ m}$

$$\varphi_2' = 0,027, \text{ resp. } \varphi_2' = 0,041$$

und für eine Eilzugs-Geschwindigkeit  $v = 20 \text{ m}$

$$\varphi_2' = 0,304, \text{ resp. } \varphi_2' = 0,460.$$

Es ist wohl anzunehmen, dass die angezogene Gleichung insofern unsichere Resultate geben muss, als in ihr die Zeitdauer der Einwirkung keine Stelle gefunden hat; bei einer

tadellosen, glatten Bahn müsste sich die Anstrengung in dem Maasse vermindern, als die Fahrgeschwindigkeit zunimmt. Für nicht zu grosse Geschwindigkeiten mag sie immerhin ein brauchbares Maass für den Effect der auftretenden Centrifugalkraft liefern, welcher jedoch keinesfalls bedeutend ist, selbst wenn man von der Verdrückbarkeit der Stützen ganz absieht.

In der Folge soll deshalb der Einfluss der Centrifugalkraft zusammen mit dem der Stosswirkung der Fahrzeuge durch einen einzigen Coefficienten ( $\varphi_2$ ) zur Darstellung kommen, da es zur Zeit nicht wohl möglich ist, einen dieser Einflüsse unabhängig von dem anderen zu behandeln.

Von theoretischen Entwicklungen ist bei Bestimmung dieses Coefficienten  $\varphi_2$  nichts zu erwarten, es bleibt nur die Hoffnung, aus Erfahrungsergebnissen verwertbare Schlussfolgerungen zu ziehen. Da ist nun vor Allem auf die Thatsache hinzuweisen, dass sich auf den Hauptbahnlinien im Laufe der Zeit Schienenstärken herausgebildet haben, die für bestimmte Radbelastungen und Fahrgeschwindigkeiten erfahrungsgemäss für ausreichend erachtet werden. Speciell im Gebiete des »Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« kann man die meisten der in der Vereins-Zeitschrift \*) zusammengestellten Schienenprofile als den betreffenden Betriebsverhältnissen eben noch entsprechend ansehen, so scheint auch das neueste Profil der bayerischen Staatsbahnen nach den Erfahrungen der Betriebs-Ingenieure die erforderliche Widerstandsfähigkeit zu besitzen. Sucht man nun weiter nach dem Kriterium hierfür, so kommt man unter Anderem auf die Thatsache, dass sich bleibende Deformationen unter gewöhnlichen Betriebs-Einwirkungen nicht nachweisen lassen. Damit ist nun freilich nicht viel bestimmt, weil bei ausserordentlich kleinen, nicht sicher nachweisbaren Verbiegungen die Spannungen in den äusseren Fasern schon weit über der Elasticitätsgrenze liegen. Es ist dies besonders deutlich aus den interessanten Weishaupt'schen Versuchen \*\*) zu entnehmen, welche im Jahre 1851 im Auftrage des preussischen Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten angestellt worden sind und Veranlassung zu der fast ausschliesslichen Adoptirung der breitbasigen Schienen auf den deutschen Eisenbahnen gegeben haben.

Aus der grossen Zahl von Versuchen sind einige herausgegriffen, in der nachstehenden Tabelle XVI zusammengestellt und die den beobachteten Durchbiegungen entsprechenden Spannungen berechnet worden. Diese Versuche wurden in der Art angestellt, dass das Schienenstück, auf zwei Unterlagen mit dem Abstände von 3 Fuss preuss. ( $0,942 \text{ m}$ ) frei aufliegend, in der Mitte mit dem concentrirten Gewichte  $P$  belastet wurden. Das Trägheitsmoment der Ostbahnschiene, welches in dem bezeichneten Werke nicht angegeben ist, wurde aus dem sorgfältig aufgetragenen Profil derselben besonders bestimmt, die Trägheitsmomente der übrigen, in unserer Tabelle aufgenommenen Schienen sind auf Seite 19 und 20 des Weishaupt'schen Werkes, in Zollen ausgedrückt, verzeichnet.

\*) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Herausgegeben von E. Heusinger v. Waldegg. 2. Supplementband.

\*\*) Untersuchungen über die Tragfähigkeit verschiedener Eisenbahnschienen, angestellt im Sommer 1851 etc. unter Leitung von Th. Weishaupt, K. preuss. Eisenbahnbaumeister. Berlin 1852.

Tabelle XVI.

1 alter preuss. Centner = 110 Pfd., 1 altes Pf. = 0,4677 kg. 1 Fuss preuss. = 12 Zoll = 0,3138535<sup>m</sup>.  
Die fett gedruckten Zahlen entsprechen der Belastung bis zur Elasticitätsgrenze.

Ver- such Nr.	Schiene der	Gewicht pro		Belastung P		Durchbiegung				Träg- heits- mo- ment $\Theta$ in Zoll	Widerstands- moment $\frac{\Theta}{m}$ in Centimeter		Spannung in den äussersten Fasern kg/cm <sup>2</sup>	
		Fuss und Pfund	Meter und Kilogr	Centn.	Kilogr.	total		bleibend			+	-	+	-
						Zoll	cm	Zoll	cm					
16	Ostbahn (breitbasig)	21,98	32,75	<b>175</b>	9003	0,0630	0,165	0,0010	0,003	—	143	121	1482	1751
				184	9466	0,0665	0,174	0,00125	0,003	—	—	1558	1842	
				193	9929	0,0705	0,184	0,00150	0,004	—	—	1634	1932	
				202	10392	0,0740	0,194	0,00175	0,005	—	—	1711	2022	
				211	10855	0,0770	0,201	0,00200	0,005	—	—	1787	2112	
				220	11318	0,0825	0,216	0,00250	0,007	—	—	1863	2202	
				229	11781	0,0850	0,222	0,0040	0,010	—	—	1939	2292	
				238	12244	0,0875	0,229	0,0045	0,012	—	—	2015	2382	
				247	12707	0,0915	0,239	0,0050	0,013	—	—	2091	2472	
				256	13170	0,0955	0,250	0,0055	0,014	—	—	2167	2562	
				265	13633	0,1000	0,262	0,0060	0,016	—	—	2244	2652	
				274	14096	0,1040	0,272	0,0080	0,021	—	—	2320	2742	
				292	15023	0,1155	0,302	0,0125	0,033	—	—	2473	2923	
1	"	22,0	32,78	<b>184</b>	9466	0,0700	0,183	0,0005	0,001	—	—	—	1558	1842
				256	13170	0,1025	0,268	0,0085	0,022	—	—	2167	2562	
4	"	22,18	33,05	<b>130</b>	6688	0,0535	0,140	0,0005	0,001	—	—	—	1101	1301
				211	10855	0,1025	0,268	0,0150	0,039	—	—	1787	2112	
13	"	21,85	32,56	<b>166</b>	8540	0,0635	0,166	0,0010	0,003	—	—	—	1406	1661
				247	12707	0,1000	0,262	0,0095	0,025	—	—	2091	2472	
19	"	21,90	32,64	<b>184</b>	9466	0,0690	0,180	0,0005	0,001	—	—	—	1558	1842
				265	13633	0,1010	0,264	0,0055	0,014	—	—	2244	2652	
25	"	22,45	33,45	<b>193</b>	9929	0,0760	0,199	0	0	—	—	—	1634	1932
				256	13170	0,1000	0,262	0,0040	0,010	—	—	2167	2562	
30	"	21,90	32,64	<b>166</b>	8540	0,0645	0,169	0	0	—	—	—	1406	1661
				256	13170	0,1010	0,264	0,0050	0,013	—	—	2167	2562	
33	"	22,50	33,53	<b>139</b>	7151	0,0530	0,139	0	0	—	—	—	1177	1391
				256	13170	0,1010	0,264	0,0065	0,017	—	—	2167	2562	
34	"	22,30	33,23	<b>157</b>	8077	0,0600	0,157	0,00025	0,001	—	—	—	1330	1571
				247	12707	0,1010	0,264	0,0095	0,025	—	—	2091	2472	
50	Berlin-Hamburger Bahn (breitbasig)	22,15	33,01	<b>121</b>	6225	0,0545	0,143	0	0	12,30	123,6	99,2	1185	1478
				220	11318	0,1040	0,272	0,0070	0,018	—	—	2155	2687	
49	"	—	—	<b>121</b>	6225	0,0550	0,144	0	0	—	—	—	1185	1478
				211	10855	0,1030	0,269	0,0100	0,026	—	—	2067	2577	
48	"	—	—	<b>103</b>	5299	0,0470	0,123	0	0	—	—	—	1009	1258
				211	10855	0,1040	0,272	0,0110	0,029	—	—	2067	2577	
59	Berlin - Potsdam- Magdeburger Bahn (Stuhlschiene)	20,0	29,80	<b>166</b>	8540	0,0695	0,182	0	0	12,93	96,4	110,2	2085	1825
				247	12707	0,1070	0,280	0,0050	0,013	—	—	3103	2715	
61	"	—	—	<b>130</b>	6688	0,0545	0,143	0	0	—	—	—	1633	1429
				220	11318	0,1060	0,277	0,0135	0,035	—	—	2764	2418	
44	Westfälischen Eisenbahn (Stuhlschiene)	18,0	26,82	<b>121</b>	6225	0,0695	0,182	0	0	8,83	69,6	91,3	2105	1605
				166	8540	0,1005	0,263	0,0060	0,016	—	—	2888	2202	
46	"	—	—	<b>112</b>	5762	0,0630	0,165	0	0	—	—	—	1948	1485
				166	8540	0,1030	0,269	0,0095	0,025	—	—	2888	2202	
47	"	—	—	<b>103</b>	5299	0,0590	0,154	0	0	—	—	—	1792	1366
				166	8540	0,1060	0,277	0,0120	0,031	—	—	2888	2202	
81	"	—	—	<b>103</b>	5299	0,0585	0,153	0	0	—	—	—	1792	1366
				157	8077	0,0935	0,245	0,0060	0,016	—	—	2731	2082	
97	Niederschl. - Märkischen Bahn (breitbasig)	18,6	27,72	<b>72</b>	3704	0,0485	0,127	0,0015	0,004	7,13	84,5	73,3	1032	1189
				139	7151	0,1065	0,278	0,0130	0,034	—	—	1992	2296	

Man ersieht hieraus, dass die damals untersuchten Schienen schon bei einer Gesamtdurchbiegung von  $\frac{1}{10}$  Zoll = 0,262 cm und bei der gleichzeitig auftretenden bleibenden Durchbiegung von 0,004 bis 0,015 Zoll = 0,010 bis 0,039 cm Spannungen erlitten, die das 1,5- bis 2fache der Spannung bis zur Elasticitätsgrenze erreichten. Dass unter solchen Umständen die Eigenschaften des elastischen Körpers erhalten bleiben, hat auch Weishaupt erkannt. Er sagt auf Seite 16 seines Werkes in dieser Beziehung Folgendes:

»Glücklicher Weise geht die Eigenschaft der vollkommenen Elasticität weit über die Grenzen der ersten bleibenden Biegung hinaus und existirt unabhängig von der Ductilität oder Verschiebbarkeit. Versuch No. 102 liefert hierfür den Beweis: Eine Schiene, deren sogenannte Grenzen der vollkommenen Elasticität bereits bei 166 Centner Belastung erreicht waren, zeigte bei 238 Centner Belastung eine Totalbiegung von 0,0925 Zoll und eine bleibende Biegung von 0,006 Zoll: darauf wurde mit den Belastungen von vorn angefangen und bei 238 Centner Belastung eine Gesamt-Biegung von 0,0865 Zoll ohne Spuren einer bleibenden Biegung gefunden. Die Differenz von 0,0925 und 0,0865 giebt aber ebenfalls 0,006 Zoll. Dieselbe Operation wurde für eine Belastung von 328 Cent. wiederholt und ergab ein ähnliches Resultat, d. h. die Differenz der totalen Biegungen gab die bleibende Durchbiegung des ersten Versuches und die Schiene war bis zur Belastung von 328 Centner vollkommen elastisch.«

»Die sogenannten Grenzen der vollkommenen Elasticität sind demnach illusorisch und gehen weit über die erste bleibende Biegung hinaus, wie auch bereits anderweitig vollständig anerkannt ist. Es lässt sich aus dieser Eigenschaft elastischer Körper erklären, dass trotz der starken Verbiegungen der Schienen ein Bruch so selten vorkommt.«\*)

Leider fehlen zur Zeit Beobachtungen über die beim Betriebe hervorgetretenen Verbiegungen und Versuche über den Zusammenhang von Biegung und Belastung bei den neueren Schienen. Bis dies der Fall ist, muss man sich mit einer Annahme begnügen, die sich etwa in folgender Weise begründen lässt. Es ist schon erwähnt worden, dass die meisten im Gebiete des »Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« vorhandenen Schienenprofile gerade noch für ausreichend stark erachtet werden. Dass sie keine übermässige Widerstandsfähigkeit besitzen, scheint unter Anderem auch daraus geschlossen werden zu können, dass man bei Einführung des widerstandsfähigeren Stahles als Schienenmaterial öfters stärkere Dimensionen beibehielt, als mit Rücksicht auf die etwas geringere Zuverlässigkeit des neuen Materials und auf die Ausnutzungsfähigkeit des Profils erforderlich gewesen wäre. Andererseits ist darauf hinzuweisen, dass auf manchen sehr rasch befahrenen Linien, namentlich in England und Belgien, stärkere Dimensionen üblich sind und Stimmen von dort sich gegen unsere schwächeren

Schienen aussprechen. Speciell hinsichtlich der bayerischen Staatsbahnschiene kann angeführt werden, dass man sich vor einigen Jahren veranlasst sah, den Schwellenabstand von 80 cm auf 90 cm zu erhöhen und dass dieses Maass von einzelnen Betriebs-Ingenieuren als etwas zu bedeutend erachtet wird.

Halten wir also fest, dass bei den bayerischen Staatsbahnschienen unter gewöhnlichen Betriebsverhältnissen bleibende Verbiegungen jedenfalls nicht hervortreten und dass Biegungsgrössen von 0,2 oder 0,3 mm auf Schwellendistanz wohl nicht nachweisbar sein werden, dass hierbei aber die Längsspannungen jedenfalls das 1,5fache der Grenzspannung erreichen, so scheint es (um einen viel geschmähten Ausdruck zu gebrauchen) dem praktischen Gefühle entsprechend, Spannungen von 2600 kg/cm<sup>2</sup> unter gewöhnlichen Verhältnissen zu erwarten. \*) Wird aber dies einmal angenommen, so lässt sich der Gesamteinfluss ( $\varphi_2$ ) von Centrifugalkraft und von Stössen rechnerisch feststellen. Man hat nämlich dann aus der Gleichung (42) \*\*) mit Berücksichtigung des Coefficienten  $\varphi_1 = 0,25$  und mit Rücksicht auf die Biegungsgleichung  $\mathfrak{M} = \sigma \cdot \frac{\theta}{m}$

$$\mathfrak{M} = 0,3500 (6600 \cdot 90) (1 + 0,25 + \varphi_2) = 2600 \cdot \frac{\theta}{m} \quad (45)$$

und weil weiter bei dem bayerischen Schienenprofil der Schwerpunkt 6,44 cm von der Kopfoberfläche und 6,06 cm von der Basis abliegt, das Trägheitsmoment für die horizontale Schwerpunktsachse den Werth  $\theta = 942,22 \text{ cm}^4$  hat und  $\frac{\theta}{m} = 155,5 \text{ cm}^3$  ist,

$$\varphi_2 = 0,69.$$

#### c) Wechsel der Spannungsintensität.

Eine andere Folge des Bewegteins der Fahrzeuge ist der rasche Wechsel in der Grösse der Materialspannungen. Um eine Vorstellung von den wirklich auftretenden Wechseln wenigstens annähernd zu geben, wurde eine Anzahl von Angriffsmomenten berechnet, welche in einem und demselben Querschnitt der Normalschiene hervortreten, während sich der in Fig. 35 dargestellte Eisenbahnzug über dieselbe hinbewegt. Zur möglichsten Vereinfachung der Rechnung sind die aus der Figur zu entnehmenden Modificationen an den Werthen der Achsenbelastungen und Achsenstände der alten 60-Tonnen-Maschine vorgenommen worden. Das Rechnungsergebniss ist aus Tabelle XVII, sodann der graphischen Darstellung in Fig. 36 zu ersehen, wo die Abscissen als Zeiträume oder als die von dem Bahnzuge durchlaufenen Wege, die Ordinaten als die am Schlusse jener erscheinenden Momente aufzufassen sind.

Für den ersten unregelmässigen Theil der Momentenlinie bis zur Abscisse 101 hin kommen die drei ersten Locomotivenachsen mit in Betracht, von da ab sind die 6 übrigen Achsen des angenommenen Bahnzuges, welche alle gleiches Gewicht und gleiche gegenseitige Abstände haben, maassgebend.

\*) Nach den in den Lieferungsbedingungen vorgeschriebenen Proben wird die Elasticitätsgrenze bei 1700 angenommen.

\*\*) Gleichung (42) wird hier angezogen, weil die Maschine CIII in der Regel Verwendung findet, während die Locomotive DIV und DV nur auf einzelnen Gebirgsstrecken im Dienste stehen.

\*) Siehe: Ueber die Veränderung der Elasticitätsgrenze etc. von Bauschinger, Civil-Ingenieur, XXVII. Band 5. Heft und Separatdruck.

Tabelle XVII.

Schwerlos gedachte Schiene auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus  $l = 90^m$ , bei Stütze 1 und 7 freies Auflager.  $\alpha = 2,846854$ . Belastung durch den Bahnzug. (Fig. 35.)

No.	R a d		Das Angriffsmoment in der Mitte des 4. Feldes beträgt alsdann in Centimtr. u. Kilogr.
	über der Stütze No.	befindet sich in der Mitte zwischen den Stützen No.	
I.	7	—	— 37642
		6—7	— 38931
	6		— 30306
		5—6	— 38153
	5		+ 28084
		4—5	+ 156923
	4		+ 28179
		3—4	+ 26724
	3		+ 126772
		2—3	+ 7059
II.	2		+ 12694
		1—2	+ 120315
	1		+ 24192
	2		+ 9888
		1—2	+ 64925
	1		— 24442
	2		— 53785
		1—2	— 55037
	1		— 27978
	2		+ 22817
III.		1—2	+ 102323
	1		+ 13824
	V.	3—4	— 24418
	3		— 36641
		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
	1		+ 13824
	3		— 24418
		3—4	— 36641
VI.		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
	1		+ 13824
	3		— 24418
		3—4	— 36641
	2		— 22097
		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
VII.	1		+ 13824
	3		— 24418
		3—4	— 36641
	3		— 22097
		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
	1		+ 13824
	3		— 24418
		3—4	— 36641
VIII.		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
	1		+ 13824
	3		— 24418
		3—4	— 36641
	2		— 22097
		2—3	— 22097
	2		+ 22817
		1—2	+ 102323
IX.	1		+ 36637
		3—4	— 824
	3		— 18274
		2—3	— 21787
	2		— 17798
	1—2	— 11149	
1		— 3564	

Nachdem die bei den wichtigeren Radcombinationen erscheinenden negativen Auflagerdrücke ohne wesentlichen Einfluss bleiben, so kann man sich vorstellen, jedem Wagen gehörten 2 Spannungswechsel zwischen den Grenzen  $-36641$  und  $+102323$  cm.kg zu und kann die Wirkung der Locomotive gleich 3 Wechseln derselben Art schätzen, so dass der angenommene Lastzug (Fig. 35)  $3 + 2 \times 2$  und ein Lastzug von  $\nu$  Wagen

$$3 + 2 \nu$$

Spannungswechsel von der bezeichneten Differenz erzeugt. Bestände auf einer Bahnlinie eine Frequenz von täglich 20 Bahnzügen à 50 Wagenachsen, so würde sich die Anzahl der Spannungswechsel pro Tag zu  $20(3 + 2 \times 25) = 1060$ , im Jahr zu  $360 \cdot 1060 = 381600$  und in 10 Jahren nahezu 4 Million ergeben. Nach der auf die bekannten Versuche von Wöhler\*) und Anderen basirten, zur Zeit bestehenden Anschauung wäre sohin auch diesem Umstande durch einen entsprechenden Coefficienten Rechnung zu tragen, umso mehr, als es sich hier um einen sehr rasch erfolgenden Wechsel handelt. Die Gerber-Schäffer'sche Methode\*\*) würde verlangen, dass bei der Spannungsdifferenz  $102323 - (-36641) = 138964$  nur 48% der für ruhende Belastung zulässigen Spannung angenommen werden, und die Launhardt-Weyrauch'sche Methode\*\*\*) würde die zulässige Spannung

$$\sigma = 700 \left( 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{36641}{102323} \right) = 0,821 \cdot 700 = 0,55 \cdot 1050 \text{ zu } 55\%$$

der zulässigen Ruhespannung festsetzen.

Der Einfluss der Spannungswechsel liesse sich also durch Vermehrung des Angriffsmomentes um

$$\varphi_3 = \left( 1 - \frac{100}{48} \right) = 1,08, \text{ resp. } \varphi_3 = \left( 1 - \frac{100}{55} \right) = 0,82$$

berücksichtigen. Wir wollen

$$\varphi_3 = 1,00$$

festhalten.

Führt man diese verschiedenen Coefficienten  $\varphi$  nun in die Gleichungen (40) bis (44) ein, wobei man zu beachten hat, dass  $\varphi_1$  nur für 3achsige Maschinen Gältigkeit hat und  $\varphi_3$  nur dann zugesetzt werden darf, wenn es sich um regelmässige wiederholte Anstrengungen handelt, so gehen dieselben in folgende über:

$$\mathfrak{M} = 0,2150 (1 + \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3) 6600 \cdot 90 = 2,94 \cdot 0,2150 \cdot 6600 \cdot 90 = 375467 = 0,6321 (6600 \cdot 90) \quad (40a)$$

$$\mathfrak{M} = 0,2800 (1 + \varphi_2 + \varphi_3) 6600 \cdot 90 = 2,69 \cdot 0,2800 (6600 \cdot 90) = 447401 = 0,7532 (6600 \cdot 90) \quad (41a)$$

$$\mathfrak{M} = 0,3500 (1 + \varphi_1 + \varphi_2) 6600 \cdot 90 = 1,94 \cdot 0,3500 (6600 \cdot 90) = 403326 = 0,6790 (6600 \cdot 90) \quad (42a)$$

\*) Zeitschrift für Bauwesen von Erbkam, Jahrg. 1858, 1860, 1863, 1866, 1870. Siehe auch Loewe, Die derzeitige Auffassung des Wöhler'schen Gesetzes. Zeitschrift des bayerischen Archit.- u. Ingen.-Vereins 1876—77 S. 93.

\*\*) Gerber, Bestimmung der zulässigen Spannung in Eisenconstructions. Zeitschrift des bayerischen Archit.- u. Ingen.-Vereins 1874. Schäffer, Zeitschrift für Bauwesen 1874; Deutsche Bauz. 1876.

\*\*\*) Launhardt, Zeitschrift des Archit.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1873. Weyrauch, Festigkeit und Dimensionsberechnung etc. Leipzig 1876.

$$\mathfrak{M} = 0,3800(1 + \varphi_1 + \varphi_2)6600 \cdot 90 = 1,94 \cdot 0,3800(6600 \cdot 90) = 437897 = 0,7372(6600 \cdot 90) \dots (43a)$$

$$\mathfrak{M} = 0,3990(1 + \varphi_2)6600 \cdot 90 = 1,69 \cdot 0,3990(6600 \cdot 90) = 400540 = 0,6743(6600 \cdot 90) \dots (44a)$$

Damit aber erscheinen hinreichend genaue Maasse für die Angriffe, welchen die Eisenbahnschienen thatsächlich ausgesetzt sind, festgestellt zu sein.

Man erkennt daraus, dass unter den gewöhnlichen Betriebsverhältnissen unsere jetzigen Fahr-schienen in der Regel Spannungen erleiden, welche über der ursprünglichen Elasticitätsgrenze des Materials liegen, welche sicherlich öfters das  $1\frac{1}{2}$ -fache der Spannung übersteigen, bei welcher jene Grenze erreicht wird. Es ist anzunehmen, dass diese Spannungen wesentlich höher ausfallen, wenn eine grössere Fahrgeschwindigkeit zugelassen wird als bisher etwa auf den bayerischen Staatsbahnen üblich war, so dass man schon aus diesem Grunde, abgesehen von der nur bedingungsweise vorhandenen Stabilität der Gleisconstruction im Ganzen wie der Schienen hinsichtlich Verdrückungen auf den Unterlagen, eine vermehrte Fahrgeschwindigkeit bedenklich finden müsste.

Man erkennt aus den berechneten Werthen des Angriffsmomentes weiter, dass die 2achsigen Maschinen, ganz abgesehen von ihrer Einwirkung in gekurvten Strecken, auffallend starke Anstrengungen des Schienestrangs bewirken, und es lässt sich für das bestehende Querschwellensystem im Allgemeinen die folgende Regel empfehlen:

Bei Stabilitätsuntersuchungen der Hauptbahnschienen ist das grösste Angriffsmoment zu Grunde zu legen, welches sich unter der Einwirkung der schwersten 3achsigen Locomotiven im Falle einer hohl liegenden Schwelle ergibt. Der Werth desselben kann jedenfalls mit ausreichender Genauigkeit mit Hilfe der Tabellen Nr. XIV und XV und mit Benutzung des Coëfficienten

$$1 + \varphi_1 + \varphi_2 = 1,94$$

bestimmt werden. Die zulässige Spannung ist dabei gleich dem Anderthalbfachen der Grenzspannung (Spannung bis zur Elasticitätsgrenze) zu wählen.

### § 7. Anwendung der entwickelten Regel.

Stahlschienenprofil der Preussischen Staatsbahnen.

Durch das Ministerium der öffentlichen Arbeiten in Preussen sind vor einigen Jahren neue Stahlschienenprofile für den Querschwellen-Oberbau sowohl der Hauptbahnen, wie der Bahnen von untergeordneter Bedeutung eingeführt worden. Das für die Hauptbahnen bestimmte Profil besitzt in der Regel eine Höhe von  $13,05 \text{ cm}$ , welche nur dort, wo eine besonders starke Abnutzung zu erwarten ist, auf  $13,35 \text{ cm}$  unter Beibehaltung aller übrigen Dimensionen erhöht wird. Bei ersterem liegt der Schwerpunkt  $6,57 \text{ cm}$  über der Basis und das Trägheitsmoment für

die horizontale Schwerpunktsachse hat den Werth  $\theta = 931,4 \text{ cm}^4$ . Bis zur vollständigen Ausnutzung vermindert sich die ursprüngliche Höhe auf  $12,05 \text{ cm}$ , so dass dann der Schwerpunkt näher an die Schienenbasis ( $5,75 \text{ cm}$ ) zu liegen kommt und das Trägheitsmoment nun den kleineren Werth  $\theta = 736,3 \text{ cm}^4$  annimmt. Die Schwellendistanzen sind nicht auf allen Staatsbahnlinien die gleichen, doch zeigen sie öfters das Maass  $l = 100 \text{ cm}$ , welches deshalb im Folgenden festgehalten werden soll.

Was die in Betracht zu ziehenden Locomotiven betrifft, so ist nach den «Normalien für Betriebsmittel der Preussischen Staatsbahnen» die 38,5 Tonnen schwere dreiachsige Güterzugmaschine von besonderer Bedeutung für die Stabilität des Oberbaues. Ihre Mittelachse von  $12450 \text{ kg}$  Gewicht liegt um  $200 \text{ cm}$  hinter der  $12650 \text{ kg}$  schweren Vorderachse, und um  $140 \text{ cm}$  von der Hinterachse entfernt, welche das Gleis normalmässig mit  $13400 \text{ kg}$  belastet.

Für die Untersuchung

a) des vollen Profils

liegen sohin die folgenden Grössen vor:

Gegenseitiger Abstand der Querschwellen aus weichem Holz  $l = 100 \text{ cm}$ ,

Trägheitsmoment des Profils für die horizontale Schwerpunktsachse  $\theta = 931,4 \text{ cm}^4$ ,

Widerstandsmoment für die Zugseite  $\frac{\theta}{m} = 141,8 \text{ cm}^3$ ,

« « « Druckseite  $\frac{\theta}{n} = 143,7$  «

Elasticitätsmodul  $e = \text{ca. } 2200000 \text{ kg/cm}^2$ .

Wird auch hier die Bettungsconstante  $c = 14$  und damit  $\frac{1}{f} = 0,00008$  vorausgesetzt, so findet man zunächst

$$\alpha = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 931,4}{100 \cdot 100 \cdot 100} \cdot 0,00008 = 0,98$$

und damit weiter aus Tabelle XIV das Angriffsmoment für beliebige Laststellungen.

Ruht z. B. die Vorderachse der Maschine über einer hohl gelagerten Schwelle, so hat man

$$\mathfrak{M} = (0,3759 + 0,0086) 6325 \cdot 100 - (0,0291 + 0,0020) 6225 \cdot 100 = 243196 - 19360 = + 223836 \text{ cm.kg,}$$

$$\mathfrak{M} = 0,3845 \cdot 6225 \cdot 100 - 0,0311 \cdot 6325 \cdot 100 - (0,0198 - 0,0014) 6700 \cdot 100 = 239351 - 19671 - 12328 = + 207352 \text{ cm.kg}$$

Rückt die Maschine noch weiter, so dass die Hinterachse über die fragliche Schwelle zu liegen kommt, so gilt endlich

$$\mathfrak{M} = 0,3845 \cdot 6700 \cdot 100 - 0,0184 \cdot 6225 \cdot 100 = 257615 - 11454 = 246161 \text{ cm.kg.}$$

Man hätte sohin als wirkliches Angriffsmoment

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \cdot 246161 = 477552 \text{ cm.kg}$$

zu nehmen, und dafür würde sich bei den Dimensionen des Profils als Spannung in den äussersten Fasern

$$\sigma = \frac{477552}{141,8} = + 3368 \text{ kg/cm}^2 \text{ resp. } \sigma' = - \frac{477552}{143,7} = - 3323 \text{ kg/cm}^2 \text{ berechnen.}$$

## b) Abgenutztes Profil.

Nach vollständiger Ausnutzung des Schienenkopfes hat sich das Trägheitsmoment auf  $\theta = 736,3 \text{ cm}^4$  reducirt und das Widerstandsmoment hat die Werthe  $\frac{\theta}{m} = 128,1$ , resp.  $\frac{\theta}{n} = 116,9 \text{ cm}^3$  angenommen. Man erhält deshalb zunächst

$$\alpha = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 736,3}{100 \cdot 100 \cdot 100} \cdot 0,00008 = 0,78$$

und damit bei der oben als besonders gefährlich erkannten Stellung der Maschine mit ihrer Hinterachse über einer hohl liegenden Schwelle

$$\mathfrak{M} = (0,3649 + 0,0099) 6700 \cdot 100 - (0,0210 - 0,0011) 6225 \cdot 100 = 251116 - 12388 = 238728 \text{ cm.kg}$$

folglich mit dem Coefficienten 1,94

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \cdot 238728 = 463132 \text{ cm.kg}$$

und endlich aus der Biegleichung  $\text{Max } \mathfrak{M} = \sigma \cdot \frac{\theta}{m}$  resp.

$$\text{Max } \mathfrak{M} = \sigma' \cdot \frac{\theta}{n}$$

$$\sigma = \frac{463132}{128,1} = +3615 \text{ kg/cm}^2, \sigma' = \frac{463132}{116,9} = -3962 \text{ kg/cm}^2$$

## Schienenprofil der Hauptbahnen in Norwegen.

Auf den norwegischen Bahnen mit normaler Spurweite sind 3 verschiedene Schienenprofile üblich, von 60, 55 und 50 Pfd. engl. pro Yard Gewicht. Die Höhe derselben liegt zwischen  $4\frac{5}{8}$  und  $4\frac{1}{8}$ '' engl., ihre Trägheitsmomente für die horizontale Schwerpunktsachse werden zu 754,0, 654,6 und 520,0  $\text{cm}^4$  und die kleinsten Widerstandsmomente zu 123,6, 111,0 und 96,3  $\text{cm}^3$  angegeben. Sie wurden ursprünglich für Eisen construiert, werden in neuerer Zeit aber ohne Abänderung in Stahl ausgeführt. Ihre Längen sind verschieden und dem entsprechend wechselt die normale Schwellendistanz zwischen 97,5 und 111,0  $\text{cm}$ .

Im Folgenden soll das stärkste dieser Profile unter der Voraussetzung, dass es in Stahl hergestellt wird, untersucht werden, und zwar sowohl für die Schwellenlage  $l = 100$  wie auch  $l = 110 \text{ cm}$ . Von den Locomotiven kommt dabei entweder eine 3achsige Maschine in Betracht, deren Gewicht von 30,48 Tonnen gleichheitlich auf die Achsen vertheilt ist, während diese die gegenseitigen Abstände 198 und 244  $\text{cm}$  haben, oder eine 27,432 Tonnen schwere 2achsige Maschine, welche bei einem Achsenstand von 251  $\text{cm}$  Achsenbelastungen von je 13,716 Tonnen besitzt.

$$l = 100 \text{ cm.}$$

Wenn die Schwellen von Mitte zu Mitte 100  $\text{cm}$  weit auseinander liegen und die Bettungsconstante, wie früher, zu  $c = 14$  beibehalten wird, so findet man

$$\alpha = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 754,0}{100 \cdot 100 \cdot 100} \cdot 0,00008 = 0,80.$$

Sodann ist zu bemerken, dass die gegenseitigen Entfernungen der Achsen bei den beiden vorgelegten Locomotiven nicht genau ein Vielfaches der halben Schwellendistanz vorstellen. Für  $l = 100$  sind jedoch die Differenzen so gering, dass man ohne Weiteres die Angaben aus Tabelle XIV entnehmen kann. Dies vorausgeschickt, findet man für die 3achsige Locomotive, wenn ihre Vorderachse auf eine hohl liegende Schwelle trifft,

$$\mathfrak{M} = 0,3759 \cdot 5080 \cdot 100 - 0,0291 \cdot 5080 \cdot 100 = 190957 - 14783 = 176174 \text{ cm.kg,}$$

und mit dem Coefficienten 1,94

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \cdot 176174 = 341778 \text{ cm.kg,}$$

wofür dann die Biegleichung  $\text{Max } \mathfrak{M} = \sigma \cdot \frac{\theta}{m}$

$$\sigma = 2765 \text{ kg/cm}^2$$

liefert.

Stärkere Anstrengungen liefert die 2achsige Locomotive. Ist dieselbe z. B. gerade bis zu einer schlecht unterstopften Schwelle vorgerückt, so ergibt sich mit Hülfe der Tabelle XIV zunächst

$$\mathfrak{M} = 0,3759 \cdot 6858 \cdot 100 - 0,0211 \cdot 6858 \cdot 100 = 257792 - 14470 = 243322 \text{ cm.kg}$$

und weiter, weil bei der 2achsigen Maschine eine Wirkung der Tragfedern nicht in Betracht kommt und sich deshalb der Coefficient auf  $1,94 - 0,25 = 1,69$  reducirt,

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,69 \cdot 243322 = 411214 \text{ cm.kg,}$$

wofür schliesslich

$$\sigma = 3327 \text{ kg/cm}^2$$

gefunden wird.

$$l = 110 \text{ cm.}$$

Für diesen grösseren Abstand der Schwellen wird  $\alpha$  kleiner, nämlich

$$\alpha = \frac{6 \cdot 2200000 \cdot 754}{110 \cdot 110 \cdot 110} \cdot 0,00008 = 0,60$$

sodann erhält man für dieselben zwei Laststellungen, welche oben zu Grunde gelegt wurden, bei welchen nur jetzt nicht mehr sämtliche Räder nahe genug in eine Feldmitte oder über eine Stütze zu stehen kommen, durch entsprechende Interpolationen aus Tabelle XIV beziehungsweise

$$\mathfrak{M} = 0,3649 \cdot 5080 \cdot 110 - 0,0240 \cdot 5080 \cdot 110 = 203906 - 13411 = 190495 \text{ cm.kg}$$

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,94 \cdot 190495 = 369560 \text{ cm.kg}$$

$$\sigma = \frac{369560}{123,6} = 2990 \text{ kg/cm}^2,$$

und

$$\mathfrak{M} = 0,3649 \cdot 6858 \cdot 110 - 0,0210 \cdot 6858 \cdot 110 = 275273 - 15842 = 259431 \text{ cm.kg}$$

$$\text{Max } \mathfrak{M} = 1,69 \cdot 259431 = 438438 \text{ cm.kg}$$

$$\sigma = \frac{438438}{123,6} = 3547 \text{ kg/cm}^2.$$

## Compound - Locomotiven

vom Regierungs-Maschinenmeister von Borries in Hannover.

(Schluss von Seite 148)

(Hierzu Taf. XXV.)

Behufs Ermittlung der durch die Compound-Locomotiven erzielten Brennmaterial-Ersparnis haben dieselben 12 Wochen lang mit 2 Normal-Güterzug-Locomotiven derselben Lieferung, welche nach 8 Wochen gewechselt wurden, in einem besonderen Turnus ohne Reservedienst gefahren, in welchem 2 besonders stark belastete und schnell fahrende Verbands-Güterzüge zu fahren waren, deren Beförderung an die Leistungsfähigkeit der Maschinen die stärksten Anforderungen stellte. Es haben sich dabei folgende Resultate ergeben:

	Normal-Güterzug- Locomotiven.	Compound- Locomotiven.
In den betreffenden Zügen gefahrene Achskilometer . . .	1,651,761	1,628,737
Davon entfallen auf Vorspannleistungen anderer Locomotiven	96,135	33,879
Bleiben von den bezeichneten Locomotiven geleistete Achskilometer	1,555,626	1,594,858
Locomotiv-Kilometer . . . . .	15,740	15,752
Kohlenverbrauch incl. Anheizen kg	219,975	201,900
Kohlenverbrauch pro 100 Achskilometer kg . . . . .	14,14	12,66
Kohlenverbrauch pro 1 Locomotivkilometer kg . . . . .	13,98	12,82
Durchschnittliche Stärke der von den bezeichneten Locomotiven allein gefahrenen Züge. Achsen	99	102

Aus dieser Zusammenstellung ergibt sich, dass die Compound-Locomotiven für gleiche Leistungen von Achskilometern 89,5 % des Verbrauchs der Normal-Locomotiven erfordert, also 10,5 % erspart haben; dass ferner die Ersteren um 3 % stärkere Züge ohne Vorspann haben fahren können.

Die Mehrleistung erklärt sich dadurch, dass die Normal-Locomotiven häufiger als die Compound-Locomotiven Vorspann nehmen mussten.

Die auffällige Erscheinung, dass bei den Güterzug-Locomotiven die mit dem Compound-System erzielte Brennmaterial-Ersparnis nicht so gross, als bei den kleinen Omnibuszug-Maschinen ausgefallen ist, dürfte in der ungleichmässigeren Anfandung des Feuers bei Ersteren seinen Hauptgrund finden. Mit den Güterzügen wird namentlich auf den Steigungen, also während des Gebrauches der grösseren Füllungsgrade und des stärksten Dampfverbrauches recht langsam gefahren, und daher die Wirkung des Blasrohres infolge der nur nach jeder halben Umdrehung erfolgenden Dampfstösse ziemlich ungleichförmig; hierdurch wird sowohl eine mangelhaftere Verbrennung, als auch eine geringere Abkühlung der Heizgase in den Siederohren herbeigeführt.

Bei den oben genannten Omnibus-Locomotiven, deren Triebachsen weit schneller umlaufen und bei welchen Füllungsgrade über  $\frac{4}{10}$  im kleinen Cylinder nur selten benutzt werden, ist die Anfandung des Feuers dagegen sehr gleichmässig, wo-

durch sich die bessere Wirkung des Compound-Systems bei diesen Maschinen erklärt.

Die vorstehend beschriebenen Locomotiven zeigen gegen meine, im Jahre 1880 vorgeschlagenen Detail-Constructionen wesentliche Verbesserungen; dieselben bestehen namentlich in der Anwendung

1) der ungetheilten Steuerwelle mit versetzten Coulissenhebeln, anstatt der früher vorgeschlagenen getheilten Welle, welche eine complicirte Stellvorrichtung nöthig machte;

2) des Reductionsventiles an Stelle der früher vorgeschlagenen engen Oeffnungen im Regulator-Schieber, zum Dampfgeben in den Receiver beim Anfahren;

3) des Rückschlag-Ventiles am kleinen Cylinder, durch welches ein sicheres Anfahren aus gewissen ungünstigen Kurbelstellungen erzielt wird.

Diese Verbesserungen, deren erstere eine wesentliche Vereinfachung des Systemes in sich schliesst in Verbindung mit den recht befriedigenden Betriebs-Ergebnissen, lassen weitere Anwendungen dieses Systemes erhoffen.

Bei Tender-Locomotiven, welche gleichmässig vor- und rückwärts laufen, wird bei einem Querschnittsverhältniss der Cylinder von mindestens 1:2,25 die Anwendung ungetheilte Steuerwellen mit gleichen Füllungsgraden in beiden Cylindern beabsichtigt.

Nachdem hiermit die jetzige Construction des von mir vertretenen unveränderlichen Locomotiv-Systems festgestellt ist, gehe ich zur Besprechung zweier über diesen Gegenstand erschienenen Arbeiten über und zwar zunächst derjenigen des Herrn Mallet, welche im Jahrgang 1880 S. 238 u. f. dieser Zeitschrift erschienen ist.

Vor Besprechung der Sache habe ich Herrn Mallet meinen Dank für die eingehende Kritik meiner oben bezeichneten Vorschläge auszusprechen, da ich durch dieselbe auf einige Unvollkommenheiten des Systems aufmerksam geworden und zur Beseitigung derselben angeregt worden bin. Die Folge davon waren insbesondere die soeben ad 2 und 3 genannten Verbesserungen, für welche ich demnach dem Herrn Mallet verpflichtet bin.

Ebenso sind mir die sachlichen Berichtigungen des genannten Herrn, welche sich auf die Handhabung seiner Compound-Locomotiven und die erste Anwendung seines Systems im Bezirke des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen beziehen, zur Aufklärung und Feststellung des Sachverhaltes sehr willkommen gewesen.

Dagegen glaube ich, gestützt auf die vorstehenden Erfahrungen, dass die Einwände, welche Herr Mallet gegen das von mir vertretene System erhebt, mehr auf theoretischer Betrachtung von Ausnahmefällen, als auf die Erfordernisse des gewöhnlichen Betriebes gegründet und daher, soweit dieselben



nicht durch die verbesserte Construction inzwischen überwunden, nicht stichhaltig sind.

Herr Mallet macht meiner Maschine zunächst den Vorwurf, dass dieselbe nicht im Stande sei, für kurze Zeit eine abnorm grosse Zugkraft zu entwickeln, welche zur Ueberwindung kurzer Steigungen und in Nothfällen erforderlich sei.

Hierzu ist zunächst zu bemerken, dass die vorstehend beschriebenen Locomotiven solche Cylinderdimensionen besitzen, dass die Adhäsion bei gewöhnlicher Witterung und die Verdampfungsfähigkeit des Kessels voll ausgenutzt werden können. Bei günstiger Witterung oder durch Sandstreuen etc. eine noch grössere Zugkraft ausüben zu wollen, würde keinen Zweck haben und vor Allem würde die Dampferzeugung dafür nicht ausreichen.

Die Normal-Güterzug-Locomotiven vertragen selbst bei Verwendung guter Kohlen nicht mehr als etwa  $\frac{4}{10}$  Füllung, wenn der Dampfdruck erhalten werden soll. Die gleiche Zugkraft können die Compound-Locomotiven bei  $\frac{6}{10}$  Füllung im kleinen Cylinder entwickeln, wobei ebenfalls noch ausreichend Dampf erzeugt wird. Mehr würde im gegebenen Falle die Mallet'sche Maschine auch nicht leisten können, weil es ihr sehr bald an Dampf fehlen würde.

Es ist eben die Leistungsfähigkeit einer Locomotive beim Ersteigen starker Steigungen, bei angemessenen Dimensionen der Cylinder, wesentlich von der Dampferzeugung bzw. Erhaltung der Dampfspannung abhängig und erscheint es daher ausreichend, wenn die Compound-Maschine diese voll ausnutzen kann.

In Ausnahmefällen, wenn der Dampfdruck sehr sinkt, würde sich allerdings die Mallet'sche Maschine vielleicht noch einige hundert Meter weiter schleppen können, aber dann desto sicherer liegen bleiben, weil die Dampferzeugung beim directen Arbeiten noch schneller nachlassen würde. Doch ist dazu zu bemerken, dass die Compound-Maschine einem solchen Sinken des Dampfdruckes weniger als eine gewöhnliche ausgesetzt ist, da der Kessel und Feuerung derselben weniger angestrengt wird.

Den Anforderungen des regelmässigen Dienstes gegenüber, ist den Ausnahmefällen überhaupt eine sehr geringe Bedeutung beizumessen, welche Thatsache im Eisenbahnwesen leider vielfach nicht genügend berücksichtigt wird.

Auf sonst günstigen Bahnstrecken, welche nur eine stärkere Steigung haben und welche Herr Mallet mit Hülfe der directen Arbeit überwinden will, würde ich vorziehen, die Züge für die günstigen Strecken bis zur vollen Leistungsfähigkeit der Maschinen zu belasten und dann auf der starken Steigung Vorspann zu geben, wodurch eine wesentlich bessere Ausnutzung der Zugkraft erzielt wird, als bei geringerer Belastung der Züge derart, dass eine Maschine dieselben die stärkste Steigung hinauf ziehen kann.

Als Beispiel hierfür möge die Strecke Hamm-Minden genannt werden, welche im Allgemeinen geringe Steigungen, von Gütersloh bis Brackwede auf 13 km Länge aber eine Steigung von 1 : 200 und 1 : 100 hat, auf welcher den 120—140 Achsen starken Güterzügen stets Vorspann gegeben wird. Für Personen- und Schnellzüge kommt die Grösse der Maximalzugkraft überhaupt wenig in Betracht, da die Leistungsfähigkeit der

Locomotiven hier bei nur einigermaassen ausreichenden Dimensionen der Cylinder, welche bei meiner Compound-Maschine ohne Schwierigkeit zu erreichen sind, lediglich von der Dampferzeugung abhängt.

Herr Mallet ist ferner der Ansicht, dass die nach meinen Vorschlägen construirten Compound-Maschinen schwere Züge nicht sicher anzuziehen vermögen.

Dem entgegen ist zunächst hervorzuheben, dass die beiden beschriebenen Maschinen während des jetzt 6 monatlichen Betriebes die schwersten Züge von ca. 140 Achsen oder ca. 1000 t. Gewicht stets ohne Anstand und ganz gleichmässig angezogen haben. Die Züge standen wie gewöhnlich in den Bahnhöfen auf nahezu ebenen Gleisen und waren wie üblich, nur zum Theil fest gekuppelt.

Das Anziehen voll belasteter Güterzüge auf starken Steigungen bietet auch mit Maschinen gewöhnlicher Construction grosse Schwierigkeiten und gelingt oft nicht. Da es indess in solchen Fällen besonders darauf ankommt, den Zug überhaupt erst «loszumachen», so würden die beschriebenen Maschinen in diesem Falle mindestens dasselbe, wie gewöhnliche leisten, da der Führer, nachdem er sich von der Stellung der Kurbeln überzeugt, eventuell eine günstige Stellung durch Zurückfahren herbeigeführt hat, durch Schliessen des Reductions-Ventiles stets mit dem vollen Dampfdruck auf den kleinen Kolben den ersten grösseren Widerstand des Zuges überwinden kann. Glücklicherweise kommen indess solche Fälle äusserst selten vor.

Bei Vergleichen dürfte übrigens zu berücksichtigen sein, dass Züge aus deutschen Wagen, der durchgehenden Zugstangen wegen, schwieriger als solche aus französischen Wagen mit Bogenfedern hinter den Zughaken, anzuziehen sind.

Die Bedenken, welche Herr Mallet gegen die Betriebssicherheit der vom Verfasser vorgeschlagenen Compound-Maschine erhebt, dürften durch das Vorstehende, soweit dabei die Leistungsfähigkeit in Betracht kommt, erledigt sein.

Bei Beschädigungen einer Seite kann die Fahrt mit der andern, wie bei jeder gewöhnlichen Locomotive fortgesetzt werden, nur muss bei Schäden am grossen Cylinder dessen Schieber statt in die Mitte, ganz nach vorne geschoben werden, damit der Dampfaustrittscanal frei wird.

Berücksichtigt man, dass Schäden an den Cylindern und dem Triebwerk beinahe stets durch Brüche an Letzterem hervorgerufen werden, so erscheint der Umstand, dass bei der Mallet'schen Maschine das Triebwerk des grossen Cylinders während des Anfahrens mit dem ungeschwächten Dampfdrucke belastet wird, welcher der Kesselspannung oft sehr nahe kommen wird, in hohem Grade bedenklich. Solche übermässige Belastungen bewirken leicht Einbrüche und Risse, welche später während der Fahrt zu Brüchen führen. Man wird also bei der Mallet'schen Maschine das Triebwerk entsprechend stark construiren müssen. Demgegenüber wird bei meiner Maschine das Triebwerk in der Regel nur mit  $\frac{2}{3}$  bzw.  $\frac{1}{3}$  der Kesselspannung, höchstens einmal mit der vollen Spannung bzw. der Hälfte, also auf beiden Seiten gleich und niemals mehr, als bei einer gewöhnlichen Locomotive belastet. Während der Fahrt wird das Triebwerk überhaupt nur etwa  $\frac{2}{3}$  so stark

als bei gewöhnlichen Locomotiven belastet; die Neigung zu Brüchen und Warmlaufen ist also bei dieser Compound-Locomotive erheblich geringer, als bei gewöhnlichen Maschinen, die Betriebssicherheit der Ersteren in dieser Beziehung also grösser.

Eine weitere Besprechung des von mir vorgeschlagenen Compound-Systems für Locomotiven von Herrn C. Schaltenbrand in Berlin, befindet sich in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure von 1881 S. 543 u. f. Dieselbe enthält zum Theil dasselbe, wie der genannte Aufsatz des Herrn Mallet und betrifft die inzwischen verworfenen Constructionsdetails, ist daher grösstentheils durch das Vorstehende bereits erledigt.

Ferner enthält dieselbe längere Erörterungen über die Dampfvertheilung in der Compound-Locomotive, welche in ihren Schlussfolgerungen mit dem auf Taf. XXV gegebenen Indicator-Diagramme nicht überall stimmen; sowie Betrachtungen über die Einwirkung der wechselnden Kolbenkräfte auf die Torsion der Achsen und die Adhäsion der Triebräder, bei welchen wesentliche Factoren (Torsion der Räder, Spielräume) nicht berücksichtigt sind, mittelst deren übrigens Thatsachen bewiesen werden, welche mir gleichfalls bekannt sind und deren Bestehen ich nicht in Zweifel gezogen habe. Von einer weiteren Besprechung dieser Erörterungen und Betrachtungen darf ich daher Abstand nehmen.

Am Schlusse seiner Arbeit bemerkt Herr Schaltenbrand, dass bei Versuchen mit der Mallet'schen Maschine bei directer Arbeit und einem Verhältniss der Leistungen in beiden Cylindern von 1:2,43 kein schädlicher Einfluss auf den Gang der Maschine beobachtet worden sei. Da eine gute Ausnutzung der Adhäsion der Triebräder wie bekannt, eine möglichst gleichförmige Tangentialkraft am Umfange derselben bedingt, damit die mittlere Zugkraft der Adhäsionsgrenze möglichst nahe kommen könne, so muss die betreffende Maschine verhältnissmässig weit mehr Adhäsionsgewicht besessen haben, als man aus ökonomischen Gründen sonst anzuwenden pflegt. Das im vorliegenden Falle unvermeidliche bedeutende Zucken der Maschine, welches man sonst gleichfalls für schädlich zu halten pflegt, scheinen die Beobachter nicht wahrgenommen zu haben.

Solchem Versuchs-Resultate sollte man daher nicht ohne Weiteres beipflichten.

Die Brauchbarkeit des unveränderlichen Compound-Systemes bei Locomotiven dürfte hiermit nachgewiesen sein, zum Schluss gestatte ich mir daher, für die weitere Fortsetzung der Versuche noch einige Anhaltspunkte festzustellen.

Hierzu ist zunächst zu bemerken, dass die beschriebenen Compound-Güterzug-Locomotiven etwa 1500 Mk. oder ca. 4% des Preises der Normal-Locomotiven mehr, als die Letzteren kosten, während die Mehrleistung derselben im Durchschnitte ca. 3% im Einzelfalle über 8% beträgt.

Für gleiche Leistungsfähigkeit stellen sich hiernach das Eigengewicht und die Beschaffungskosten einer Compound-Güterzug-Locomotive etwa ebenso hoch, als bei einer gewöhnlichen Maschine.

Bei Personen- und Schnellzug-Locomotiven stellt sich die Sache günstiger, da bei diesen mit grösserer Geschwindigkeit und geringeren Füllungsgraden gefahren wird, also eine sehr gleichförmige Anfachung des Feuers, gute Verbrennung und Abkühlung der Feuergase stattfindet, auch die Mehrleistung der Compound-Maschine, welche lediglich der Zuglast zu Gute kommt, auf diese bezogen grösser als bei Güterzügen erscheint, weil die Personenzug-Maschine einen viel grösseren Theil ihrer Leistung zur eigenen Fortbewegung gebraucht, als die Güterzug-Maschine.

Nimmt man z. B. an, dass eine Schnellzugs-Maschine im Durchschnitte 40% ihrer Zugkraft für sich selbst verbraucht und dass eine Compound-Locomotive bei gleicher Verdampfung 15% mehr Arbeit leistet, so kann der Zug der letzteren um  $15 \times \frac{100}{100-40} = 25\%$  schwerer sein.

Für gleiche Leistungsfähigkeit wird hiernach die Compound-Personenzug- und Schnellzug-Locomotive leichter und billiger als diejenige gewöhnlichen Systemes sein. Bei dieser Locomotiv-Gattung werden demnach die Vorzüge des Compound-Systemes am wirksamsten ausgenutzt.

Hannover, im April 1883.

## Intercommunications-Signal für Eisenbahnzüge, System L. Gassebner,

Inspector der österr. Nordwestbahn in Wien.

(Hierzu Fig. 1--8 auf Taf. XXVIII.)

Wir geben in Nachfolgendem die Beschreibung dieses Signales.

Durch die ganze Länge des Personenwagens, und zwar möglichst nahe dem Plafond desselben, läuft die Alarmschnur a Fig. 2 Tafel XXVIII.

Diese ist an der einen Stirnwandbohle fix befestigt und mit dem anderen Ende mit dem Stifte b verbunden, der durch die Feder c nach auswärts gedrückt, das Anspannen der Schnur bewerkstelligt (Fig. 6).

Dieser, in dem Gehäuse d geführte Stift ragt durch die zweite Stirnwandbohle des Wagens hervor, und dient dem Gewichte f als Aufhängepunkt.

Mit diesem Gewichte, welches um seine verticale Achse drehbar ist, ist der Haken g durch die Kette h verbunden.

Der Haken g wird an die jetzt vorgeschriebene Signalleine des rangirten Personenzuges aufgehängt, und vermittelt so die Verbindung der Alarmschnur a mit der Signalleine, also mit der Dampfpeife der Locomotive. Der kleine Schieber i verhindert das selbstthätige Vortreten des Stiftes b, nachdem derselbe durch Anziehen der Alarmschnur a gegen das Innere des Wagens getreten ist, indem er sich mit seiner vollen Fläche gegen die Oeffnung x des Gussstückes d stellt.

Zum Schutz der Alarmschnur a sind über den Gepäckkörben die Winkel k angebracht, und zur bequemen Hand-

habung dieser Schnur sind die Rollen l an entsprechenden Stellen montirt.

Tritt die Nothwendigkeit ein, von irgend einem Coupé die Aufmerksamkeit des Zugspersonales zu erregen, so zieht der Passagier an der Alarmschnur.

Hierdurch tritt der Stift b gegen das Innere des Wagens zurück, das Gewicht f verliert seinen Aufhängepunkt, bewegt sich, dem Gesetze der Schwere folgend, nach abwärts, zieht im Fallen — da mit der Signalleine durch den Haken g verbunden — diese an, und bringt so die Dampfpeife zum Ertönen. Dieses Pfeifensignal ist für den Locomotivführer jedenfalls dann ein Haltsignal, wenn nicht gleichzeitig mit demselben ein andres Signal (etwa Langsamfahr-Signal oder das Signal «Zug zerrissen») seitens eines Zugsbegleiters gegeben wird.

Es handelt sich nun darum, möglichst schnell den Wagen und das Coupé zu finden, von dem aus das Signal gegeben wurde. Ersterer ist durch das aufgelöste und zwischen zwei Wagen herabhängende Gewicht erkenntlich, das Coupé, durch die herabgezogene Schnur (a), die so lange durchgeschlagen bleibt, bis von der Aussenseite des Wagens aus, dem Stifte b wieder das Heraustreten, also Anspannen der Alarmschnur, gestattet wird. Soll wieder der ursprüngliche Zustand hergestellt werden, so schiebt der Zugbegleiter die Lamelle p des Gewichtes mit einem mässigen Druck in den Kopf m des Gussstückes d ein. Hiedurch wird der Stift für einen Moment um die Stärke der Lamelle zurückgeschoben; da aber bei weiterem Hinaufschieben der Lamelle auch der kleine Schieber i mitgenommen wird, und die Durchlassöffnungen dieser beiden Stücke miteinander correspondiren, so wird alsbald der Stift b freigegeben, welcher in Folge der Wirkung der Feder hervorspringt und die Alarmschnur wieder anspannt.

Wird Werth darauf gelegt, den Aufenthalt auf der Strecke durch diese, etwa eine halbe Minute währende Manipulation nicht zu verlängern, so wird einfach das Gewicht ausgehängt, etwa im Gepäckwagen bis zu einer Station mit längerem Aufenthalte mitgeführt, und erst dort, wie eben beschrieben, wieder aufgehängt.

Es wird hier besonders bemerkt, dass bei Montirung dieser Signalbestandtheile an Bremswagen das Gewicht f stets an der, dem Bremsposten entgegengesetzten Wagen-seite anzubringen ist.

Ferner erscheint es wünschenswerth, die Signalleinen-Kloben möglichst nahe der Scheitellinie des Wagendaches zu

legen, um Seitenschwankungen des Gewichtes beim Herabfallen desselben hintanzuhalten.

Aus Vorstehendem ist zu entnehmen, dass jeder mit diesem Signale ausgerüstete Wagen ein für sich abgeschlossenes Ganzes bildet, das an jeder beliebigen Stelle eines Personenzuges ohne etwa erst umgedreht werden zu müssen, eingestellt (und in Betreff des Signalgebens) sofort functionirend gemacht werden kann; dass der Weg, den die Signalleine beim Herabfallen des Gewichtes macht, unter allen Umständen gross genug ist, um die Dampfpeife zum Ertönen zu bringen; dass der Wagen und das Coupé, von dem aus das Signal gegeben wurde, schnell und sicher zu finden; dass endlich die ganze Herstellung billig ist, keine Erhaltungskosten erfordert und keine Betriebs-Erschwernisse verursacht.

Will man vermeiden, dass beim Einlegen der Signalleine in die Kloben, die Wagendächer betreten werden, so kann man erstere offen (harfenförmig) und mit entsprechend langen Armen construiren und die Signalleine dann mittelst einer Gabel vom Bahnplanum aus in diese Kloben einlegen.

Sollte man die Signalleine längs der Seitenwände der Wagen führen wollen, so kann die in Fig. 4 ersichtlich gemachte Alternativ-Construction gewählt werden, durch welche diese Leine wohl erst zum brauchbaren Bestandtheile eines Intercommunications-Signals gemacht wird.

Nachdem der Werth eines solchen Signals für die persönliche Sicherheit der Passagiere wohl allgemein anerkannt wird, indem der Reisende bei eintretender Feuersgefahr, bei Rad-, Achsen-, Feder- und Radreifen-Brüchen, bei Entgleisungen, dann auch etwa bei räuberischen Ueberfällen in die Lage kommt, im eigenen und oftmals auch im Interesse der Bahnanstalt den Zug zum Stillstand zu bringen, und hiedurch grössere Unfälle und Beschädigungen der Fahrbetriebsmittel zu verhüten, so wird die eben beschriebene Construction sowohl ihrer Billigkeit als sicheren Function wegen, Anspruch auf Beachtung erheben können.

Dieses Signal ist seit nahezu zwei Jahren bei sämtlichen Personenwagen des Courierzuges der Buschtehrader Eisenbahn, sowie bei einem Schnellzug der Lemberg-Czernowitz-Jassy-Bahn in anstandloser Verwendung, dasselbe beanspruchte bisher keine, wie immer geartete Reparaturen, und es haben auch die Proben, welche mit demselben auf der österr. Nordwestbahn und der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn commissionell durchgeführt wurden, in jeder Beziehung zufriedenstellende Resultate ergeben.

Wien, im März 1883.

## Versuchs-Resultate mit P. Scharnberger's Achskisten-Untertheil auf der Dux-Bodenbacher Eisenbahn.

(Hierzu Fig. 9 und 10 auf Taf. XXVIII.)

Im Monate Januar l. J. wurde eines der bei der Dux-Bodenbacher Eisenbahn in Verwendung stehenden Paget-Lagergehäuse mit Scharnberger's (D. R.-P. No. 17204) patentirten verbesserten Achs-Kisten-Untertheile versehen. Die Skizze Fig. 9 und 10 auf Taf. XXVIII stellt das in Rede stehende

Paget-Lager im Längen- und Querschnitt dar, und ist die Anordnung des neuen Achs-Kisten-Untertheiles in der Zeichnung mit stärkeren Strichen markirt.

Das so reconstruirte Lagergehäuse wurde am 22. Januar 1883 bei dem Personenwagen Nr. 254, welcher regelmässig

in der Strecke Bodenbach-Komotau und zurück verkehrt, eingebunden.

Bei der Dux-Bodenbacher Eisenbahn ist seit dem Jahre 1881 zur Schmierung der Wagen, statt des Rüböls, Mineralöl als Schmiermaterial eingeführt. Es gelangte daher auch im vorliegenden Falle Mineralöl zur Verwendung, und kostete dasselbe 14 kr. ö. W. (gleich 24 Pfennige) pro Kilogramm. Die durchgeführte Güteprobe auf dem Oelerprobungs-Apparate von Professor Dr. E. Willigk, (welcher Apparat im «Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens» Jahrgang 1883, Heft 1, besprochen wurde), ergab, nachdem der Apparat 4 mal 5 Minuten in Bewegung gestanden, eine Temperaturerhöhung von 41,5° R.

Das Quantum des Oeles, welches in dem von Scharnberger gelieferten Achs-Kisten-Untertheile eingeführt war, wurde wie folgt festgestellt:

Es betrug das Gewicht der 2 trockenen Filze sammt Federn . . . . . 67 Gramm  
und der 2 mit Oel gesättigten Filze sammt Federn . . . . . 160 <

Ferner das Gewicht des in die Filze einge-zogenen Oeles . . . . . 93 Gramm  
sowie das Gewicht des in den Oelbehälter ge-gossenen Oeles . . . . . 227 <

daher das Gesamtgewicht des eingefürten Oeles  
per 1 Lager . . . . . 320 Gramm

Nach beendeter Füllung wurde das Lager plombirt, um jede Nachschmierung unmöglich zu machen.

Am 28. März l. J., nachdem der Wagen 10586 km zu-rückgelegt hatte, wurde das Lagergehäuse, an dem der Plomben-verschluss unberührt war, geöffnet und folgender Mineralöl-Verbrauch constatirt:

Es wogen die ölgetränkten Filze . . . . . 122 Gramm  
< < < trockenen Filze (wie oben) . . . . . 67 <

Es wog das in den Filzen vorhandene Oel . . . . . 55 Gramm  
< < < aus dem Lager gegossene Oel . . . . . 113 <  
< < < im Lager verbliebene, mittelst gewogener Putzwolle entfernte Oel . . . . . 10 <  
Gesamtgewicht des vorhandenen Oeles . . . . . 178 Gramm

gegenüber der Füllung mit . . . . . 320 Gramm  
Gesamtverbrauch für 10,586 km und 1 Lager . . . . . 142 Gramm  
mithin für 10,596 km und 2 Lager . . . . . 284 Gramm

oder  
per 1000 km und 1 Achse 26,8 Gramm Mineralöl.

Hierbei muss indess noch betont werden, dass das von Scharnberger gelieferte Achs-Kisten-Untertheil nur provisorisch aus Blech hergestellt war und infolge von Undichtheit desselben sich Schmieröl in dem Raume a, Fig. 9, angesammelt hatte.

Nachdem ferner auch das Schmierrohr b, Fig. 9, nicht ganz dicht in die Stirnwand eingelöthet war, so hatte dies einen Oelverlust zur Folge, welcher erst nach einigen Tagen bemerkt und der Fehler der Undichtheit beseitigt wurde.

Hätten daher diese in dem provisorischen Character des Probestückes liegenden Mängel nicht bestanden, so wäre der Verbrauch an Schmieröl ein noch geringerer gewesen.

Die constatirten Resultate sind überaus günstige, denn der Verbrauch an Schmieröl war:

pro 1000 Achs-Kilometer	Gramm Mineralöl	Kreuzer	Pfennige
nach Becker: „Ueber das periodische Schmieren der Eisenbahnwagen“ (Taf. III), im Jahre 1878 bei 26 Oesterr. u. Ungar. Bahnen: im Minimum	122		
„ Maximum	879		
„ Durchschn.	265		
nur bei 4 Bahnen betrug er unter . . . . .	200		
Im Jahre 1882 betrug derselbe bei der Dux-Bodenbacher Bahn für 40 Millionen Achs-Kilometer 11,062 kg Mineralöl . . . . .	276	4,5	7,75
Bei Anwendung von Scharnberger's verbesserten Achs-Kisten-Untertheiles reducirt sich der Verbrauch auf . . . . .	26,8	0,375	0,947
und stellt sich daher gegenüber unserem Verbrauch im Jahre 1882 auf . . . . .		9,71 %	
somit die erzielte Ersparniss auf . . . . .		90,29 %	

Wir haben den uns von Scharnberger gelieferten Achs-Kisten-Untertheil nach Constatirung obiger Resultate wieder bei dem Wagen No. 254 in Betrieb gesetzt und werden nicht ermangeln, die weiteren Resultate seinerseits mitzutheilen.

Teplitz, im April 1883.

K. k. priv. Dux-Bodenbacher Eisenbahn.

Die Direction: P e c h a r m. p.

### T o d t e n s c h a u .

1. Hermann Gust wurde am 17. December 1832 in Frankfurt a. O. geboren, wo derselbe durch Besuch der höhern Schulen die Reife zum damaligen Gewerbe-Institute in Berlin erlangte, widmete sich hier in den Jahren 1850—1854 dem Studium der Maschinen-Technik, zu welcher er durch dreijährige praktische Thätigkeit in seiner Vaterstadt vor dem Eintritt in das Institut vorgebildet worden war, um dann im October 1854 als «Mechaniker» in den Dienst der damals kgl. Niederschlesisch-Märkischen Bahn zu treten.

Nachdem Gust, den derzeitigen Vorschriften entsprechend, zur Erlangung der Beförderungs-Berechtigung für die höhern

maschinen-technischen Stellen während eines Jahres den Heizerdienst auf der Locomotive erlernt hatte, erfolgte seine Versetzung in das Constructions-Bureau des Obermaschinenmeisters in Breslau, wo ihm die Durchführung der wichtigeren constructiven Arbeiten für die in Frankfurt a. O. zu erbauende Central-Eisenbahn-Reparatur-Werkstätte übertragen wurde, deren Erbauung ihm in den Jahren 1856—1858 Gelegenheit gab, seine besondere Befähigung für den gewählten Beruf darzuthun.

Eine Folge der Anerkennung seiner Thätigkeit war die 1863 ergangene Berufung nach Görlitz in das Bureau der kgl. Commission für den Bau der Gebirgsbahn Görlitz-Lauban-

Hirschberg. An seinen Aufenthalt in Görlitz knüpfen sich für die dortigen ihm näher getretenen Industriellen die angenehmsten Erinnerungen: der Görlitzer Gewerbe-Verein bewahrt seinem Mitbegründer und mehrjährigen zweiten Vorsitzenden, eingedenk der hervorragenden persönlichen Eigenschaften, welche er in der Vereinsthätigkeit entfaltete, dauernd ein ehrendes Andenken. Ein bleibendes Zeugniß seiner fachlichen Leistungen aus dieser Zeit bilden die maschinellen Einrichtungen der Gebirgsbahn und Reparatur-Werkstätte in Lauban.

Nachdem Gust Ende 1866 zum kgl. Eisenbahn-Maschinenmeister befördert worden, wurde er im Juni 1867 nach Lauban versetzt und ihm die Leitung des Werkstätte- und Betriebsmaschinen-Dienstes auf der genannten Gebirgsbahn übertragen. Der im Mai 1869 ergangenen Berufung nach Frankfurt a. O. als commissarischer Ober-Maschinenmeister, folgte im November desselben Jahres die Ernennung zum kgl. Ober-Maschinenmeister und gleichzeitig die definitive Uebertragung der Verwaltung der für das gesammte Maschinen- und Werkstättenwesen der kgl. Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn etablirten Ober-Maschinenmeisterei, welche während der letzten Zeit seiner Amtsführung die Firma Ober-Maschinen-Verwaltung führte, als deren Chef er seit März 1874 im Auftrage des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten regelmässig an den Directions-Sitzungen theilnahm. Bei der im April 1875 erfolgten Umwandlung der Ober-Maschinen-Verwaltung in das maschinen-technische Bureau der kgl. Direction, wurde ihm das maschinen-technische Decernat und im April 1877 commissarisch eine Mitgliedstelle in der kgl. Direction übertragen. Im November desselben Jahres fand dann, unter definitiver Uebertragung dieser Mitgliedstelle, seine Ernennung zum kgl. Eisenbahn-Director mit dem Range eines Rathes IV. Classe statt, welche Stelle er bis zu seinem Lebensende bekleidete.

Urplötzlich, im October 1881, wurde er während der Ausübung seiner amtlichen Thätigkeit durch einen Schlaganfall seinem Wirkungskreise entrückt. — Während des Verlaufes im Gefolge des Schlaganfalles sehr hartnäckig auftretenden Krankheitserscheinungen erweckte die äusserst widerstandsfähige Constitution des Kranken mehrfach die Hoffnung auf eine vollständige Wiedergenesung und es war namentlich in den letzten Monaten vor dem Tode eine langsame, aber anhaltende Besserung zu verzeichnen, bis er ebenso plötzlich, wie er auf's Krankenzimmer geworfen, den Seinigen, am 21. November 1882 durch den Tod entrissen wurde.

War es dem Verstorbenen schon in untergeordneten Stellungen gelungen, sich rühmlichst auszuzeichnen, so gab ihm namentlich das letzte Jahrzehnt seines leider allzu kurzen Lebensweges Gelegenheit, seinen Namen in der Eisenbahnwelt auch über die Grenzen unseres engeren Vaterlandes hinaus, namentlich durch seine Thätigkeit in der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen und in verschiedenen Subcommissionen, einen allseitig anerkannten guten Klang zu sichern.

Mit dem weitaus grössten Theile der wichtigeren Neuerungen des maschinen-technischen Eisenbahnwesens ist des Verewigten Name unzertrennbar verknüpft; es sei nur an die Normalien für die Betriebsmittel der preussischen Staatsbahnen, die Ein-

führung der continuirlichen Bremsen, die Coupébeleuchtung durch Fettgas und die Einrichtungen der Sanitätszüge erinnert.

Der Erfolg der letzteren bei deren Anwendung im deutsch-französischen Kriege 1870/71 hatte die Verleihung des rothen Adlerordens zur Folge, dem sich nach dem russisch-türkischen Kriege, während dessen ein Sanitätszug der kgl. Eisenbahn-Direction Berlin in Rumänien Verwendung gefunden hatte, der russische Orden vom rothen Kreuze zugesellte. Mehr als Orden und Ehrenzeichen kennzeichnen die dem Verstorbenen übertragenen Ehrenämter und Aufträge die Würdigung seiner Bedeutung an hoher Stelle. Ausser der bereits erwähnten Mitgliedschaft verschiedener Commissionen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zählten die Akademie für Bauwesen, sowie die technische Oberprüfungs-Commission seit ihrer Constituierung ihn zu ihren Mitgliedern; zu Anfang des Jahres 1878, als ihm die Ausarbeitung der Projecte zu den Berliner-Stadtbahn-Betriebsmitteln oblag, bereiste er im ministeriellen Auftrage die englischen Untergrundbahnen, während ihm schon im Jahre 1870/71 officiell Gelegenheit zum Studium französischer Eisenbahnen gegeben worden war.

(Nach Glasers Annalen 1883 S. 1.)

2. **Wolf Philipp Bender** wurde am 28. August 1818 zu Weidelbach im Kurhessen geboren.

Er verlebte seine Jugendzeit in Hanau und Cassel, absolvirte in letzterer Stadt seine technischen Studien und praktisirte dann daselbst bei Breithaupt.

Im März 1840 trat er als Eleve in die Eisenbahnwerkstätte in Mecheln ein, wo er bis April 1841 verblieb.

Er erhielt dann eine Stellung als Maschinenmeister der Mosel-Dampfschiffahrt, welcher jedoch schon nach einem Jahre, im Sommer 1842, durch eine Katastrophe ein jähes Ende bereitet wurde.

Bei der Revision der Räder eines Dampfes wurde er nämlich durch ein Schaufelrad erfasst und zwischen den Schaufeln und Radkasten hindurchgezogen, glücklicherweise ohne hierbei ernste Beschädigungen zu erleiden.

Nach seiner Wiederherstellung verlies er den genannten Posten und kam im November 1842 nach Wien, wo er von Francesconi bei der Verwaltung der österreichischen Staatsbahnen aufgenommen wurde.

Zuerst in Wien, dann in Cilli, Laibach und Pest, endlich vom Jahre 1851 an wieder in Wien, wurde er im Jahre 1854 Ober-Ingenieur, und hatte von da an eine leitende Stelle im Maschinenwesen der im Staatsbetriebe stehenden Bahnen.

Als sich im Jahre 1855 die österreichische Staats-Eisenbahngesellschaft constituirte und einen Theil der österreichischen Staatsbahnen ankaupte, trat er in die Dienste dieser Gesellschaft, bei deren Central-Verwaltung in Wien, u. zw. unter der General-Direction Maniell und der technischen Direction Engerth ihm die Leitung des Werkstätten-Dienstes auf dem gesammten gesellschaftlichen Bahnnetze übertragen wurde.

Hier entfaltet er nun in hervorragender Weise seine Thätigkeit, zunächst bei der Organisation des genannten Dienstzweiges, sodann bei der Ausstattung der neu errichteten und der zu erweiternden älteren Werkstätten; und unter seiner wesentlichen Mitwirkung erfolgte dann auch die Construction

der im Beginne des gesellschaftlichen Betriebes in grosser Zahl erforderlichen neuen Fahrbetriebsmittel, wobei er volle Gelegenheit fand, sein vielseitiges technisches Wissen im Locomotiv- und Wagenbaue bestens zu verwerthen.

Auch auf anderen Gebieten des Eisenbahn-Dienstes machte er sich durch seine Thätigkeit verdient. Es sei hier nur die von ihm construirte Wechsel-Signalscheibe erwähnt, welche nicht nur auf den Linien der österreichischen Staats-Eisenbahn-Gesellschaft, sondern auch auf vielen anderen Bahnen eine ausgedehnte Verwendung und Anerkennung fand, und deren Princip wir auch bei den gegenwärtig in Gebrauch stehenden neueren Constructionen benutzt finden.

Er interessirte sich überhaupt lebhaft für alle das Gebiet der Eisenbahntechnik berührende Fragen und Bestrebungen.

An der Bildung und Entwicklung des österreichischen Ingenieur-Vereins nahm er hervorragenden Antheil, und war durch lange Jahre als Mitglied der Verwaltung desselben thätig.

Seit dem Bestande der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, wurde Bender seitens der Staats-Eisenbahn-Gesellschaft ausschliesslich als Delegirter für die Angelegenheiten des Werkstätten- und Zugförderungs-Dienstes zu dieser Commission entsendet, in welcher er besonders bei der Feststellung der technischen Einheit über den Bau und die Betriebseinrichtungen der Bahnen, sowohl in den Plenar-Versammlungen als auch als Mitglied vieler Special-Comité's eifrigst mitarbeitete.

Während dieser seiner erfolgreichen Thätigkeit wurde er im Jahre 1859 zum Ober-Inspector und 1867 unter der General-Direction Bresson zum General-Inspector ernannt, in welcher Stellung, u. zw. schliesslich unter der General-Direction Kopp und der technischen Direction Polonceau er bis Ende des Jahres 1882, dem Zeitpunkte seines Hinscheidens, verblieb.

Seine langjährige und erspriessliche Dienstleistung fand unter Anderm auch durch die Verleihung des Kaiser Franz Josefs-Ordens die allerhöchste Anerkennung.

Im persönlichen Umgange war Bender wegen seines lebenswürdigen und concilianten Characters bei Allen beliebt, die mit ihm zu verkehren Gelegenheit hatten.

Seinem Dienste oblag er mit besonderer Pflichttreue und Ausdauer bis wenige Tage vor seinem Tode, der am 17. December v. J. in Folge eines Lungenleidens eintrat.

**3. Eisenbahn-Director Georg Thomas.** Am 22. März 1883 verstarb in Mainz das maschinen-technische Mitglied der Direction der Hessischen Ludwigs-Bahn, Director Georg Thomas. Derselbe war 1826 in Frankfurt a. M. geboren und beschäftigte sich nach absolvirten Studium zuerst in der Maschinenfabrik von Henschel und Sohn in Cassel, später als Constructeur in der Werkstätte der Wien-Gloggnitzer Eisenbahn zu Wien, und dann auf dem Bureau des Maschinen- und Bahn-Ingenieurs der Main-Weserbahn zu Frankfurt, sowie in der Maschinenfabrik zu Karlsruhe. Alsdann wurde Thomas bei dem technischen Betriebe der Main-Neckarbahn verwendet, und von dort von dem Verwaltungsrathe der Hessischen Ludwigsbahn als erster Maschinenmeister dieser Bahn nach Mainz berufen. Von dieser Zeit an stand er der gesammten Maschinen-, Wagen- und Werkstättenverwaltung der Hessischen Ludwigsbahn mit wärmsten Interesse

vor und hat sich durch seine technische Tüchtigkeit und anerkannte Herzensgüte die Achtung seiner Vorgesetzten und Collegen, sowie die Zuneigung und Liebe seiner zahlreichen Untergebenen erworben. Seit 1876 gehörte er der Special-Direction der Hessischen Ludwigsbahn als Mitglied an und feierte am 15. Februar 1882 sein fünf und zwanzigjähriges Dienst-Jubiläum bei der genannten Bahn. Ausserdem war Thomas langjähriges Mitglied der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, und wurde auch in weiteren Kreisen durch die Erfindung des nach ihm benannten Thomas'schen Dampfwagens\*) bekannt, der auf mehreren Bahnen des In- und Auslandes bereits eingeführt worden und voraussichtlich für Bahnen untergeordneter Bedeutung eine grosse Zukunft hat. Für diese Erfindung wurde dem Verstorbenen bekanntlich Mitte vorigen Jahres durch die Prämiirungs-Commission des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen ein Preis von 3000 Mark zuerkannt. Neben seiner geschäftlichen Thätigkeit führte er auch seit Beginn des Jahres 1882 den Vorsitz im Frankfurter Bezirksverein Deutscher Ingenieure und hat daselbst sehr viele Anregung zu Fortschritt und technischem Studium gegeben.

Seine letzte Thätigkeit entfaltete der Verstorbene noch, als es Anfangs 1883 galt, die gewaltigen Wassermassen des Rheins zum zweiten Male aus dem Weichbilde der Stadt Mainz fern zu halten, indem er mit Energie und Thatkraft in umsichtigster Weise die Aufstellung der Reserve-Pumpen und Locomotiven zur Entfernung des in der Rheinstrasse auf den Schienengleisen sich ansammelnden Wassers anordnete; es war ihm hierfür seitens des Grossherzogs von Darmstadt die speciell zu diesem Zwecke gestiftete Erinnerungs-Medaille verliehen worden. Leider sollte dieselbe nicht mehr seine Brust zieren. Bald darnach fing er an zu kränkeln und am 24. März wurde bereits seine Hülle unter grossartiger Betheiligung aus Nah und Fern der Erde übergeben.

**4. Oberbaurath Julius Lott.** Am 24. März 1883 verschied im Alter von 47 Jahren nach monatelangem, schwerem Leiden der Vorstand der k. k. österr. Direction für Staatseisenbahnbauten, k. k. Oberbaurath Lott. Als Sohn des nachmals als Professor an der philosophischen Facultät in Wien rühmlichst bekannten Dr. Fr. C. Lott am 25. März 1836 in Wien geboren, erhielt Jul. Lott seine erste Ausbildung in Göttingen, wo sein Vater als Universitäts-Professor thätig war. Nach dessen im Jahre 1849 erfolgten Berufung an die Universität in Wien besuchte Jul. Lott das k. k. akademische Gymnasium und nach Absolvirung desselben die technische Hochschule in Wien. Die technischen Studien vollendete er im Jahre 1859 in Karlsruhe, woselbst er sodann auch auf kurze Zeit als Assistent des Professors Keller und im Badischen Staatsdienste beim Eisenbahnbaue thätig war.

Im Jahre 1861 wurde Lott durch Bau-Director R. von Etzel zu den Projectirungs-Arbeiten für die Brenner-Bahn herangezogen und wurde ihm sodann auch bei der Ausführung dieser Bahn die Stelle eines Bauführers auf der Strecke Patschmatrei — eine der schwierigsten der ganzen Bahn — über-

\*) Siehe Beilage zum Organ 1881.

tragen. Durch die hierbei an den Tag gelegte Tüchtigkeit gelang es ihm die Aufmerksamkeit des Bauleiters der Brenner-Bahn, Achilles Thommen, auf sich zu lenken, welcher, als ihm die Stelle des Baudirectors der Staatsbahnen in Ungarn übertragen wurde, Lott im Jahre 1867 nach Ungarn berief, und ihm die Leitung der Tracirungs-Arbeiten der Strecke Karlstadt-Fiume und im Jahre 1868 der Strecke Grosswardein-Klausenburg anvertraute. Im Jahre 1869 in die Direction der Ungarischen Staatsbahnen in Pest berufen, wirkte Lott daselbst anfangs als Ober-Inspector bei den Staatsbahnbauten und ward hierauf zum Vorstande der Bau-Ueberwachungs-Abtheilung für die concessionirten Bahnen ernannt. Als im Jahre 1871 beim Bau der Ungarischen Ostbahn in Folge der zwischen der Gesellschaft und der General-Bauunternehmung ausgebrochenen Differenzen eine Krisis eintrat und der Bau nach Auflösung des Pauschal-Vertrags von der Gesellschaft selbst weiter geführt werden musste, erhielt Lott den Ruf als Baudirector dieser Bahn. In dieser Stellung unter höchst schwierigen Verwaltungsverhältnissen bis zum Herbst 1875 thätig, zog er die Aufmerksamkeit des damaligen General-Directors der Theissbahn, späteren Sections-Chefs im österr. Handels-Ministerium, Herrn von Nördling, auf sich, der ihm 1875 den Posten an der Spitze der «Direction für Staatseisenbahn-Bauten» in Wien bei Gelegenheit der damals durchgeführten Reorganisation der «General-Inspection der österr. Eisenbahnen» verschaffte.

Als Lott die Leitung der genannten Direction übernahm, befanden sich die Rakonitz-Protiviner, die Tarnow-Leluchower, die Istrianer- und Dalmatiner-Bahn in der Bauausführung, welchen Linien später noch die Localbahnen Kriegsdorf-Römerstadt, Unterdrauburg-Wolfsberg und Mürzzuschlag-Neuberg anschlossen. Waren die erstgenannten, unter der Amtsführung Lott's vollendeten Linien nach den bisher allgemein gültigen Normalien für Hauptbahnen auszuführen, so galt es bei den letztgenannten Linien, der damals mit Macht zum Durchbruche gelangten Strömung Geltung zu verschaffen, welche dahin abzielte, Bahnen von geringerer Bedeutung mit möglichsten Erleichterungen hinsichtlich der Bauanlage, demnach unter thunlichster Schonung des Baucapitals zur Ausführung zu bringen. Hiermit wurde in der Zeit, in welcher die sonstige Bauthätigkeit in Oesterreich nahezu gänzlich schlummerte, bei den Staatseisenbahnbauten jener Weg betreten, welcher seither bereits zu einer wesentlichen Entwicklung des Eisenbahnnetzes geführt hat, und welchen nunmehr auch die Privatindustrie mit günstigen Resultaten verfolgt.

Die meisten jener Projecte, welche auf die erwähnten Bauerleichterungen Bezug hatten, stammen von Lott her, sodass seine Thätigkeit in dieser Richtung geradezu als epochemachende bezeichnet werden kann, und dass die von ihm zur Durchführung gebrachten Grundsätze später auch bei den aus Privatmitteln hergestellten Secundär- und Localbahnen vielfach als maassgebendes Muster in Anwendung gelangten.

Den verzeichneten Bahnen reihten sich in der Folge noch die Localbahn Ebersdorf-Würbenthal und die Hauptbahnen Donau-Uferbahn und Tarvis-Pontaffelbahn an, welche sämmtlich unter Lott's Leitung in anerkannt solider und ökonomischer Weise ausgeführt wurden.

Seine hervorragendste Leistung als Baudirector ist jedoch unstreitig der Bauentwurf der Arlbergbahn, dessen wohlervogene und bisher vom schönsten Erfolge begleitete Anordnungen in den weitesten Kreisen Anerkennung gefunden haben.

Lott war aber nicht allein ein Talent, sondern auch ein trefflicher Character und als solcher von allen geschätzt, die ihm in dienstlicher oder rein persönlicher Beziehung nahe gestanden.

Die vielfachen Reisestrapazen, welche das Amt mit sich brachte, sollen Lott ein Lungenleiden eingetragen haben, dem er nach einem ziemlich langwierigen Verlaufe erlegen ist.

(Nach Oesterr. Eisenbahnzeitung 1883 Nr. 13.)

5. **Joh. Heinrich Ehrhardt.** Am 23. April 1883 verstarb zu Radebeul bei Dresden ein Veteran der deutschen Eisenbahnmaschinentechnik, der vormalige Maschinenmeister der Sächs. Staatseisenbahnen Johann Heinrich Ehrhardt im hohen Alter von 78 Jahren. Er war am 29. April 1805 in Zella im Thüringerwald als Sohn eines armen Büchsenmachers geboren und erlernte die Profession seines Vaters. Früh erwachte in ihm reger Eifer sich im Wissen und Können zu vervollkommen, das eng bemessene Feld der Büchsenmacherei genügte einem Geist wie Ehrhardt nicht, er ging nach Gotha, wurde daselbst Mechaniker der Münze und reiste mit den besten Empfehlungen des Münzmeisters ausgestattet 1831 nach Belgien, um in den Cockerill'schen Werken in Seraing Beschäftigung zu suchen. Nach halbjährigem Warten, während welcher Zeit Ehrhardt bei einem Optiker in Brüssel arbeitete, gelang es ihm, die lang ersehnte Stellung in Seraing zu erreichen. Er arbeitete praktisch im Dampfmaschinenbau und wurde, da er sich bald als ein brauchbarer mit Energie und Scharfblick begabter Arbeiter zeigte, mit bei der Montage grosser Wasserhaltungsmaschinen verwendet. Durch Erfindung einer Hinterladungskanone erregte er die Aufmerksamkeit des Director Pastor, welcher ihn John Cockerill persönlich vorstellte. Es wurden damals in den Cockerill'schen Werken die ersten Locomotiven nach englischen Modellen gebaut. Ehrhardt wurde bei der Montage dieser ersten Locomotiven mit verwendet und montirte einige Locomotiven selbstständig.

Nach einem 5 jährigen Aufenthalt in Belgien ging Ehrhardt wieder nach Deutschland zurück, besuchte die Kunst- und Gewerbeschule in Düsseldorf, um sich in theoretischen Kenntnissen und im Maschinenzeichnen zu vervollkommen, und wendete sich dann in seine Heimath, woselbst er seine im Ausland erworbenen Kenntnisse des Maschinenbaues zu verwerthen suchte. Eine Reise nach Leipzig machte ihn mit einem der Directoren der Sächsischen Maschinenbau-Compagnie in Chemnitz bekannt und wurde er 1838 von dieser Fabrik für den Bau von Dampfmaschinen und Locomotiven engagirt. Unter seiner Aufsicht wurden daselbst 1839/40 zwei Locomotiven, »Teutonia« und »Pegasus«, gebaut. Die erstere war für die Magdeburg-Leipziger Bahn bestimmt, konnte aber, weil zum damaligen Oberbau zu schwer, nicht in Betrieb genommen werden und wurde von der Magdeburger Dampfschiffahrt-Gesellschaft angekauft und zur Schiffsmaschine umgebaut. Der Pegasus wurde nach einer einjährigen Probezeit von der Leipzig-Dresdener Eisenbahn-Gesellschaft erworben und war daselbst bis 1861 im Dienst.

Die Sächsisch-Schlesische Eisenbahn-Gesellschaft engagierte 1843 Ehrhardt als Maschinenmeister. Während einer 25 jährigen Thätigkeit in dieser Stellung (später im sächsischen Staatsdienst, nachdem die Gesellschaft aufgelöst und die Bahn vom Staat erworben worden war) hat Ehrhardt sich als tüchtiger, praktischer Eisenbahnmaschinentechniker bewährt, sich durch seinen Scharfblick und Erfindungsgabe eine ehrende Stellung unter seinen Fachgenossen erworben und sich vielfach um das Eisenbahn-Maschinenwesen verdient gemacht.

So ist z. B. die jetzt fast allgemein bei allen Wagen angewandte zweiseitige Bremse mit schwingenden Wellen seine Erfindung gewesen (vergl. Eisenbahnzeitung Jahrg. 1847). Auch der Oberbau hat Ehrhardt manche Verbesserung zu verdanken. Die ihm patentirte, den Schienenfuss umgreifende Lasche ist jedenfalls als eine Vorläuferin der jetzt allgemein

angewandten Winkellasche anzusehen. 1861 wurden auf der Sächsisch-Schlesischen Bahn die ersten umwendbaren Gussstahlherzstücke (von Vickers & Co. in Sheffield gegossen) verlegt, deren Construction eine Idee Ehrhardt's zu Grunde gelegen hat.

Durch die Erfindung der transportablen Waagen zur Controlle der Achsenbelastungen von Eisenbahn-Fahrzeugen,\*) wurde Ehrhardt's Name in den weitesten Fachkreisen bekannt. Durch diese Erfindung wurde einem lang gefühlten Bedürfniss abgeholfen und ein wichtiger Schritt in der Einführung von Sicherheitsmaassregeln im Eisenbahnbetrieb gethan.

1869 trat Ehrhardt in den wohl verdienten Ruhestand. Er hatte sich bis zu seinem letzten Lebensjahre einer guten Gesundheit zu erfreuen und hatte das Glück eines sorgenlosen Lebensabends.

\*) Vergl. Organ 1866 S. 14.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Eisenbahn-Oberbau.

#### Oberbau für Arbeitsbahnen von Friedr. Hoffmann.

(D. R. P. No. 9545.)

Dieser Oberbau besteht aus einer  $\wedge$ -förmigen Schiene von nur 2 kg pro Meter Gewicht, welche entweder auf hölzernen Langschwellen (mittelst leichter Hakennägeln oder besser Schienenschrauben) befestigt oder mittelst Betonmörtel auf dem Planum gelagert wird. Querschwellen oder Querstangen sichern die Spurweite. Die für diese Schienen vorgesehenen Räder haben beiderseitige Spurkränze und dazwischen eine breite Lauffläche, wie auch die Spurkränze selbst unten breite Laufflächen besitzen, mittelst dessen die Fahrzeuge auf gewöhnlicher Strasse fortbewegt werden können, während sie auf den Schienen in der Spurrinne laufen. Hierdurch wird zugleich der Fortfall von Weichen ermöglicht, die dann durch Platten ersetzt werden können. Die Räder der zugehörigen Fahrzeuge sitzen lose auf den Achsen und kann daher selbst beim Durchlaufen der engsten Curven keinerlei Schleifen der Räder auf den Schienen stattfinden. Die zu diesem Schienensystem gehörigen Wagen mit losen doppelflantschigen Rädern laufen sicherer auf den Schienen als die bisherigen Eisenbahnwagen, weil jedes Rad sich selbst spurt und daher unabhängig von dem gegenüberliegenden Rade ist; der Hauptvorteil dieses Oberbaues besteht aber darin, dass die Schiene von allen bisher bekannten Oberbausystemen das wenigste Eisen erfordert, daher billiger und leichter als jede andere Schiene ist.

Der Preis dieses Oberbaues beträgt pro Meter Gleis 1 Mk. Ein Wagen für dieses Oberbausystem kostet 115 Mk. und fasst  $\frac{1}{2}$  cbm Erde, bezw. 200 Normalziegel. Da seine Fortbewegung

mit solcher Last den Arbeiter viel weniger anstrengt als der Transport mit der Schiebkarre, so ist leicht zu berechnen in welcher kurzen Zeit die Kosten der Arbeitsbahn und der Wagen sich bezahlt machen.

#### Eisenbahnschienen aus Papierstoff.

Die Chicago- und Milwaukee-Eisenbahn beabsichtigt demnächst einen Versuch mit Eisenbahnschienen aus Papiermasse anstatt der Stahlschienen anzustellen. Wie Engineering berichtet, wird die Papiermasse bei Herstellung der Schienen einem sehr hohen Drucke unterworfen, und soll sie hierdurch eine solche Härte und Unveränderlichkeit erlangen, dass die schwersten darüber fahrenden Locomotiven keinen Eindruck hinterlassen und dass kein Einfluss der Atmosphäre bemerkbar wird. Als weitere Vorzüge des neuen Materiales werden die verminderte Zahl der Schienenstöße und die geringere Längenänderung der Schienen durch Temperaturwechsel, demnach sanfteres Befahren, geringere Abnutzung der Fahrbetriebsmittel, Vermehrung der Adhäsion und schliesslich eine Kosten-Ersparnis von ca.  $\frac{1}{3}$  des Preises der Stahlschienen angegeben. — Da unsere Quelle über Form und Abmessungen des Querschnittes nichts Näheres enthält, setzen wir noch einige Zweifel in die angeführten Vortheile und in die Concurrenzfähigkeit mit Stahlschienen, wie bei den vor mehreren Jahren empfohlenen Eisenbahnschwellen aus Hartglas.\*\*)

\*\* ) Vergl. Organ 1880 S. 38.



## Bahnhofs-Einrichtungen.

Wasserstation mit Pulsometerbetrieb auf Bahnhof Schmiedeberg.  
(Hierzu Fig. 1—13 auf Taf. XXVI.)

Der kurzen Notiz über die Pulsometer-Anlage auf Bahnhof Schmiedeberg auf S. 102 des diesjährigen Organs können wir jetzt nach einer ausführlichen Abhandlung des Maschinen-Inspectors Suck in Görlitz in der Zeitschrift für Bauwesen 1883 S. 53, folgende nähere Angaben mit detaillirten Zeichnungen hinzufügen:

Im Bereiche des königl. Betriebsamtes Görlitz sind seit längerer Zeit bereits 4 Wasserstationen mit Pulsometer-Betrieb eingerichtet und zwar haben die Stationen Glatz, Dittersbach und Gottesberg derartige Apparate grösseren Kalibers (No. 7), und die Station Lauban einen kleineren Pulsometer (No. 4) im Betriebe. Auf diesen Stationen wird jedoch das Wasser zunächst in hochliegende Reservoirs befördert und von diesen nach Bedarf durch längere oder kürzere Leitungen und Wasserkrähe in die Wasserbassins der Locomotiven resp. Tender übergeführt.

Dem entgegen handelte es sich bei der Wasserstations-Anlage auf Bahnhof Schmiedeberg, von der Secundärbahn Hirschberg-Schmiedeberg, die Einrichtung so zu treffen, dass das Druckrohr des Pulsometers zugleich als Wasserkrahn functionirt.

Zu dem Ende wurde als Wasserstationsgebäude eine der in letzter Zeit häufig zur Verwendung gekommenen Wärterbuden aus gewelltem Eisenblech (Patent Tillmanns zu Remscheid) benutzt, welche direct über dem Brunnen montirt, gleichzeitig als Aufenthaltsort für einen Weichensteller dient.

In dem 1,650<sup>m</sup> weiten Brunnen wurde auf einem über zwei Eisenbahnschienen angebrachten Holzboden ein Pulsometer Hall'schen Systems (No. 4) aufgestellt, dessen Saugrohr etwa 2,5<sup>m</sup> lang, bis dicht über die Brunnensohle reicht (Fig. 1 u. 2 Taf. XXVI).

Um als Dampfmotor dienen zu können, wurden die zu speisenden Locomotiven mit einem mit Gewinde versehenen Hahnstutzen ausgerüstet, der an einer vom Führerstande aus leicht zugänglichen Stelle des Kessels angebracht ist.

Demnächst erschien es, um die Inbetriebsetzung des Pulsometers von der Locomotive aus in kürzester Zeit und in möglichst einfacher Weise bewirken zu können, vortheilhaft, das zum Pulsometer führende Dampfrohr an dem Ausleger des Wasserkrahns entlang zu führen. (Vergl. Fig. 6—10 auf Taf. XXVI). Hierdurch wurde erreicht, dass mit nur einer Bewegung vom Trittbloch der Maschine aus gleichzeitig der Ausleger des Krahns und das Dampfrohr in die zur Speisung des Bassins erforderliche Lage oder umgekehrt aus dem frei zu haltenden Profile in die Ruhestellung zurückgedreht werden kann.

Dabei wurde die Schwierigkeit, welche dadurch entstand, dass die Drehachse des Druckrohrs, welches gleichzeitig die Krahnsäule bildet, nicht mit der Achse des verticalen Theiles des Dampfrohres zusammen fällt, durch Einschaltung zweier Hahngehäuse überwunden, welche in jeder Stellung dem Dampf freien Durchgang gestatten (Fig. 9 u. 10).

Dementsprechend haben sich auch die übrigen Details der Construction in der Weise ergeben, wie sie in den Fig. 3—13 auf Taf. XXVI dargestellt sind und geschieht das Wassernehmen der Locomotiven danach in folgender Weise.

Zunächst wird der Krahnausleger vom Trittbloch der Maschine aus herumgedreht und über die Oeffnung des Wasserbassins gestellt, sowie der Blechtrichter a Fig. 6 angehängt, hierauf das am Ende des Auslegers befindliche Dampfrohr b durch Einschaltung eines mit Ueberfallmuttern versehenen Zwischenrohres (Fig. 13) mit dem auf der Locomotive befindlichen Gewindestutzen verkuppelt und der Dampfahn des letzteren geöffnet. Alsdann stellt der Weichensteller oder, wenn dieser anderweitig beschäftigt ist, der Führer resp. Heizer den Pulsometer durch langsames Aufdrehen des Dampfventils an. Das zur Verbindung des Dampfrohres am Krahnausleger mit der Locomotive dienende Zwischenrohr ist, damit es für verschiedene Locomotiven resp. verschiedene Stellungen derselben benutzt werden kann, wie die Fig. 13 zeigt, in der Mitte getheilt und daselbst mit einem Hahngelenk versehen. Für gewöhnlich bleibt das Zwischenstück am Krahnausleger befestigt und wird im Ruhestande durch einen dazu an letzterem angebrachten Haken getragen. Nach Beendigung des Wassernehmens wird das Zwischenrohr von der Locomotive wieder abgeschraubt und der Krahnausleger bis auf die, auf dem Dache der Bude befindliche Stütze zurückgedreht.

Statt der Ueberfallmuttern würde sich auch die Anbringung eines Bajonetverschlusses mit konischer Dichtungsfläche empfehlen.

Um das Einfrieren der am unteren Ende in einer Stopfbüchse drehbaren Krahnsäule zu vermeiden, ist in letzterer seitlich eine Oeffnung angebracht, welche beim Herumlegen des Krahnes nach gemachtem Gebrauch mit einem an dem Stopfbüchsengehäuse angeschraubten Röhrchen communicirt, durch welches dann das in der Säule stehen gebliebene Wasser in den Brunnen zurückfliessen kann. (Siehe Fig. 4 u. 5).

Ferner ist, um die bei den einzelnen Pulsationen auftretenden Stöße des Wassers unschädlich zu machen, die Krahnsäule über das horizontal liegende Ausgussrohr hinweg verlängert und am oberen Ende durch einen mit Gewinde versehenen Zapfen geschlossen, welcher gleichzeitig zur besseren Führung der Krahnsäule benutzt ist (Fig. 1 u. 3). Der hierdurch gebildete Windkessel nimmt, wie sich bei der Inbetriebsetzung der Anlage gezeigt hat, die Stöße des Wassers im Druckrohr auf, so dass ein ununterbrochenes Ausströmen der geförderten Wassermenge stattfindet.

In allen Stücken ist bei der ganzen Einrichtung darauf geachtet, dass sie erforderlichen Falles leicht auseinander genommen und an einer anderen Stelle, wo ein Brunnen vorhanden ist, in dem Zeitraum von wenigen Stunden wieder zusammengestellt werden kann; es dürfte sich dieselbe daher nicht nur für regelmässig betriebene Eisenbahnstrecken, besonders für Secundärbahnen in Gegenden, in welchen die Wasserhältnisse nicht zu ungünstig sind, sondern vorzugsweise auch für Feldeisenbahnen eignen, bei denen es häufig darauf

ankommt, in kürzester Zeit eine derartige Anlage ins Werk zu setzen.

Die Kosten der auf Bahnhof Schmiedeberg ausgeführten Anlage betragen:

- |  |         |
|--|---------|
| 1) für den Brunnen . . . . .   | 180 Mk. |
| 2) für den Pulsometer No. 4 incl. Montage . .  | 400 "   |
| 3) für die complete Krahnenanlage mit Saug-,<br>Druck- und Dampfrohrleitung incl. Montage  | 500 "   |
| 4) für die Bude von Wellblech mit Ausrüstung,<br>aus einem eisernen Ofen mit Röhren, Schutz-<br>blechen, einem Klapptisch, einer Kastenpritsche<br>und Ventilationsvorrichtung bestehend . . . | 550 "   |
| 5) für kleinere Arbeiten am Verbindungsrohr und<br>Nacharbeiten . . . . .  | 70 "    |

Hiernach stellten sich die Gesamtkosten auf . . 1700 Mk., eine Summe, für welche sich bisher wohl auch die bescheidensten Wasserstationen nicht haben herstellen lassen.

Nach verschiedenen kleinen Aenderungen in der ersten Anlage namentlich in Bezug auf die Stellung des Pulsometers im Brunnen lieferte der Pulsometer bei 65 Pulsationen pro Minute 345 bis 375 Liter Wasser, je nachdem die Saughöhe im Brunnen variierte. Dieses Resultat war nach allen Seiten hin zufriedenstellend, und ist die Wasserstation nunmehr seit dem 15. Mai 1882 ununterbrochen im Betriebe.

Es nehmen zur Zeit 2 Tendermaschinen täglich dreimal Wasser, und haben sich Uebelstände bisher nicht gezeigt.

Während des Wassernehmens wird von dem Locomotivpersonal gleichzeitig das Reinigen des Aschkastens, das Abölen

der Locomotive etc. besorgt, und ist zu diesem Zweck vor der Weichenstellerbude eine Aschgrube angelegt.

Liegt der Wasserspiegel im Brunnen tiefer, als bei der vorbeschriebenen Anlage, so kann der Pulsometer ebenso gut in der entsprechenden Tiefe in dem Brunnen aufgestellt und das Dampfrohr mit dem Steigrohr entsprechend verlängert werden. Die Versuche haben ergeben, dass Pulsometer am vortheilhaftesten arbeiten, wenn der Wasserspiegel im Brunnen möglichst constant bleibt.

Bei rationeller Anwendung dieser Apparate und Berücksichtigung der gegebenen Verhältnisse dürfte die Verwendung derselben immer grössere Dimensionen annehmen. In der That lässt der Umstand, dass sich im Laufe der letzten Jahre eine ganze Reihe von Firmen mit der Herstellung solcher Apparate beschäftigt, wohl den Schluss gerechtfertigt erscheinen, dass Pulometeranlagen in vielen Fällen als sehr empfehlenswerthe Wasserhebwerke betrachtet werden können.

Nicht minder könnte durch dieselben dem Bedürfniss für eine grosse Anzahl von Wasserstationen auch auf Vollbahnen Genüge geleistet werden, besonders da, wo Tag und Nacht Reservemaschinen im Dampf stehen, welche oft stundenlang unbeschäftigt sind und während dieser Zeit ohne grossen Kostenaufwand, besonders ohne Anlage und Abwartung von Dampfkesseln und unter gänzlichem Wegfall der Dampfpumpen mit ihren nicht unbedeutenden Unterhaltungskosten, die eventuell aufzustellenden Wasserbottiche mit dem nöthigen Vorrath versehen können.

A. a. O)

## Maschinen- und Wagenwesen.

### Ludw. Gutmann's Wägeapparat für Eisenbahnfahrzeuge.

(Hierzu Fig. 23 und 24 auf Taf. XXVI.)

Die bekannten Ehrhardt'schen Centesimalwaagen \*) zur Untersuchung der einzelnen Achselbelastungen der Eisenbahnfahrzeuge wurden kürzlich durch eine Construction von Ludw. Gutmann in Mühlacker (Württemberg), welcher sich diesen Apparat unterm 21. Juni 1882 im Deutschen Reiche (D. R. P. No. 20509) patentiren liess, ganz wesentlich verbessert. Dieselbe zeichnet sich namentlich durch ihre sichere und praktische, entlang der Schienen stattfindende Aufstellungsart aus, welche sie für alle Gleisstellen anwendbar macht. Das Rad des Fahrzeugs wird hierbei von einer Klaue a (Fig. 23 und 24 Taf. XXVI) gefasst, welche sich mit einem Mittelstück d auf den Waagehebel f stützt und den von der Last beim Heben dieses Hebels mittelst Schraube p ausgeübten Druck unter Vermittelung einer in ihrer Länge zu regulirenden Zugstange r auf den Skalenhebel h überträgt. Mit dem kürzeren Ende des letzteren ist noch ein kleinerer Hebel l verbunden, welcher durch die Stellung seines Laufgewichtes auch die Kilogramme abzulesen gestattet.

Das Gestell der Waage, welches zur Herstellung der Stützpunkte für die Waagehebel f, h und l dient, besteht aus den

beiden Füßen m und n, welche durch eine Stange mit einander verbunden, sich einestheils auf den Schienenfuss, andererseits mit Schrauben p und Platten auf den Boden stützen, wobei eine genaue Horizontalstellung der Hebel unter Zuhilfenahme einer Setzwaage t erfolgen kann.

Damit der Angriffspunkt der Klaue und des Zwischenstückes mit dem Stützpunkte des letzteren auf den Hebel f in einer Vertikalebene zu liegen komme, ist das Stück d um die Flantsche des Rades herumgebogen.

### Offene Güterwagen mit beweglichem Dach aus Wellblech.

construirt von Edw. Thomas in Oswestry (England).

Die in Fig. 17 auf Taf. XXVI dargestellte Skizze erläutert diese sinnreiche Construction, welche als Ersatz der bisher bei offenen Güterwagen gebräuchlichen wasserdichten Decken dienen soll. Das aus dünnem gewelltem Stahlblech bestehende Dach ist der Länge nach durch angenietete T-Eisen verstärkt und wird in der Quere durch zwei an den Enden angebrachte gebogene Winkeleisen versteift. Mit letzteren in Verbindung steht beiderseits ein eiserner Rahmen, dessen zwei Zapfen a und b in die kreisförmigen Schlitzte einer am Wagengestell befestigten Führung eingreifen. Soll der Wagen geöffnet werden, so benutzt man entweder den einen oder den andern

\*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1866 S. 14 und im Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik 4. Bd. 2. Aufl. S. 335.

Zapfen als Drehpunkt und schwingt das Dach nach rechts oder links hinüber, wie dies in Fig. 17 punktirt angedeutet ist.

Die zum Anhub erforderliche Kraft bei den für einen gewöhnlichen englischen Güterwagen (von 100 Ctr. Ladefähigkeit) wird mit nur etwa 50 kg angegeben.

(Nach Engineering 1882. 34. Bd. S. 400.)

#### Die Erzeugnisse des Waggonbaues auf der Moskauer Industrie- und Kunst-Ausstellung 1882.

Einem Vortrage, gehalten im Techn. Verein zu Riga am 23. November 1882 vom Maschinen-Ingenieur E. Bing, Director der Russisch-Baltischen Waggonfabrik über den oben genannten Gegenstand entnehmen wir folgende interessante Angaben über die Fortschritte, welche der Eisenbahn-Wagenbau in Russland in den letzten Jahren gemacht hat und insbesondere über die dort entstandenen neuen Constructionen von verschiedenen Personenwagen, Directions- und Dienstwagen, sowie einer Anzahl origineller Specialwagen. Danach beträgt die Zahl der russischen Waggonfabriken — einige Etablissements abgerechnet, welche nur nebenbei Güterwagen bauen — zur Zeit 5, und zwar sind dies Struve in Kolonna, Malzow in Briansk, Bernadaki in Sormowa, Lilpop, Rau & Löwenstein in Warschau und die Russisch-Baltische Waggonfabrik in Riga. Diese waren sämmtlich auf der Ausstellung vertreten, ausserdem hatten auch einzelne Eisenbahnwerkstätten eine grössere Zahl Waggons (zum Theil als selbst neu gebaut, zum Theil für gewisse Zwecke umgebaut) ausgestellt.

Der Zahl nach hatten hauptsächlich ausgestellt: die grosse Eisenbahn-Gesellschaft incl. Nicolai- und Nischnij-Nowgorod-Bahn 8, Riga 5, Malzow 5, Lilpop etc. 4, Struve 2, Bernadaki 2 Waggons.

Der Gattung nach vertheilen sich die Wagen wie folgt:

A. Personen-, Directions- und Dienst-Waggons	
I. Classe . . . . .	7 Wagen,
Mit I. und II. Classe . . . . .	1 „
II. Classe . . . . .	2 „
III. Classe . . . . .	2 „
Directionswagen . . . . .	1 „
Dienstwagen . . . . .	1 „
	<u>Summa 14 Wagen.</u>

B. Wagen zum Transport von Verwundeten (Lazarethwagen) 4 Stück.

C. Pferdebahnwagen 3 Stück.

D. Güterwagen und Plattformen 7 Stück.

E. Specialwagen, und zwar

für Fleisch . . . . .	3
„ Naphta . . . . .	2
„ Kohlen . . . . .	2
„ Bier . . . . .	1
„ Milch . . . . .	1
„ Viehtransport . . . . .	1
„ lebende Fische . . . . .	1
Heizkesselwagen . . . . .	1
	<u>Zusammen 12.</u>

Vor Eingehen in die Einzelbeschreibung ist noch zu erwähnen, dass die in genannten Ziffern enthaltenen 5 Wagen

der Malzow'schen Fabrik für schmale Spur (3'), alle übrigen für Normalspur gebaut sind.

#### A. Personen-, Directions- und Dienstwagen.

1) Wagen I. Classe von Bernadaki in Sormowa, achträdrig, ruht auf 2 drehbaren Untergestellen, System Pulmann, und zwar liegt auf je 2 Achsbüchsen ein Balken in der Längsrichtung des Wagens, die 2 Balken tragen mittelst je zweier vierfacher Spiralen die sogenannten Trucks, in welchen ein beweglicher Querbalken eingehängt ist; auf diesen Querbalken liegen elliptische Langfedern, und zwar sind bei diesem Wagen je drei Federn zu einem Ganzen verkuppelt. Auf diese Federn ist ein oberer Querbalken gelagert, dessen Mitte ein Spurlager trägt, auf dem sich mittelst eines Zapfens der Wagen mit einem Ende lagert. Das andere Ende ist genau ebenso unterstützt. Das Doppelfeder-System und die genannte eigenthümliche Aufhängung geben dem Wagen einen äusserst ruhigen Gang und die Möglichkeit, Curven von kleinem Radius zu befahren. Das Innere des 16,3<sup>m</sup> langen Wagens bildet zum grossen Theil einen ungetheilten Raum von 12<sup>1</sup>/<sub>2</sub><sup>m</sup> Länge, in dem sich 18 Stühle befinden, und zwar an jeder Seite 6 und in der Mitte ebenfalls 6. Jeder Stuhl lässt sich unabhängig von dem andern durch Aufklappen des Sitzes und Zurücklegen der Rücklehne in eine Schlafstelle verwandeln. Solche Wagen sind schon seit mehreren Jahren auf der Nicolai-Bahn in den Courierzügen unter dem Namen Sessel-Schlafwagen im Gebrauch. Ein wesentlicher Uebelstand bei dieser Construction ist der, dass der obere Aufbau in der ganzen Länge keine Unterstützung hat und sich in Folge dessen beträchtlich durchbiegt (hier speciell 40<sup>mm</sup>). Der Wagen ist besonders elegant und für die Ausstellung gebaut. Die Möbel sind mit gepresstem Plüsch bezogen, was zwar sehr hübsch aussieht, aber nicht praktisch ist, da die im Plüsch eingepressten Muster bei etwaiger Berührung mit irgend einer Flüssigkeit zerstört werden. Die Wände des Wagens sind mit gepressten Papiertapeten bekleidet und die Holzverkleidungen in schweren Profilen in Mahagoni-Holz sauber ausgeführt. Die Beleuchtung erfolgt mit 5 grossen Gaslampen. Der Wagen hat eine Wasserheizung mit Ofen in besonderem Raume, ferner ein Dienstcoupé, Toilette und Closet und einen Raum, in dem ein Filter für Trinkwasser aufgestellt ist. Die Endplattformen des Wagens waren offen und mit einem äusserst reichen und kunstvollen Schmiedeeisengitter umgeben, das den Namen der Fabrik, ebenfalls in künstlicher Schlosserarbeit, trug; auch auf die umklappbaren Einsteigetrichte war ein nicht gewöhnlicher Luxus verwandt. Das Aeusserere des Wagens war durch das Vernickeln von Achsbüchsen, Buffer etc. besonders auffallend. (Der Preis war mit Rbln. 16000 angegeben, der Wagen hat indessen der Fabrik bedeutend mehr gekostet.)

2) Ein Schlafwagen I. Classe der Grossen Gesellschaft, gebaut in deren Werkstätte in Petersburg, ebenfalls achträdrig und auf den gleichen Pulmann-Trucks gelagert, wie Nr. 1, nur mit dem Unterschiede, dass hier jeder Satz elliptischer Federn 4 Federn hat, während Nr. 1 nur 3 aufweist. Die Länge des Wagens ist 16,44<sup>m</sup>. Die innere Einteilung ist folgende: Beide Enden haben geschlossene Perrons

mit anliegenden Retiraden und Toiletten; ferner findet sich noch ein Dienstcoupé und ein Ofenraum. An der einen Längsseite ist ein durchlaufender Corridor (System Heusinger v. W.), in den die Thüren von 4 viersitzigen und 2 zweisitzigen Coupé's münden; letztere können durch Zusammenklappen der Zwischenwand in ein geräumigeres (3<sup>m</sup> langes) Coupé verwandelt werden. Die Rücklehnen der Sitze werden aufgeklappt und umgedreht, die unteren Sitzkissen werden ebenfalls umgekehrt, so dass jede Bank zwei vollständige Betten für die Nacht repräsentirt. Solche Wagen laufen auf der Linie Petersburg-Wirballen. Auf Verlangen erhält daselbst der Passagier Bettwäsche, bestehend aus zwei Laken, einer Woldecke und einem Kopfkissen. Während die bereits laufenden gleichen Wagen Beleuchtung durch Astralin-Lampen und Wasserheizung, System Leonow, haben, hat dieser Ausstellungswagen Gasbeleuchtung und Dampfheizung, sowie für den Nothfall einen Ofen.

3) Wagen I. Classe der Morschansk-Sysraner Bahn, umgebaut in der Werkstätte in Pensa. Der Wagen hat 3 Achsen und ein hölzernes Untergestell. Die Federn sind besonders schwer und haben 12 Blätter: nichtsdestoweniger sind dieselben vollständig durchgebogen. Der Oberkasten ruht elastisch auf 12 Consolen. An den Ecken des Wagens sind Apparate angebracht, welche die Bewegungen des Kastens gegen das Untergestell markiren. Diese Marken zeigten eine sehr geringe Bewegung, was jedoch nicht darauf schliessen lässt, dass der Wagen ruhig geht, da die Marken nur die relativen Schwankungen des Kastens gegen das Untergestell angeben. Der Wagen ist 9,67<sup>m</sup> lang, hat einen seitlichen Eingang in der Mitte jeder Längswand und im Innern einen sechssitzigen Salon, ein viersitziges Damencoupé und ein dreisitziges Halbcoupé, ausserdem Toilette, Closet und Ofen. Die Schlafeinrichtung im Salon und Halbcoupé ist derart, dass jeder Sitz durch Herausklappen der Rücklehne, welche sich auf das Sitzkissen legt, in einen Schlafplatz verwandelt wird, wie solches auf der Riga-Dünab. Bahn in den neuen Wagen I. Classe ausgeführt ist.

4) Sesselschlagwagen der Grossen Gesellschaft (Nischnij-Nowgorod Bahn), gebaut in der Bahnwerkstätte zu Kowrow, welche die meisten neueren Wagen der Grossen Gesellschaft in sehr guter Weise ausgeführt hat. Auch dieser Wagen verdient volle Anerkennung; er hat 3 Achsen mit Holzscheiben-Rädern (Mansell) und ruht auf Federn von 11, resp. 10 Lagen. Die innere Einrichtung ist ähnlich der des Wagens Nr. 1 von Sormowa: der Wagen hat jedoch in Folge seiner geringeren Länge nur 14 Sessel, welche derart versetzt sind, dass die Communication eine bequeme ist. Selbstverständlich ist auch hier ein Closet vorhanden. Der Wagen wird mit warmem Wasser nach System Leonow, welches zugleich Heizung und Ventilation vereinigt, erwärmt; die Beleuchtung erfolgt durch Gas. Die äussere Lackirung dieses Wagens war die beste aller ausgestellten Wagen.

5) Wagen I. Classe der Grossen Gesellschaft (Petersburg-Warschauer Bahn), gebaut in der Petersburger Werkstätte. Der Wagen ruht auf 3 Achsen, hat besonders starke Langfedern (14 und 13 Blatt) und 2 Querfedern, welche die Vermittelung zwischen Kasten und Untergestell bilden; da hierdurch ein bedeutendes Schwanken des Kastens entstehen

würde, sind ausserhalb der Langbalken 12 Consolen mit leichten Spiralfedern angebracht. Die Langbalken sind der Querfedern wegen durch ein Sprengwerk, das an den unteren Enden der Achsgabeln angreift, versteift. Die innere Eintheilung ist nach dem System Heusinger v. W. angeordnet und zwar ein Längscorridor, von dem man in 4 viersitzige Coupé's gelangt. Die Beleuchtung geschieht theils durch Astralinlampen, theils durch Kerzenlaternen, welche letztere die Wagen- und Coupénummern eingeschliffen tragen. Die Heizung ist System Leonow. Der Wagen enthält einen Heizraum, 1 Closet und 1 Toilette.

6) Wagen I. Classe der Finnischen Bahn, gebaut in deren Werkstätten. Der Wagen ruht auf 3 Achsen. Die Federn haben 9 und 8 Blatt und eine eigenthümliche Aufhängung derart, dass die Zugzapfen der Federn nochmals besonders durch Kautschukringe elastisch gemacht sind; die Federgehänge sind ausnahmsweise lang und gestatten besonderes seitliches Spiel. Die innere Eintheilung ist dieselbe wie beim vorbeschriebenen Wagen. Der Wagen hat Dampfheizung. Eine Beleuchtung war nicht angebracht.

7) Wagen I. Classe für die Riga-Dünaburger Bahn, gebaut in der Waggonfabrik in Riga. Das Untergestell ruht auf drei Achsen und sechs Hauptfedern von 9 und 10 Blatt. Der Oberkasten liegt nicht direct auf dem Untergestell, sondern es sind unter vier Querträgern mittelst regulirbarer Charnierstangen besondere Tragschemel aufgehängt, deren Enden je eine elliptische Feder tragen, worauf der Kasten ruht. Die seitlichen Schwankungen sind durch elastische Arretirvorrichtungen ausgeschlossen. Diese neue Aufhängungsart giebt, wie Versuche erwiesen haben, einen äusserst ruhigen Gang. Der Wagen ist 11<sup>m</sup> lang, nach System Heusinger v. W. angeordnet und enthält ein sechssitziges Coupé gewöhnlicher Anordnung und zwei salonartige, sechssitzige Coupé's, in denen auf einer Seite ein Längsdivan, auf der andern drei Einzelsitze angebracht sind, welche durch Herausklappen in einen bequemen Schlafplatz verwandelt werden. Die Möbel sind mit elegantem blau-grünem Plüsch frisé bekleidet. Der Wagen hat Closet und Toilette, Kerzenbeleuchtung und Dampfheizung.

8) Wagen I./II. Classe aus der Fabrik Struve in Kolomna. Der Wagen ruht auf 8 Rädern und zwei beweglichen Trucks; dieselben sind jedoch nicht nach dem Pulmann-System gebaut, sondern bestehen aus ganz eisernen Gestellen mit vier gewöhnlichen Langfedern. Der Wagenkasten hat eine Länge von 14,8<sup>m</sup> und ist durch das übliche Sprengwerk versteift. Die I. Classe (15 Plätze) hat Bezüge von rothem Plüsch, die zweite (17 Plätze) mit grau und braun gestreiftem Plüsch. Die I. Classe ist nach System Heusinger v. W. mit 2 sechssitzigen und einem dreisitzigen Coupé angeordnet, die zweite hat einen offenen Raum für 13 und ein kleines Coupé für 4 Personen. Die Beleuchtung ist für Kerzen, die Heizung für warmes Wasser eingerichtet. Dieser Wagen ist der erste von dieser Fabrik gebaute Personenwagen höherer Classe und dieser Versuch ist als gelungen zu betrachten.

9) Wagen II. Classe der Grossen Gesellschaft (Nicolai-Bahn), aus der Petersburger Werkstätte, 8rädig auf Pulmann-Trucks, genau wie unter Nr. 2 beschrieben, enthält an beiden Enden einen kurzen Längscorridor, an den je ein

Nichtraucher-Coupé zu 6 Sitzen, je eine Toilette und Closet, resp. Dienst-Coupé, anschliesst. Der Mittelraum ist durch 2 Zwischenwände in 3 durch die ganze Breite des Wagens gehende Räume getheilt und zwar für 15, 16 und 7 Plätze, enthält also im Ganzen 50 Plätze. Heizung: Dampf, Beleuchtung: Gas.

10) Wagen II. Classe der Grossen Gesellschaft, ebenfalls Nicolai-Bahn und in der Petersburger Werkstätte gebaut, 6rädig, mit Mansell-Rädern versehen; enthält zwei 6sitzige Coupé's und zwischenliegendes Dienst-Coupé an einem Corridor und einen allgemeinen Raum in der ganzen Wagenbreite mit 20 Sitzen, sowie Toilette und Closet. Heizung: Dampf und Beleuchtung: Gas. Der Wagen ist mit einer Westinghouse-Bremse versehen.

11) Wagen III. Classe der Moskau-Rjäsan-Bahn, gebaut in deren Moscauer Werkstätten, sechsrädig, ist durch Querwände derart getheilt, dass man von einem gedeckten Perron in ein allgemeines Coupé mit 28 Sitzplätzen gelangt, sodann in einen Raum, der zu einer Seite Closet, zur andern

einen Ofen hat; dann folgt ein Damen-Coupé mit 8 Sitzplätzen und daran schliesst sich ein Nichtraucher-Coupé mit 16 Plätzen. Der Gang zwischen den Bänken liegt in der Mitte, d. h. alle Bänke sind für zwei Plätze eingerichtet, bei welcher Anordnung bekanntlich keine einzige Bank lang genug wird, um sich zum Schlafen darauf ausstrecken zu können. Kerzenbeleuchtung, Ofenheizung. Die Bremse zeigt eine etwas gegen die übliche abweichende Form, die aber keine Verbesserung genannt werden kann. Die Kuppelung ist derart eingerichtet, dass sie von aussen mit einer Stange bedient werden kann, und zwar construirt von Herrn Danilow; auch dies ist weder etwas Neues, noch Empfehlenswerthes. Die Federn des Wagens zeigen eine bedeutende schädliche Durchbiegung.

12) Wagen III. Classe, gebaut von Malzow für schmale Spur, 6rädig, mit Bänken an den Längsseiten des Wagens, ausserdem ist ein Closet vorhanden.

Die üblichen Gepäck-Netze oder Gepäck-Bretter sind weggelassen, dagegen mehrere Huthaken angebracht. (Schluss folgt.)

## Allgemeines und Betrieb.

### Die schmalspurige Zahnradbahn bei Salgó-Tarján in Ungarn.

Ueber diese durch einen grossen Unglücksfall im Februar d. J. zuerst bekannt gewordene Zahnradbahn, entnehmen wir einem im Club österr. Eisenbahn-Beamten am 3. April gehaltenen Vortrage des Inspectors Jul. Glück, welcher seitens der k. k. General-Inspection an Ort und Stelle entsendet worden, folgende interessante Angaben:

Diese Bahn ist eine schmalspurige gemischte Adhäsions- und Zahnradbahn von 790<sup>mm</sup> Spurweite und kann im Gegensatz zu dem normalspurigen Systeme Riggenbach als secundäre Zahnradbahn bezeichnet werden. Sie hat die Kohle von der ca. 210<sup>m</sup> oberhalb der Hüttensohle gelegenen Kohlengruben in das Eisenwerk Salgó-Tarján der Rima-Murányer Eisenwerks-Gesellschaft zu schaffen und hat die schmalste Spur unter den bekannten Zahnradbahnen.

Als vor 15 Jahren nach Eröffnung der Pest-Losonczter Bahn das Eisen-Raffinirwerk in Salgó-Tarján (etwa 17 Meilen von Pudapest entfernt) ins Leben gerufen wurde, welches Werk 12—1300 Arbeiter beschäftigt und etwa 250,000 Mtr.-Ctr. Handelseisen, Façoneisen, Bauträger, Grubenschienen, Achsen und Drahtstifte erzeugt, wurde eine schmalspurige Bahn mit den ausgedehnten, ausschliesslich durch Stollenbauten über 200<sup>m</sup> hoch über der Hütte aufgeschlossenen Kohlenwerken angelegt. Diese Bahn hatte in ihrer ersten Anlage drei Bremsberge von 106, 171 und 126<sup>m</sup> Länge mit den resp. Steigungen von 302, 316 und 413<sup>0/00</sup> enthalten. Der unterste und der oberste Theil, sowie jener Theil zwischen dem zweiten und dem dritten Bremsberge in der Länge von 2130, 1344 und 950<sup>m</sup> mit Maximalsteigungen von 23, 17 und 10<sup>0/00</sup>, und mit Curven von 45 bis 200<sup>m</sup> Radius wurde von Locomotiven betrieben, während auf der den ersten und zweiten Bremsberg verbindenden Strecke von 437<sup>m</sup> Länge, 4<sup>0/00</sup> Maximal-Steigung und Curven von 80 bis 100<sup>m</sup> Radius der Pferdebetrieb eingeführt war. Die Bahn hatte einen Querschwellen-Oberbau mit Grubenschienen von

ca. 10 kg Gewicht pro Mtr., und war einspurig, die Bremsberge jedoch doppelspurig.

Nachdem der Kohlenbedarf für die Hütte mit den Jahren ein immer grösserer wurde, — er erreichte bis 1880 3000 Mtr.-Ctr. pro Tag, — der mit der vorhandenen Bahnanlage, welche, wenn Alles klappte, 2800 Mtr.-Ctr. per Tag und zwölfstündiger Arbeitszeit zur Hütte brachte, nicht mehr gedeckt werden konnte, und weil der Betrieb auf derselben durch die Zugkraftkosten für zwei Locomotiven und vier Pferde, durch die Kosten für 24 Mann zur Bedienung der Bremsberge etc., endlich durch den grossen Verschleiss der Drahtseile der Bremsberge auch ein theurer war, so musste, wenn sich auch der Betrieb bis zum Jahre 1880 ohne grössere Schwierigkeiten und Unfälle anstandslos abwickelte, daran gedacht werden, diese Bahn leistungsfähiger zu machen, und wurden hierauf bezügliche Verhandlungen gepflogen, bis im Jahre 1880 die Bauunternehmung Wagner & Cathry den Bau übernahm. Die Bedingungen, welche die Hütten-Direction hierbei stellte, waren folgende:

1. Die alte Spur, sowie die alten Kohlenwagen (Hunde) sollen beibehalten werden.

2. Die Bahn soll nach Beseitigung der Bremsberge und Ersatz derselben durch Zahnradstrecken sowohl auf diesen, wie auf den Zwischenstrecken mit denselben Locomotiven betrieben werden, die somit gemischten Systemes, Adhäsions- und Zahnrad-Maschinen sein mussten.

3. Die Bahn muss täglich mindestens 300 Tonnen Kohlen in Zügen von 15 geladenen Hunden à 2 Tonnen Kohlenfüllung von der Grube ins Werk schaffen können.

4. Die alten Adhäsions-Bahnstrecken sollen möglichst beibehalten und der Betrieb während des Umbaus nicht unterbrochen werden.

Diese Anforderungen, an und für sich sehr bedeutend, wurden nicht wenig erschwert durch die geforderte aussergewöhnliche Leistung der Locomotive bei der Thalfahrt auf den

Zahnstangenstrecken und durch die bereits vorhandenen engen Curven.

Auf Grundlage dieser Bedingungen entstand die gegenwärtige Sargó-Tarjánér Adhäsions- und Zahnrad-Bahn. Die Trace derselben besteht aus einer zu unterst gelegenen Adhäsions-Bahn von 2030<sup>m</sup> Länge, einer Maximal-Steigung von 25 ‰, und Curven von 45 bis 400<sup>m</sup> Radius, dann einer Zahnstangenstrecke von 990<sup>m</sup>, 105 ‰ Steigung und Curven von 80 bis 100<sup>m</sup>, hierauf folgt eine Adhäsionsstrecke von 1020<sup>m</sup> Länge, 17 ‰ Steigung und Curven von 50 bis 200<sup>m</sup> Radius, dann eine zweite Zahnstangenstrecke von 618<sup>m</sup> Länge, 105 ‰ Steigung und Curven von 80 bis 100<sup>m</sup> Radius, endlich eine Adhäsionsbahnstrecke von 393<sup>m</sup> Länge, von 10 ‰ Steigung und Curven von 50 bis 100<sup>m</sup> Radius. An diese letzte Strecke schliesst sich die Stollenbahn an.

Die ganze Bahn ist eingleisig, am Fusse des ersten und am oberen Ende des zweiten Bremsberges sind Ausweichen vorhanden.

Der Oberbau ist ein solider Querschwellen-Oberbau, mit eichenen, verhältnissmässig starken Schwellen, von denen auf Schienenlänge von 3<sup>m</sup> fünf Stück eingelegt sind; die auf der Adhäsionsbahn schwächeren, auf der Zahnstangenbahn stärkeren Grubenschienen, letztere von ca. 15 kg per Meter sind genagelt, und erstere von ca. 10 kg per Meter mit Kuppelungslaschen versehen.

In den Zahnradstrecken ist noch ausserhalb der Schienen, um das Gleise unverrückbar zu machen, ein hohles Façoneisen auf die Schwellen, pro Schwelle mit je einer Schraube, aufgeschraubt.

Die Zahnstange besteht aus Stücken von 3<sup>m</sup> Länge. Sie ist aus zwei Winkleisen gebildet, in welche die Zähne von Schmiedeeisen eingienietet sind. Für die Bögen wurden die Zahnstangenstücke im geraden Zustande fertig gestellt, und dann erst entsprechend gebogen. Sie liegt, mit Ausnahme der letzten Stücke des Ein- und Auslaufes der Zahnradbahn in die Adhäsionsbahn-Strecken, an ihren Stössen auf zwei entsprechend hohen [-Eisen, mit welchen sie verschraubt ist. Diese Unterlagen selbst liegen auf in den Schwellen eingelassenen Unterlagsplatten, welche an der Bergseite einen Ansatz haben, um das Verschieben der Zahnstange zu verhindern, und sind wieder mit diesen und den Schwellen verschraubt. Zwischen den Stössen ist die Zahnstange nur auf entsprechend hohe, auf die Schwellen aufgesetzte Holzklötze aufgelagert, und auf diese und die darunter liegende Schwelle aufgeschraubt.

Die Zahnstange geht über das Ende der Zahnstangenstrecke zu beiden Seiten auf die anschliessenden Adhäsions-Bahnstrecken etwa auf Zuglänge hinaus. Das letzte Stück dieser Zahnstangen-Enden hat auf beiden Seiten gegen die anschliessenden Adhäsionsbahnstrecken weiter auseinander stehende und immer niedriger werdende Zähne, und ist gegen den nächsten Zahn-

stangenstoss drehbar, und auf vier Spiralfedern gelagert, um das Einlaufen der Zahnräder der Locomotive möglichst sanft zu gestalten.

Am Drehpunkte sind zwei Spiralfedern angebracht; in der Mitte und am Ende je Eine. Die Spiralfedern sind auf die Schwellen, in auf diesen aufgeschraubten eisernen Gestellen, in welchen die Zahnstange geführt wird, aufgesetzt. Eine Ueberhöhung der Schienenstränge in den Curven der Zahnradbahn ist nicht vorhanden. (Schluss folgt.)

#### Dampfkrahn zum Uebersetzen der Fahrzeuge der North Shore-Railway in Quebec (Canada),

construirt von A. Davis, Maschinen-Director.

Die Skizze Fig. 18 auf Tafel XXVI erläutert die grossartige Krahnconstruction, welche seit kurzem in Quebec in Betrieb ist. Da die Flussübersetzung mittelst Dampffähre über den Lorenzstrom in Quebec, welche bei dem regelmässig dort eintretenden mächtigen Eisgang den Dienst versagte, und es so unmöglich wurde, die Fähre bis dicht ans Ufer zu bringen, so wurde beschlossen, auf das Anlegen der Fähre zu verzichten und die Eisenbahnfahrzeuge über eine Entfernung von 10<sup>m</sup> durch die Luft auf das Ufergleise zu befördern. Diese kühne Idee wurde thatsächlich ausgeführt und ein Krahn mit einer Ausladung von etwa 15<sup>m</sup>, einer Hubhöhe von 9<sup>m</sup> und einer Tragfähigkeit von 85 Tonnen, um erforderlichen Falles auch die schwersten Locomotiven mit Sicherheit heben zu können, von dem Maschinen-Director A. Davis in Quebec construirt.

Der auf 14 Rollen laufende, mit Kessel und Dampfmaschine versehene Krahnwagen bewegt sich, sobald die Dampffähre in die entsprechende Nähe zum Ufer gekommen ist, hinaus, bis das Ende des Auslegers über die Dampffähre hinausragt. Dann senkt sich ein förmliches Brückenfeld herab, der Wagen wird eingeschoben, gehoben, der Krahn fährt zurück und setzt den Wagen auf das Ufergleise. Dieses ganze Manöver soll nicht mehr als 1½ Minuten Zeit erfordern.

(Nach Scientific American 1882, Bd. 67, S. 319.)

#### Durch Einsturz von Brücken auf nordamerikanischen Eisenbahnen

sind, wie die Railroad Gazette berichtet im vorigen Jahre 38 Züge verunglückt; und zwar durch offene Drehbrücken 6 Züge. Im Jahre 1881 sind 44 Brücken unter Eisenbahnzügen eingestürzt. Dagegen war die Zahl der durch Einsturz von Brücken verunglückten Züge in den Jahren 1876—1880 nur beziehungsweise 16, 17, 21, 21, 20. Die auffallende Zunahme in den letztvergangenen beiden Jahren wird der Vergrösserung des Bahnnetzes (in jedem dieser Jahre mehr als 16,000 km) und dem hier mit in Verbindung stehenden Bau sehr vieler und langer Holzgerüstbrücken (trestle-works) zugeschrieben.

A. a. O.

## Technische Literatur.

**Die historische Entwicklung des Deutschen und Deutsch-Oesterreichischen Eisenbahn-Netzes vom Jahre 1838 bis 1881.** Herausgegeben vom königl. preussischen statistischen Bureau. Bearbeitet von Ernst Kühn, Berlin 1883, Verlag des königl. Statistischen Bureaus, gr. 4 XXII und 180 S. nebst Atlas mit 46 Karten. 16 Mark.

Das vorliegende Werk bildet zugleich das XII. Ergänzungsheft zur Zeitschrift des königl. preussischen statistischen Bureaus und ist eine der wichtigsten Erscheinungen auf dem statistischen und kartographischen Gebiete des deutschen und deutsch-österreichischen Eisenbahnwesens. Die Arbeit zerfällt in zwei Theile, von welchem der erste in tabellarischer, der zweite in graphischer Form, die Entwicklung des deutschen und deutsch-österreichischen Eisenbahnnetzes in den Jahren 1838 (bzw. 1835) bis 1881 (bzw. 1882), und zwar für den ersteren mit besonderer Berücksichtigung der preussischen Eisenbahnen, zur Anschauung bringt.

In dem I. Abschnitt des ersten Theiles ist die Entwicklung der einzelnen Bahngebiete mit besonderer Berücksichtigung der preussischen Eisenbahnen behandelt. Namentlich sind es, was Entstehung, Zusammenlegung von Bahngebieten und Strecken, Uebergang in andere Verwaltungen u. s. w. anbelangt, die verwickelten Verhältnisse der preussischen Staatseisenbahnen, welche eine besondere Behandlung erfahren haben. Jede einzelne dieser gebietsweisen Darstellungen ist in Unterabtheilungen zerlegt, deren erste die Angaben der auf die Entstehung des Bahngebietes in der Hauptsache bezüglichen gesetzlichen Bestimmungen, Concessionen, Verträge u. s. w., die eröffneten Strecken, die Eröffnungszeiten und Längen, sowie die hauptsächlichsten Momente in der Verwaltung oder im Wechsel dieser letzteren enthält. Die zweite Abtheilung giebt in einer Wiederholung den Längenbestand des Bahngebietes am Schlusse des Jahres 1881, nebst einer Vertheilung der Längen auf die Staaten und Landestheile, während die folgende dritte Abtheilung, die auf Grund des Allerhöchsten Erlasses vom 23. Februar 1881 angeordnete Verwaltungsbezirks-Eintheilung enthält. In einer weiteren vierten Unterabtheilung sind schliesslich die mit den einzelnen Bahngebieten mittlerweile verschmolzenen oder deren Bestandtheile bildenden Bahnunternehmungen vor ihrer Vereinigung mit dem Hauptunternehmen einzeln behandelt.

Aehnlich dieser Darstellung ist auch bei den grösseren preussischen Privat-Eisenbahnen, sowie den ausserpreussischen deutschen und deutsch-österreichischen Eisenbahnen verfahren.

Der II. Abschnitt enthält in 3 Tabellen:

- 1) die Zusammenstellung der im I. Abschnitte bestimmten Längen gebietsweise,
- 2) die Vertheilung dieser Längen auf die deutschen Staaten und Landestheile (auch für die früheren Jahre nach der jetzigen territorialen Abgrenzung und politischen Eintheilung) und
- 3) in fünf- bzw. zweijährigen Perioden a. die absolute Zu- bzw. Abnahme der Eisenbahn-Längen, b. das Verhältniss der Längen der Eisenbahnen in den einzelnen Staaten und Landestheilen zur Gesamt-Eisenbahn-Länge im Deutschen

Reiche am Schlusse des Jahres 1881 (diese = 1000 gesetzt) und c. den Bestand an Eisenbahnen auf einen Quadratkilometer.

Den zweiten Theil (die graphische Darstellung) des vorliegenden Werkes bildet ein Atlas von 44 bzw. 45 Karten mit zahlreichen erläuternden Cartons (bei Unterscheidung der Staats-Eisenbahnen, der Privatbahnen unter Staatsverwaltung und derjenigen in eigener Verwaltung, sowie seit 1878 unter Kenntlichmachung der Secundärbahnen) und deutlich angiebt, in welchen Theilstrecken und zu welchen Zeiten die einzelnen Bahngebiete bzw. Eisenbahnen und Bahnstrecken entstanden sind, und zwar unter besonderer Hervorhebung des Zuwachses der einzelnen Jahre, ausserdem aber auf fünf Kreisflächen eine generelle graphische Darstellung über die im Deutschen Reiche und seinen vier Haupttheilen auf 1 qkm entfallenden Einwohnerzahlen und Eisenbahnlängen im Mittel von 15 jährigen bzw. am Schlusse von 5 jährigen Perioden enthält, sowie in zwei besonderen linearen Darstellungen das absolute Anwachsen der Eisenbahnlängen in Preussen und im Deutschen Reiche am Schlusse von 5 jährigen Perioden erkennen lässt. Das zu Grunde gelegte Kartennetz, im Maassstabe von 1:5,000,000 für die Haupttableaux, ermöglicht zugleich für die einzelnen Jahre 1838 bis 1880, die Vergleichung des jeweiligen Bestandes an Eisenbahnen mit demjenigen des Schlussjahres der Berichtsperiode, in dem er das in letzterem erreichte Eisenbahnnetz in blauem Vordruck andeutet und so das Bild der Gesamtentwicklung während des behandelten Zeitraumes stets darbietet.

Die wirklich musterhaft gezeichneten und mit grosser Sorgfalt von der lithographischen Anstalt von W. Greve ausgeführten 45 Kartentableaux, welche vom Jahre 1838 beginnend bis ult. 1881 und mit dem Ergänzungsblatte bis dahin 1882\*) sämmtliche in diesem Zeitraume entstandene Eisenbahnen von Jahr zu Jahr ausserordentlich übersichtlich nachweisen, verdienen ganz besondere Anerkennung; namentlich bildet das Schluss-tableaux vom Jahre 1882 ein wahres Kunstwerk.

Das höchst interessante, mit grosser Sorgfalt und Zuverlässigkeit bearbeitete Werk wird zweifellos allgemein sehr beifällig aufgenommen werden.

H. v. W.

**Vergleichende Studien über Eisenbahn-Signalwesen**, unter besonderer Berücksichtigung der deutschen, englischen, französischen und belgischen Einrichtungen von G. Kecker, kaiserl. Baurath und Eisenbahn-Betriebs-Inspector zu Metz. Wiesbaden, 1883. Verlag von J. F. Bergmann, gr. 8, 84 S. 2 Mk.

In vorliegendem Werkchen, welches in erster Linie vom Standpunkte des Betriebsbeamten aus geschrieben ist, haben ausser der deutschen Signalordnung die Systeme von französischen, belgischen und englischen Bahnen, zu deren Studium der Verfasser in Metz vielfach Gelegenheit und Veranlassung hatte, besondere Berücksichtigung gefunden. Der Verfasser hat sich

\*) Es lag ursprünglich im Plane, die Darstellung nur bis zum Schlusse des Jahres 1881 reichen zu lassen, nachträglich wurde indess in sehr erwünschter Weise, sowohl der tabellarische als der kartographische Theil noch auf das Jahr 1882 ausgedehnt.

nicht auf vergleichende Beschreibungen beschränkt, sondern dasjenige hervorgehoben, was zu erstreben und was zu vermeiden ist. Die Resultate, zu welchen er gelangt ist, beruhen auf rein praktischen Erwägungen und sind lediglich für die Praxis bestimmt.

Der erste Abschnitt behandelt die Verständigung zwischen Signalwärter und Locomotivführer und der zweite Abschnitt über die Verständigung der Signalwärter untereinander, während in den drei folgenden Abschnitten das Französische Blocksystem (Electrosemaforen), das Englische und das Belgische Signalsystem dargestellt und die Schlussbetrachtungen speciell auf die Deutsche Signalordnung Bezug nehmen. — Da bei fast allen Bahnen neuerdings die bestehenden Signaleinrichtungen nicht mehr genügen und das Bedürfniss durchgreifender Aenderungen, namentlich seit der häufigeren Anwendung von Centralapparaten, sich immer stärker geltend macht, so ist die vorliegende Schrift als eine sehr zeitgemässe Erscheinung zu begrüßen, die zur Klärung dieser wichtigen Frage wesentlich beitragen wird.

H. v. W.

**Telephon, Mikrophon und Radiophon.** Mit besonderer Rücksicht auf ihre Anwendung in der Praxis, bearbeitet von Theodor Schwartze, Ingenieur. Mit 119 Abbildungen. Wien, Pest und Leipzig. A. Hartlebens Verlag, 1883, 8. 16 Bog. geh. 3 Mk.

Das Telephon und seine Verwandten hat bisher in der deutschen Literatur noch nicht die Berücksichtigung gefunden, die es verdient und die das Publikum bei seiner grossen Verbreitung in den letzten Jahren beanspruchen darf. Ausser einigen fragmentarischen Publikationen hat vor der Abfassung des vorliegenden Werkchens, die deutsche Literatur nichts weiter über diesen Gegenstand aufzuweisen. Dem Verfasser der vorliegenden Broschüre gebührt das Verdienst, diesem Mangel abgeholfen zu haben und wir haben die Ueberzeugung gewonnen, dass der Verfasser seine Aufgabe mit Verständniss, Fleiss und Geschick gelöst hat. Der weitschichtige Stoff ist auf 9 Capitel vertheilt, von denen wir hervorheben, die Bedeutung und Geschichte des Telephon, die Stromerzeugung und die der Telephonie zu Grunde liegenden Gesetze der Electricitätslehre, das Musiktelephon, das magnetelectrische Telephon, das Batterietelephon, das Mikrophon, die Telephonanlagen, die Radiophonie, die Anwendung der telephonischen und mikrophonischen Apparate für technische und wissenschaftliche Zwecke und schliesslich den Phonographen oder sprechenden Lautschreiber. Die Darstellung ist klar und fasslich und wird durch die zahlreichen schönen Holzschnitte sehr anschaulich erläutert. Wir können das Werkchen bestens empfehlen.

P.

Von den früheren Bänden des

## Organs für Eisenbahnwesen

sind Band III—IX. und XII—XVIII. noch zu haben und zusammengekommen zum ermässigten Preise von M. 50. — (Ladenpreis: M. 152. 50) durch jede Buchhandlung zu beziehen, während für einzelne Bände der seitherige Preis bestehen bleibt.

Der Vorrath an completen Exemplaren der genannten Bände ist sehr gering.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.  
(Zu beziehen durch jede Buchhandlung.)

## Normale Bauordnung

nebst

**Erläuterungen.**

Auf Veranlassung und unter Mitwirkung des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine bearbeitet von

**R. Baumeister,**

Professor am Polytechnikum in Karlsruhe

Preis geheftet 2 Mark 40 Pf.

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.  
Durch jede Buchhandlung zu beziehen.

Die

**Eigenschaften**

von

## EISEN UND STAHL.

Mittheilungen

über die auf Veranlassung der technischen Commission des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen angestellten

**Versuche**

nebst Entwürfen zu den Bedingungen für die Lieferung von Schienen, Achsen und Bandagen.

Mit 10 lithographirten Tafeln. Preis 16 Mark.

Zugleich Supplementband VII des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.

Ohne Zweifel wird dieses Werk bahnbrechend für die bestimmte staatlich anerkannte Classification für Eisen und Stahl eintreten, wie auch alle Behörden und Techniker, welche Massen von Eisen und Stahl verwenden, und ebenso die fabricirenden Hüttenwerke und deren Techniker die Eigenschaften dieser Materialien aus demselben am besten studiren können.

H. v. W.

In C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden ist erschienen und durch jede Buchhandlung zu beziehen:

## Die Strassen- und Zahnrad-Bahnen.

Mittheilung

von

## Erfahrungs-Resultaten

über

**Bau und Betrieb derselben.**

Nach aufgestellten Fragebeantwortungen im Auftrage der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zusammengestellt von der Subcommission für Strassen- und Zahnradbahnen.

Mit 24 Zeichnungstafeln und 49 Holzschnitten. Preis: 14 Mark.

Zugleich Supplementband VIII zu dem „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.“