

O R G A N

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXIV. Band.

3. Heft. 1887.

Ueber die Feststellung der Joy'schen Steuerung bei gegebener Füllung.

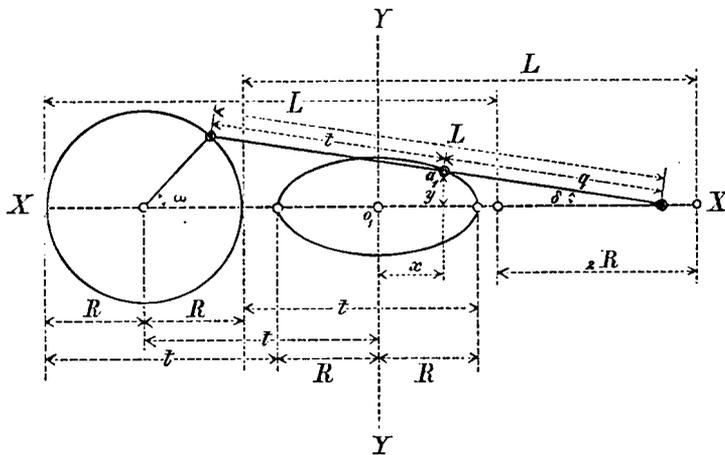
Von Cornelius Pocz, Ingenieur-Assistent in Budapest.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—7 auf Taf. XIII und Fig. 11—13 auf Taf. V.)

Im Anschluss an die Abhandlung über die Feststellung der Verhältnisse der Steuerung von Joy im »Organ« 1887 S. 19 bringen wir noch einige weitere Betrachtungen über denselben Gegenstand.

Den genauen Lauf der Theile der Steuerung stellt man am besten fest, indem man die Wege aufzeichnet, welche von den einzelnen Punkten während eines Doppelhubes zurückgelegt werden. Die unmittelbare Ermittlung dieser Wege durch Auftragen der Glieder in mehreren Lagen ist aber wegen der Ausdehnung, welche die Zeichnung bei geeignetem Maßstabe annimmt, meist unthunlich. Wir geben daher im folgenden Weisen an, wie man die Wege wichtiger Punkte der Steuerung durch Aufsetzen von Abscissen und Ordinaten aus einfachen Linienzeichnungen entnehmen kann, ohne die ganze Steuerung, namentlich ohne die grosse Länge der Triebstange aufzutragen.

Fig. 25.



Der Weg des Triebstangenpunktes a_1 (Fig. 11 Taf V) liefert mit Rücksicht auf die in vorstehender Figur 25 angegebenen Bezeichnungen die nachfolgende Gleichung, in welcher die Längen der Figur 11 Tafel V wie folgt bezeichnet

$$\sin \delta \overline{dh} = L, \overline{da_1} = q, a_1 h = t, \sin \delta = \frac{R \sin \omega}{L}, x = t \cos \delta + R \cos \omega$$

$$- t = R \cos \omega - t(1 - \cos \delta), 1 - \cos \delta = 1 - \sqrt{1 - \sin^2 \delta}$$

$$= 1 - \sqrt{1 - \frac{R^2 \sin^2 \omega}{L^2}} \approx 1 - 1 + \frac{1}{2} \frac{R^2 \sin^2 \omega}{L^2}, \text{ also}$$

$$\text{I. } x = R \cos \omega - t \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2 \cdot L^2} \text{ oder } x = R \cos \omega - (L - q) \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2 L^2}$$

$$y = q \sin \delta \text{ also } y = q \frac{R \sin \omega}{L} \text{ oder wenn } \frac{L}{q} = v$$

$$\text{II. } \dots \dots \dots y = \frac{R \sin \omega}{v}$$

Die y -Werthe ergeben sich nach Fig. 1 Tafel XIII unmittelbar als die Ordinaten eines Kreises des Halbmessers $\frac{R}{v}$. Die x -Werthe der Gl. I folgen aus Fig. 2 Tafel XIII, in welcher der Kurbelkreis des Halbmessers R von einem den lothrechten Durchmesser im Mittelpunkte berührenden zweiten Kreise des Halbmessers $q_1 = \frac{L^2}{L - q}$ durchschnitten wird. Es ist dann (Fig. 2 Tafel XIII) $t = \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2 q_1} = \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2 L^2} (L - q)$, folglich die mit x bezeichnete Länge $= R \cos \omega - (L - q) \frac{R^2 \sin^2 \omega}{2 L^2}$, der gesuchte Werth. Aus Fig. 1 und 2 Taf. XIII lassen sich also die Coordinaten des Weges des Triebstangen-Punktes a_1 (Fig. 11 Taf. V) unmittelbar entnehmen.

Der Weg des Punktes b_1 (Fig. 11 Taf. V) hängt nach Fig. 4 Tafel XIII von dem des Punktes a_1 ab. Für die Bestimmung des Werthes y_1 (Fig. 4 Taf. XIII) kann genau genug die Lage von c_1 (Fig. 11 Taf. V und Fig. 4 Taf. XIII) auf der lothrechten $o_1 o_{11}$ angenommen werden. Wird $c_1 a_1 = c$, $c_1 b_1 = b$ und $o_1 a_1 = s$ gesetzt, so ist, da o_{11} um $c - b$ unter o_1 liegt, $y_1 = c - b + s \sin \omega_1 - (c - b) \cos \delta_1$, worin δ_1 der Winkel zwischen $c_1 a_1$ und der lothrechten ist. Es ist demnach $\sin \delta_1 = \frac{s \cos \omega_1}{c}$, also $y_1 = s \cdot \sin \omega_1 + (c - b) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{s^2 \cos^2 \omega_1}{c^2}} \right)$ oder annähernd

$$\text{III. } \dots \dots y_1 = s(\sin \omega_1 + \frac{s(c - b)}{2 c^2} \cos^2 \omega_1).$$

Wird auch für x_1 zunächst c_1 stets auf $o_1 o_{11}$ angenommen, so ist: $x_1 = b \cdot \sin \delta_1 = \frac{s \cdot b}{c} \cos \omega_1$. Dazu tritt die Grösse, welche durch Führung von c_1 durch den Gegenlenker der Länge R_1 zu x_1 hinzutritt, und für welche als annähernd richtig angenommen wird, dass die Bahn des Gegenlenkerendes das Loth $o_1 o_{11}$ in der Mittelstellung berührt, und dass für jede Stellung die Erhebung von c_1 über die Mittelstellung des Gegenlenkers $= s \cdot \sin \omega_1 = y$ (Gl. II) ist. Der Ausschlag von c_1 gegen $o_1 o_{11}$ ist dann $\frac{s^2 \cdot \sin^2 \omega_1}{2 R_1}$, und somit die Vergrösserung von x_1 $\frac{s^2 \sin^2 \omega_1 \cdot c - b}{2 R_1 \cdot c}$, also

$$IV. \quad x_1 = \frac{s \cdot b}{c} \cos \omega_1 + \frac{s^2 (c - b)}{2 R_1 \cdot c} \sin^2 \omega_1.$$

Wird noch $\frac{s(c-b)}{2c_2} = p$, $\frac{b}{c} = k$ und $\frac{s(c-b)}{2R_1 c} = i$ gesetzt, so lauten die Gleichungen

$$IIIa. \quad y_1 = s(\sin \omega_1 + p \cdot \cos^2 \omega_1)$$

$$IVa. \quad x_1 = s(k \cos \omega_1 + i \sin^2 \omega_1).$$

Die Ermittlung von y_1 aus dem Wege von a_1 ist in Figur 3 auf Tafel XIII dargestellt, wo ein die XX-Achse in o_1 (Figur 25) berührender Kreis des Halbmessers

$$r_2 = \frac{s}{2p} = \frac{c^2}{c-b}$$

jedesmal den Werth y_1 unter s_1 (Fig. 3, Taf. XIII) abschneidet, denn die Länge $s_1 t_1$ ist $= s \cdot \sin \omega_1 + \frac{s^2 \cos^2 \omega_1}{2 \cdot \frac{s}{2p}} = s(\sin \omega_1 + p \cos^2 \omega_1)$, also gleich dem Werthe

der Gl IIIa. Zur Ermittlung der x_1 sind in Fig. 5, Taf. XIII zwei dem Wege von a_1 ähnliche Linien mit den Verjüngungsverhältnissen k und i aufgetragen. die Länge $o_1 f$ misst dann den Ausdruck $s \cdot k \cos \omega_1$ und die $o_1 h$ den Ausdruck $s \cdot i \sin^2 \omega_1$; für den 1. und 4. Quadranten bildet die Summe, für den 2. und 3. der Unterschied dieser Längen den Werth x_1 . Da jedoch i von s nicht wie k unabhängig ist, so ist die Linie der Verjüngung i für je vier gleiche s eine andere. Sind so die Wege der Punkte a_1 und b_1 aufgetragen, so ist es leicht, daraus auch den Weg des Schieberstangenendes e_1 (Fig. 11, Taf. V) herzustellen, denn für die Strecke $a_1 e_1$ sind nun Richtung und Länge festgelegt. Ist aber der Weg des Schieberstangenendes e_1 bekannt, so ist dann auch der Schieberweg leicht aufzutragen.

Die Anwendung des in der früheren Abhandlung gesagten, sowie der oben angegebenen Auftragsverfahren auf den Entwurf einer derartigen Steuerung für einen bestimmten gegebenen Fall behalten wir einer Fortsetzung der Betrachtung im nächsten Hefte vor.

Um jedoch das Ergebnis der Wirkung der Steuerung im Anschlusse an die Entwicklung der Festlegung klar hervortreten zu lassen, haben wir für das später vorzuführende Beispiel bei einer Coulissenstellung, welche einer Fällung von 50 % entspricht, in Fig. 7, Taf. XIII auf Grund der Gesetze des augenblicklichen Drehpunktes zu einer gleichbleibenden Kurbelgeschwindigkeit die Darstellung der Geschwindigkeiten des Kolbens und des Schiebers, sowie der Punkte a_1 , b_1 , c_1 und e_1 (Fig. 11, Taf. V) zeichnerisch vergleichend zusammengetragen. Dieselbe zeigt, dass die Geschwindigkeit des Schiebers bei Oeffnung des Canales nahezu die grösste ist, während sie

zwischen 10 % und 20 % des Kolbenweges, wo der Einlasscanal am stärksten geöffnet ist, $= 0$ wird; von hier an wächst die Geschwindigkeit wieder schnell, so dass sie beim Schliessen (50 %) beinahe ihren grössten Werth erreicht. Die Auftragsungen der Geschwindigkeiten zeigen, dass diese Steuerung als Coulissensteuerung gut und schnell wirkt.

Aehnlich wie in Fig. 7, Taf. XIII die Geschwindigkeiten, sind in Fig. 6, Taf. XIII die Krafteinwirkungen auf die Schieberstange, auf die Coulisse in lothrechttem Sinne, auf die Punkte b_1 und c_1 und auf den Punkt a_1 winkelrecht zur Triebstange durch vergleichende Auftragung dargestellt. Wegen der grossen Länge der Schieberstange ist dabei angenommen, dass die in ihr auftretende Kraft eine gleichbleibende sei. Es zeigt sich, dass die grösste Krafteinwirkung bei der Coulisse eintritt, dass man deren Führungsflächen also nicht zu schmal ausbilden darf, wenn man das Heisslaufen derselben vermeiden will. Die Auftragung zeigt ferner, dass die Triebstange nur einer ganz geringen durchbiegenden Kraft ausgesetzt ist. Auch die übrigen Punkte sind nur mässigen Kräften ausgesetzt, so dass gut gearbeitete, harte und gut gelagerte Gelenkbolzen keine merkliche Abnutzung erleiden. Es mag noch bemerkt werden, dass die Krafteinwirkungen sich mit der Coulissenstellung wenig ändern.

Die rechnerische Verfolgung des Einflusses des Federspieles auf den Gang der Steuerung ist umständlich, wir fügen daher mit Bezug auf diese Fehlerquelle in folgender Tabelle nur die Ergebnisse an, welche an einem Modelle von halber natürlicher Grösse erzielt sind.

Kolben- seite	Fällung %	Beginn der Zu- sammen- pressung %	Beginn der Aus- puffung %	Gegen- Dampf %	Anmerkung.	
Vorne	29½	69½	71	97	} Vorwärts- Gang } Federspiel nach unten = 20 mm	
Hinten	31	68½	71½	97		
V.	62	91	87	99½		
H.	70½	85½	92	99½		
V.	33½	64	74	94		} Rückwärts- Gang }
H.	26	72	66	98½		
V.	73	82½	93½	98		
H.	62	92½	83½	100		
Vorne	62½	88½	87½	99½	} Rückwärts- Gang } Federspiel nach oben = 20 mm	
Hinten	71	86	89½	98½		
V.	28	68½	70	96½		
H.	34	68½	70½	96		
V.	34	64	75	94½		} Vorwärts- Gang }
H.	24	73	66½	99½		
V.	71	84	93	98½		
H.	57½	92	85½	100		

In dieser Tabelle wurde das Federspiel mit 40 mm angenommen und zwar von der Mittelstellung auf- und abwärts 20 mm. Aus den Angaben der Tabelle ist ersichtlich, dass der Einfluss des Federspieles beim Sinken und Vorwärtsgehen ein sehr geringer ist, und bei der Fällung etwa 13 % ausmacht; doch ist — die Stephenson'sche Steuerung ausgenommen — auch bei anderen Steuerungen der Einfluss ein eben so grosser; Coulissen-Steuerungen mit schiefstelligem Schieber werden noch

stärker beeinflusst, da bei der Joy'schen Steuerung der schiefstellige Schieber durch Anbringung entsprechend langer Stangen immer vermieden werden kann.

Wenn wir nun das Vorgetragene zusammenfassen, so ergibt sich folgendes:

1) Eine richtig angeordnete Joy'sche Steuerung wirkt mit gleicher Füllung und gleichbleibender Voröffnung beim Vorwärts- und Rückwärtsgange.

2) In Bezug auf einfache Anordnung nimmt sie unter den Coulissen-Steuerungen mit der Stephenson'schen Steuerung den ersten Platz ein.

3) Bezüglich der Sparsamkeit an erforderlichem Raume steht sie in erster Reihe.

4) Während bei den übrigen Aussen-Steuerungen in der Regel schiefstehende Schieber mit ungünstiger Beeinflussung durch das Federspiel angewendet werden, können solche bei der Joy'schen Steuerung vermieden werden.

5) Bezüglich der Reibung und Reibungsarbeit können wir nach der vorher erwähnten Kräfte-Darstellung (Fig. 6, Taf. XIII) behaupten, dass die Joy'sche Steuerung den anderen Coulissen-Steuerungen nicht nachsteht, da selbst bei der einfachsten Stephenson'schen Steuerung die auf das Excenter wirkenden Kräfte beinahe so gross sind, wie bei Joy die auf die Coulisse wirkenden, sodass auch die Reibung eine gleiche ist. Die bei der Joy'schen Steuerung in der Coulisse auftretende Reibungs-

arbeit entspricht der bei Stephenson in der Ringfläche des Excenters verrichteten; auf die Bolzen wirken auch beinahe die gleichen Kräfte. Mit Rücksicht auf die Reibung muss die Reibungsfläche der Coulisse möglichst gross genommen werden, und auf zweckmässigste Einlage ist grosser Werth zu legen. Bei der Joy'schen Steuerung kann die Coulisse nie herausgeschlagen werden, wie dies bei den anderen Coulissen-Steuerungen vorkommt, weil sich bei Joy der Stein stets längs der ganzen Coulisse bewegt, während er bei den anderen meist in der Coulisse feststeht, und somit bei todttem Gange und unrichtiger Aufhängung durch die fortwährenden Stösse die Coulisse heraus schlagen kann.

6) Da die Joy'sche Steuerung besonders als äussere Steuerung angewendet werden kann, zeichnet sie sich auch mit Rücksicht auf die leichte Zugänglichkeit vor anderen Coulissen-Steuerungen aus.

7) Die Herstellungskosten der Joy'schen Steuerung sind kleiner als die einer anderen, da das Gewicht der Bestandtheile kleiner ist, als das der einfachsten Stephenson'schen Steuerung, der Bearbeitungspreis eines Kilogrammes aber bei beiden gleich angenommen werden kann, weil bei der Joy'schen Steuerung nur die Anfertigung der Coulisse mit einiger Schwierigkeit verbunden ist.

8) Endlich nimmt die Joy'sche Steuerung in Bezug auf leichte Anwendbarkeit mit der Stephenson'schen den ersten Platz ein.

Feuerrohr - Bearbeitungs - Maschine.*)

Von Heinrich Tichy, Ingenieur zu Amstetten.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 8—15, Taf. XIII.)

Die Maschine dient dazu, die sämtlichen mechanischen Arbeiten zu leisten, welche beim Einsetzen und bei der Ausbesserung von Feuerrohren in Eisenbahn-Werkstätten vorkommen; insbesondere sind hierunter jene Arbeiten verstanden, welche bei messingenen Feuerrohren nöthig sind, um Messing auf Messing, oder Kupfer auf Messing zu löthen; ferner jene, welche bei Eisenrohren nöthig sind, um Eisenrohre an einander zu schweissen und Kupferstützen an Eisenrohre zu löthen, gleichgültig, ob hierbei die Stützen in die Eisenrohre, oder die Eisenrohre in die Stützen gesteckt werden; und endlich jene Arbeiten, welche nöthig sind, um die Rohrenden behufs Einziehens in den Kessel aufzutreiben, oder zu stauchen. Die Maschine an und für sich besteht aus einer hohlen Welle, welche das jeweilig erforderliche, daran befestigte Werkzeug mit entsprechender Geschwindigkeit in Umdrehung versetzt, und ferner aus einer Einspannvorrichtung, welche das Rohr oder den Rohrstützen festhält und mittels Hand-Hebel an das umlaufende Werkzeug anpresst.

Es wird vorausgeschickt, dass Kupfer- und Messingrohre in kaltem, Eisenrohre in warmem Zustande behandelt werden.

Die zu dieser Maschine gehörigen Werkzeuge sind nachfolgend angeführt:

Die Kreissäge, Fig. 8 u. 10, Taf. XIII, zum Beschneiden von Kupfer-, Messing- oder Eisenrohren.

Das Fraismesser, Fig. 11, Tafel XIII, welches dazu dient, um den beim Schneiden am inneren Umfange des Eisenrohres etwa entstandenen Grat, welcher zu einer unvollkommenen Schweissung Anlass geben kann, zu entfernen.

Der Walzenkopf, Fig. 12, Tafel XIII, zum Einziehen oder Stauchen der Eisenrohre und Kupferstützen. Derselbe besteht aus einer durchbrochenen Trommel, in welcher zwei Walzen gelagert sind, welche parallel zu einander liegen und leicht drehbar sind.

Die Walzen sind aus gehärtetem Stahle und leicht auswechselbar. Mittels der versetzten Löcher zur Lagerung der Walzen kann je ein Walzenpaar enger beisammen oder weiter von einander stehen, so dass Rohre von verschiedenen Durchmesser gestaucht werden können.

Die Walzen selbst drehen sich während der Arbeit um das Rohrende und können je nach Bedarf kegel- oder walzenförmig sein. Erstere Form dient zur Anarbeitung behuf Schweissens der Eisenrohre, letztere Form dient zum Stauchen der Kupferstützen behufs Einziehens der Rohre in die engeren Löcher der

*) Patent angemeldet.

Feuerbüchswände. Hierzu wird bemerkt, dass das Walzen der Kupferrohre ebenfalls im warmen Zustande geschehen soll.

Der Walzenkopf, Fig. 13, Tafel XIII, ist das gleiche Werkzeug im entgegengesetzten Sinne wirkend, wie das vorige. Bei demselben drehen sich die Walzen im Inneren des Rohr-endes. Die Walzen können gleichfalls entweder kegel- oder walzenförmig sein, je nachdem das Rohr zum Schweissen hergerichtet, oder für das Einziehen in die weiteren Löcher der vorderen Kesselwände vorbereitet werden soll. Die gewalzten Flächen sind durchaus glatt und die Arbeit erfolgt sehr schleunig vermöge der Anpressung des Rohres mittels Handhebels an die rasch umlaufenden Walzen.

Der Messerkopf, Fig. 14, Tafel XIII, dient zum Abfräisen der Kupferstutzen oder Messingrohre von aussen. Derselbe hat nur ein mittelst zweier Schrauben befestigtes Messer, dessen Schraubenlöcher etwas länglich geschlitzt sind, damit das Messer in dem Mafse wie es durch Abschleifen abgenutzt wird, nachgestellt werden kann.

Das Fraismesser, Fig. 15, Tafel XIII, zum Ausfräisen der Kupferstutzen, Messing- oder Eisenrohre von innen hat nur eine Schneide; je mehr das Messer durch Nachschleifen abgenutzt wird, desto kleiner wird der Kegel und desto tiefer wird das Messer während der Arbeit zum Eingriffe gebracht.

Der Börtelkopf, Fig. 16, Tafel XIII, zum Aufbörteln

der Kupferstutzen oder Eisenrohre. Derselbe ist ähnlich dem Walzenkopfe in Fig. 13 gebildet, nur mit dem Unterschiede, dass hier die beiden Walzen einen stärkeren Kegel besitzen, um den gegen dieselben gepressten Rohrrand aufzubiegen.

Für Kupferstutzen, welche behufs Anlöthung von aussen über die Eisenrohre gesteckt werden sollen, kann dieser Börtelkopf mit dem Fraismesser in Fig. 15 verbunden werden, wodurch das Ausfräisen und Aufbörteln des Stutzens gleichzeitig geschieht.

Der Messerkopf, Fig. 17, Tafel XIII, zum Abstechen der bereits gelötheten Börtel hat ein rechtwinkelig abgebogenes Messer, welches mittels Stellschraube eingestellt und festgehalten wird. Das Messer hat nur eine schneidende Kante mit der Richtung nach dem Rohrmittelpunkte.

Diese Maschine verrichtet demnach auch jene Arbeiten, welche bis heute noch zumeist mittelst Handwerkzeug ausgeführt werden, wie das Auftreiben, das Stauchen und das Aufbörteln der Eisen- und Kupferrohre.

Durch den Grundgedanken dieser Maschine, dass das jeweilige Werkzeug sich dreht, dagegen das Rohr in Ruhe festgehalten und mit Handhebel an das Werkzeug angepresst wird, ist eine sehr rasche Arbeit ermöglicht.

Am stetten, im Januar 1887.

Die Verlaschung der Schienen und der eiserne Kastenoberbau.

Von Dr. H. Scheffler, Oberbaurath zu Braunschweig.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 18—24, Taf. XIII.)

I. Die Verlaschung.

Die Hauptursachen frühzeitiger Verschlechterung, Abnutzung und Zerstörung des Schienengleises, sowie der hiermit verbundenen und bis zu einem gewissen Grade schon von vornherein bestehenden Unsicherheit liegen in den Ungleichmässigkeiten des Widerstandes, welchen das Gleis den rollenden Fahrzeugen darbietet, oder in dem Wechsel stärkerer und schwächerer Punkte, sei es hinsichtlich der Härte des Materiales, oder der Unterstützung der tragenden Körper, oder der Festigkeit der Verbindung, oder der Biegsamkeit des Gestänges, oder in irgend einer anderen Beziehung, welche Veranlassung giebt, dass sich der Druck der rasch rollenden Last zu einer Reihenfolge von Stössen gestaltet. Die schwächsten Punkte eines Gleises könnten, wenn das Gleis nicht ungleichen Widerstand darböte, oftmals stark genug sein, um eine Zerstörung und Gefahr fern zu halten; erst das Auftreten stärkerer Punkte ruft die schädliche Stosswirkung hervor. Möglichste Gleichmässigkeit des Widerstandes in allen Punkten muss daher neben der Festigkeit der stärksten Punkte an sich das Ziel der Bemühungen der Eisenbahningenieure sein.

Auf den ersten Blick scheint der eiserne Langträger-Oberbau und zwar, wenn der Kostenpunkt thunlichst berücksichtigt wird, der dreitheilige mit einer Fahrschiene von kleinster Masse, wenn aber der Einfachheit der Zusammensetzung ein grösserer Werth beigelegt wird, der zweitheilige

mit voller Fahrschiene, jenes Ziel am besten zu verwirklichen. Leider bereitet derselbe dadurch, dass sich das Kiesbett unter den Langträgern stark verdichtet, der Entwässerung des Gleises einige Schwierigkeiten. Dieser Uebelstand, sowie einige andere Unvollkommenheiten der ersten und der zweiten Bauart würden sich zwar durch vereintes Bemühen und mehrfache Versuchsausführungen bis auf das Mafs praktischer Zulässigkeit beseitigen lassen, im Augenblicke scheint jedoch der Querschwellenbau wegen mancher darin liegenden Annehmlichkeiten allgemein bevorzugt zu werden. In dieser Bauart, gleichviel, ob es sich um eiserne oder hölzerne Querschwellen handelt, bildet der Schienenstoss besonders in der Anordnung mit schwebenden Stössen, die schwächste und auch die gefährdetste Stelle. Eine Verlaschung der Schienenenden erscheint unerlässlich, eine kräftige Verlaschung aber wichtig.

Die Lasche hat zwei Bedingungen zu erfüllen: erstens, die Verschiebung der beiden Schienenenden in lothrechter und in wagerechter Richtung zu verhüten, zweitens, dem Gestänge in der Stossfuge das Biegemoment der vollen Schiene sowohl in lothrechter, als auch in wagerechter Ebene zu verleihen.

Die ersten beiden Bedingungen haben zu der gewölbten Lasche geführt, welche sich gegen Kopf und Fuss der Schiene stemmt. Die Stemmung verhütet die lothrechte Verschiebung der Schienenenden, die Wölbung giebt der Lasche die nöthige Kraft zur Verhütung der wagerechten Verschiebung und nützt

zugleich zur Herbeiführung einer guten Stemmung beim Anziehen der Laschenschrauben.

Die zweiten beiden Bedingungen sind am schwersten zu erfüllen. Die Hauptschwierigkeit liegt darin, dass die Schienenenden wegen der Wärmeschwankungen in der Richtung der Bahnachse beweglich, also in der Laschenklammer verschieblich bleiben, mithin längliche Bolzenlöcher erhalten müssen. Um daher die Lasche bei der Biegung der Schiene in die Mitteleidenschaft eines mit dieser verwachsenen Körpers zu ziehen, bedarf sie einer genügenden Länge und einer Verschraubung an mindestens vier Stellen, also vier Bolzenlöcher. Die einfache Flachlasche erscheint gegen lothrechte und noch mehr gegen wagerechte Durchbiegung zu schwach und sollte allgemein durch eine Winkellasche, wenigstens an der Aussenseite des Gleises, ersetzt sein.

Das Einklemmen der Lasche zwischen Kopf und Fuss der Schiene, so nothwendig es bei der Flachlasche und so nützlich es bei der Winkellasche für die gute Verbindung beider Schienen ist, hat doch auch einige Nachtheile. Wird nämlich um eine gute Stemmung herbeizuführen, die untere Fläche des Schienenkopfes (Fig. 18, Tafel XIII) der wagerechten nahe gebracht, so bewirken die rollenden Räder, sobald einiger Spielraum zwischen Schiene und Lasche (besonders an der einen Schiene mehr als an der anderen) entsteht, ein Hämmern der Eisenmasse des Schienenkopfes auf der Lasche wie auf einer ambossartigen Unterlage, was bei schwachen Köpfen oder weichem Eisen eine Ausquetschung des Schienenkopfes zur Folge haben kann. (Eine ungehinderte Fortpflanzung der Schläge der Räder durch den Schienenkörper auf dessen Grundfläche ist für die Haltbarkeit der Schiene günstiger und eine Unterstützung durch die Lasche bedarf der Kopf der Vignoleschiene nicht, da er dieselbe ja auch ausserhalb der Lasche nicht hat.) Je steiler aber die Stützflächen gestellt werden, desto mehr wächst das Bestreben, die Laschen aus einander zu treiben und zu lockern. Die gewölbte Lasche federt, erhält also die Bolzenmutter unter einer Spannung, welche beim Befahren des Gleises Erschütterungen erzeugt, die zur Lockerung der Mutter beitragen. Der Hohlraum der gewölbten Laschen verlängert den Laschenbolzen unnöthig und führt durch einen freien Raum von etwa 36 mm Länge, ermöglicht also eine Biegung und Längung des Bolzens unter dem Angriffe der vermöge der Wärmeschwankungen hinundher rückenden und vermöge des Wanderns nach einer Richtung vordringenden Schiene. (Ohne solche Biegung der Laschenbolzen würde es bei richtig gelochten Schienen und Laschen und bei rechtzeitigem Nachziehen der Muttern nicht möglich sein, dass die Schienen eines Stranges streckenweise dicht aufeinander rücken und am Ende einer solchen Strecke grosse Zwischenräume von mehreren Centimetern erzeugen).

Diese Uebelstände würden durch die in Fig. 19, Taf. XIII *) dargestellte Stoss-Ausbildung thunlichst vermieden und es würde dadurch eine viel kräftigere und wirksamere Verlaschung erzielt werden. Das Wesentliche derselben besteht in der Anwendung zweier Winkellaschen, welche sich nicht

fest gegen den Schienenkopfstemmen, und der Verschraubung derselben mit einer durchgehenden Unterlageplatte von gleicher Länge, in welche sowohl der Schienenfuss, als auch jeder Laschenfuss eingreift. Hierdurch wird die Unterlageplatte ein Bestandtheil der Laschung und diese gestaltet sich zu einer die Schiene umklammernden Hülse, welche theils durch die Bolzen, theils durch die Nuten der Unterplatte gut zusammengehalten und durch die Beseitigung der schrägen Stützflächen und der gewölbten Seitentheile von den übermässigen Spannungen befreit ist.

Die Winkellaschen der Braunschweigischen Bahnen haben eine Länge von 740 mm, werden in ihrem mittleren Theile durch 4 wagerechte Bolzen a b (Fig. 19) zusammengehalten und an jedem Ende durch 4 lothrechte Schraubennägel (an den Stellen c d und e f), welche den Laschenschenkel und die Unterlageplatte durchdringen, auf den hölzernen Querschwellen befestigt. Die Unterlageplatten bilden hier kein durchgehendes Stück, sondern zwei gesonderte Platten und haben nur eine Vertiefung für den Schienenfuss, nicht für den Laschenfuss. Ausserdem ist hier nur an der Aussenseite der Schiene eine Winkellasche, an der Innenseite dagegen eine Flachlasche, beide in gewölbter Form, angewandt. Die von dem amerikanischen Ingenieur Fischer herrührende Schienenverbindung hat eine durchgehende, nach dem Schienenstosse hin verstärkte Unterlageplatte, jedoch keine Verlaschung und die von dem englischen Ingenieur Elworth entworfene Verbindung hat eine durchgehende Unterlageplatte von gleichmässiger Stärke mit gewöhnlichen Flachlaschen. Keine dieser drei Stossbildungen erzeugt das, worauf es mir vornehmlich anzukommen scheint, eine die Schienenenden umklammernde Hülse von genügender Länge und Stärke neben einer genügenden Befestigung auf den Schwellen.

Die längliche Gestalt der Schienenlöcher und der Spielraum von 1 mm, welchen diese Löcher, sowie auch die lothrechten Löcher in den Laschenschenkeln und der Unterlageplatte gegen den Bolzen ringsherum wegen der unvermeidlichen Ausführungsfehler haben müssen, verleiht den mit den Schienen verschraubten Laschen und Unterlageplatten nicht genau die Starrheit eines ganzen Körpers und es erscheint demgemäss wünschenswerth, die Laschen etwas länger als die jetzigen, nämlich 840 mm lang zu nehmen und in dem mittleren Theile mit sechs, statt mit vier Löchern zu versehen. Hierdurch wird zugleich ermöglicht, bei der Anlage des Gleises mit schwebenden Stössen den Zwischenraum zwischen den beiden Stösschwellen um 100 mm zu vergrössern, ohne die Sicherheit zu gefährden, was das Stopfen dieser Schwellen erleichtert und den Zwischenräumen der Mittelschwellen zu gute kommt.

Fig. 20, Tafel XIII, stellt den Grundriss des verlaschten Schienenstranges dar. Von den 18 Löchern der Unterlageplatte dienen an jedem Ende 4 Löcher zur Befestigung auf der Schwelle und die mittleren 10 zur Verbolzung der Laschen mit der Unterlageplatte.

Auf die richtige Weite und Stellung der länglichen Löcher im Schienenstege ist eine gewisse Sorgfalt zu verwenden. Die grösste Winterkälte von 20° R. und die grösste Erhitzung von 60°, welche die Schienen unter den Strahlen der Sonne erleiden, bedingt einen Wärmeunterschied von 80°, also

*) Vergl. den Elworth-Stoss „Organ“ 1886, S. 188 und den Fischer-Stoss „Organ“ 1886, Tafel XXI, Fig. 14.

eine Längenveränderung l der Schiene von $\sim \frac{1}{800}$ ihrer Länge L , mithin eine Bewegung jedes Schienenendes von $\frac{1}{2}l = \frac{L}{1600}$ (z. B. für eine 8^m lange Schiene eine Gesamtveränderung $l = 10$ mm). Die Excentricität eines länglichen Loches in der Schiene muss daher (ausser dem nothwendigen Spielraume für Ausführungsfehler) $\frac{1}{2}l$ betragen. Ist nun a der Abstand der Mittelpunkte der mittleren beiden runden Löcher der Lasche, also $\frac{1}{2}a$ die Hälfte dieses Abstandes, so muss der Mittelpunkt des ersten länglichen Loches der Schiene vom Ende derselben gleich $\frac{1}{2}a - \frac{1}{4}l$ sein (die übrigen Löcher der Schiene erhalten natürlich dieselben Abstände von einander wie die entsprechenden Löcher der Lasche). Wenn die hiernach gebohrten Schienen mit den dem augenblicklichen Wärmestande entsprechenden Zwischenräumen in das Gleis gelegt und mit den Laschen verschraubt werden, erhalten sie immer die richtige Lage. Für die 8^m lange Schiene würde die Excentricität der Löcher $\frac{1}{2}l = 5$ mm sein und wenn der Abstand der Mittelpunkte der mittleren Löcher in der Lasche $a = 90$ mm genommen würde, müsste der Abstand des Mittelpunktes des ersten Loches in der Schiene von deren Ende $45 - 2,5 = 42,5$ mm betragen.

Starke Laschenbolzen und Muttern sind vor der Lockerung besser gestützt als schwache. Auf den braunschweigischen Bahnen haben die Bolzen eine Stärke von 24^{mm}; die länglichen Bolzenlöcher müssten also im vorstehenden Falle einschliesslich des Spielraumes 26^{mm} hoch und 31^{mm} breit sein (ohne die Nasen, welche den Löchern und den Bolzen zur Erleichterung des Anziehens der Muttern gegeben zu werden pflegen). Die lothrechten Bolzen und Bolzenlöcher können etwas schwächer sein.

Die Laschen, da sie nicht gewölbt sind und sich nicht fest gegen den Schienenkopf zu stemmen brauchen, erfordern nicht wie die gewöhnlichen Laschen ein übermässiges Anziehen der Schraubenmutter, rufen also auch nicht bei Wärmeschwankungen so grosse Spannungen im Schienenstrange hervor.

In den scharfen Krümmungen bedürfen wohl die Schienen, nicht aber die Laschen und Unterlageplatten einer vorhergehenden Biegung.

Die Ausstattung eines Schienenstosses nach vorstehender Angabe würde an Material erfordern: 2 Winkellaschen von 840^{mm} Länge je 24 kg = 48 kg; 1 Unterlageplatte von 840^{mm} Länge = 16 kg; 6 Laschenbolzen je 0,7 kg = \sim 4 kg; 18 lothrechte Bolzen, bezw. Nägel je 0,5 kg = 9 kg; im Ganzen 77 kg Eisen. Die jetzige braunschweigische Stossausbildung wiegt 27 kg, die obige also 50 kg mehr. Auf die Meile Gleis würden hiernach 100 000 kg oder 100 Tonnen Eisen an Befestigungsmitteln mehr erforderlich sein. Die hieraus erwachsenden einmaligen Mehrkosten von etwa 20 000 Mark erscheinen unbedeutend gegen die damit zu erzielenden Ersparnisse an der Unterhaltung der Bahn und der Fahrzeuge und gegen die damit zu erreichende grössere Betriebssicherheit.

Eine neue Befestigungsart, welche wie die vorstehende nur bei Umbauten gut ausgeführt werden kann, wird sich nur langsam einbürgern. Dieselbe kann jedoch in gewissen Theilen und mit entsprechend verminderter Wirkung versuchsweise ohne

Schwierigkeit da angebracht werden, wo schon Winkellaschen und Unterlageplatten auf den Stosschwellen vorhanden sind. Schiebt man hier statt der beiden einzelnen Unterlageplatten eine durchgehende Platte, welche an der Seite, wo die Winkellasche liegt (bezw. an beiden Seiten, wenn zwei Winkellaschen vorhanden sind) einen hervorragenden Rand hat, gegen welchen sich der wagerechte Schenkel der Winkellasche stemmt, unter die Schienen und verbohrt und verbolzt den Laschenschkel mit der Platte an den zwischen den Laschenbolzen liegenden Stellen, so wird man aus der Wirkungsweise dieser unvollständigen Anordnung ein angenähertes Urtheil über die Wirkung des vollständigen gewinnen.

Ich glaube, dass bei der obigen Verlaschung, welche schwebende Stösse voraussetzt, die Einwürfe gegen feste Stösse verschwinden oder doch so weit entkräftet werden, dass man wenigstens versuchsweise den an sich sichereren festen Stoss mit kürzeren Laschen und Unterlageplatten mit Rücksicht auf die Billigkeit in Anwendung bringen können. Natürlich müsste die Unterlageplatte immer die Länge der Laschen erhalten, also über die Stosschwelle hinausragen und die wagerechten und lothrechten Bolzen müssten so vertheilt werden, dass die mittelsten lothrechten Bolzen, welche auf die Stosschwelle treffen, die Laschen und Platten mit dieser Schwelle verbinden.

Hinsichtlich des schrägen Stosses der Schienen erlaube ich mir die Bemerkung, dass derselbe zwar den Uebergang von der einen Schiene auf die andere etwas besser vermittelt, als der stumpfe Stoss, und daher in einem neuen Gleise eine etwas sanftere Fahrt ermöglicht, dass jedoch die Abnutzung der Schienenenden wahrscheinlich rascher erfolgen wird, mithin erst eine längere Erfahrung über den wirklichen Nutzen des schrägen Stosses, welcher in der Stadtbahn von New-York *) zur Anwendung kommen wird, entscheiden kann.

II. Der eiserne Kastenoberbau.

Die durch das obige Verlaschungs-Verfahren bewirkte Verstärkung des Gestänges würde einem Gleise mit eisernen Querschwellen in noch höherem Grade, als einem Gleise mit hölzernen Querschwellen in Anbetracht der schmälere Oberflächen, der grösseren Biegsamkeit und der geringeren Grundfläche der ersteren zu gut kommen; ja mir dünkt, dass ein Gleis mit eisernen Querschwellen einer solchen Verstärkung weit dringender bedarf, da sich für Vollbahnen die jetzt gebräuchlichen eisernen Querschwellen gegenüber den auf den braunschweigischen Bahnen bisher verwandten Holzschwellen in allen wesentlichen Beziehungen weit ungünstiger erweisen, wie aus Folgendem hervorgeht.

Die hiesige getränkte eichene Schwelle hat eine Länge von 2,5^m, eine Breite von 0,28^m und eine Höhe von 0,14^m, also eine tragende Unterfläche von 0,7 qm in der Tiefe von 0,14^m unter dem Schienenfusse, nach Abrechnung zweier Wahnkanten von $2 \times 0,045 = 0,09$ m eine obere Stützfläche für die Schienen von 0,19^m Breite, eine der Längenverschiebung des Gleises widerstehende lothrechte Fläche von 0,35 qm nebst der auf Reibung zwischen Holz und Kies in Anspruch genom-

*) „Organ“ 1887, Seite 29.

menen Grundfläche und eine der Seitenverschiebung widerstehende Stirnfläche von 0,04 Quadratmeter nebst der eben erwähnten reibenden Grundfläche. Das Gewicht der Schwelle beträgt 105 kg. Die Durchbiegung der auf 2,2^m freiliegenden Schwelle ergab sich bei einer in der Mitte angebrachten Belastung von

$$\begin{aligned} 28 \text{ Zentner} &= 1400 \text{ kg zu } 2^{\text{mm}}, \\ 50 \text{ <} &= 2500 \text{ <} \text{ <} 4 \text{ <} \\ 75 \text{ <} &= 3750 \text{ <} \text{ <} 6,5^{\text{mm}}, \end{aligned}$$

und diese geringfügigen Biegungen verschwanden bei der Entlastung vollständig.

Die Dauer dieser Schwellen beträgt nach der jährlichen Gesamtauswechslung der Schwellen in allen Haupt- und Nebengleisen 20 Jahre und nach besondern Versuchen mindestens 15 Jahre, welche letztere Zahl für die Schwellen in den Hauptgleisen, wo sie stärker in Anspruch genommen werden und doch nicht völlig ausgenutzt werden dürfen, anzunehmen sein wird.

Der Preis einer Eichen-Schwelle, einschliesslich der Anfuhr-, Tränkungs-, Behobelungs- und sonstigen Nebenkosten beläuft sich auf 5,86 M. Da die Schwelle bei der Entfernung aus dem Gleise als Brennmaterial den Werth von 0,5 M. hat, so ist die Abnutzung einer Schwelle auf 5,36 M. in 15 Jahren, also auf 0,36 M. fürs Jahr zu veranschlagen.

Eine im Jahre 1879 hier geprüfte, von der Horster Union gelieferte eiserne Querschwelle, welche die Abmessungen der auf der Bergisch-Märkischen Bahn verwendeten Schwellen besass, hatte eine Länge von 2,2^m, eine untere Breite von 0,23^m, eine obere Breite 0,08^m, eine Höhe von 0,066^m, sie war aus 8 bis 13^{mm} starkem Eisenbleche hergestellt und wog, ohne Verschlüsse, 47 kg. Die durch zwei Zwischenwände verschlossene Schwelle, wie sie allein nur in Betracht kommen kann, wog 50 kg. Die Durchbiegung der auf 2,2 freiliegenden Schwelle bei einer in der Mitte angebrachten Belastung von

$$\begin{aligned} 28 \text{ Zentner} &= 1400 \text{ kg betrug } 10^{\text{mm}}, \\ 50 \text{ <} &= 2500 \text{ <} \text{ <} 24 \text{ <} \end{aligned}$$

und die Schwelle behielt bei der letzteren Inanspruchnahme nach der Entlastung eine bleibende Durchbiegung von 10,5^{mm}.

Eine solche Belastung bewirkt, solange die Durchbiegung von 24^{mm} dauert, eine Spurerweiterung des Bahngleises von 12^{mm}. Da dies auf jeden Fall verhütet werden muss, so darf die biegsame eiserne Schwelle in ihrem mittleren Theile nicht fest unterstopft werden. Hierdurch wird der tragende Theil der nur 0,5 qm enthaltenden Unterfläche auf ein kleineres, lediglich von den Stopfern abhängiges Stück von etwa 0,35 qm verringert, welches in der geringen Tiefe von 0,066^m unter dem Schienenfusse liegt.

Da die obere Breite von 0,08^m der eisernen Schwelle um 0,11^m kleiner ist, als die obere Breite von 0,19^m der hölzernen Schwelle, so liegt die Schiene auf eisernen Schwellen um 0,11^m weiter frei, als auf jenen hölzernen Schwellen.

Der Längenverschiebung des Gleises setzt die eiserne Schwelle eine Stirnfläche von 0,145 qm und den Reibungswiderstand einer 0,5 qm grossen Unterfläche von Kies auf Kies entgegen; der Seitenverschiebung dagegen setzt sie eine Stirnfläche von ~0,01 qm ausser dem zuletzt erwähnten Reibungswiderstande der Unterfläche entgegen.

Der Preis einer geschlossenen eisernen Schwelle beläuft sich an der Hütte auf 7,5 M. und mit den Anfuhrkosten in Braunschweig auf 8 M. Die verbrauchte Schwelle hat den Werth von altem Schroteisen (etwa 30 M. für 1000 kg), also von 1,5 M. Die Dauer der eisernen Schwellen ist noch nicht festgestellt, kann aber bei der geringen Blechstärke und unter dem Angriffe der feilenden Schienen schwerlich höher als zu 20 Jahr angenommen werden. Unter dieser Voraussetzung beträgt die Abnutzung einer Schwelle 6 M. in 20 Jahren oder 0,3 M. fürs Jahr.

Nach den vorstehenden Zahlen ruht die eiserne Schwelle mit einer Unterfläche auf dem Kiesbette, welche nur $\frac{5}{7}$ von der der hölzernen Schwelle beträgt; die wirksam tragende Unterfläche der ersteren ist jedoch nur halb so gross, als die der letzteren; ausserdem liegt diese Fläche in der halben Tiefe unter dem Schienenfusse, ist also der Einwirkung der Witterung und des Frostes erheblich stärker ausgesetzt, als letztere. Die eiserne Schwelle hat das halbe Gewicht der hölzernen und wird demgemäss von den fahrenden Zügen stärker gerüttelt. Die Stützflächen und die wirksamen Reibungsflächen, welche gegen die Längen- und Seitenverschiebung Widerstand leisten, sind weniger als halb so gross; da jedoch die Reibung von Kies auf Kies stärker ist, als von Holz auf Kies, so wird die Verminderung der Stirn- und Grundflächen durch die Erhöhung der Reibungswertzhiffer zum Theile oder vielleicht ganz ausgeglichen, sodass in diesem Punkte möglicherweise kein Nachtheil auf Seiten der eisernen Schwelle liegt. Die eiserne Schwelle biegt sich erheblich stärker, fast sechsmal so stark durch, als die hölzerne und kann bleibende Durchbiegungen erleiden, was nur durch einseitiges Stopfen in ungewisser Weise vermieden wird, und wenn es nicht vermieden wird, die Spurweite des Gleises bedenklich erweitert. Die Schienen liegen auf eisernen Schwellen um 0,11^m länger frei, als auf hölzernen, verlieren also an Tragkraft. Die eiserne Schwelle ist für die eiserne Schiene eine ungünstigere Unterlage, als die Schwelle aus dem elastischeren Holze; da nun ausserdem die Druckfläche zwischen Beiden bei eisernen Schwellen nur halb so gross, der Druck auf die Flächeneinheit also doppelt so gross ist, wie bei hölzernen Schwellen, so schädigt das unausgesetzte Feilen zwischen Schiene und Schwelle im ersteren Falle die Schiene und die Schwelle, während die allmähliche Abnutzung der hölzernen Schwelle ziemlich unschädlich ist. Eine Berichtigung der Spurweite ist bei eisernen Schwellen schwieriger, als bei hölzernen, da letztere eine mehrmalige Versetzung der Befestigungsmittel gestatten. Die jährlichen Kosten der eisernen Schwellen sind denen der hölzernen ziemlich gleich, insofern jene Schwellen wirklich 20 Jahre und diese nur 15 Jahre halten und der Preis des Eisens an der Hütte nicht höher ist, als 150 M. für die Tonne von 1000 kg, jedenfalls kostet aber die Einheit der wirksam tragenden Unterfläche der Eisenschwelle doppelt so viel, als die der Holzschwelle.

In Erwägung dieser Verhältnisse gebe ich der Braunschweigischen eichenen Holzschwelle den Vorzug vor der jetzt gebräuchlichen Eisenschwelle für Vollbahnen, mache dabei aber die ausdrückliche Voraussetzung einer sorgfältigen Auswahl und Unterhaltung der Schwellen und des Gleises und der Anwendung

kräftiger Befestigungsmittel. Stellt man der Eisenschwelle eine Holzschwelle von geringeren oder unvollständig innegehaltenen Abmessungen, von weicherem und vergänglicherem Fichten- oder Buchenholze, oder eine angefaulte und schlecht gestopfte Schwelle gegenüber, oder legt man der Betrachtung die Verhältnisse einer Sekundärbahn, für welche manche Nachtheile der Eisenschwelle nicht in Betracht kommen und vielleicht die billigeren Ausschusswellen der Vollbahnen genügende Wirkung thun, gegenüber, so können manche der vorstehenden Bedenken verschwinden, ohne jedoch das Gesamtergebnis für stark befahrene Vollbahnen zu ändern.

Dass ich grundsätzlich nicht ein Gegner, sondern ein Anhänger des Eisen-Oberbaues bin, glaube ich durch die Einführung des Langträger-Oberbaues auf den Braunschweigischen Bahnen im Jahre 1864 nach dem im ersten Hefte dieses «Organ» vom Jahre 1862 beschriebenen Entwürfe bekundet zu haben. Jener Oberbau ist aus guten Gründen, nämlich aus Billigkeitsrücksichten, um die sich abnutzende Fahrschiene so klein wie möglich zu machen, dreitheilig gebildet und hat auf den zwischen Braunschweig und Wolfenbüttel liegenden wagenrechten Strecken 22 Jahre lang einem sehr lebhaften Bahnverkehre gedient. Die Verminderung der Metallstärken unter der Mitwirkung der in den Jahren um 1870 in Folge der Ueberstürzung in der Nachfrage erzeugten geringen Güte des Eisens hat sich auf der Strecke zwischen Seesen und Osterode als ungünstig erwiesen und zu einer Verstärkung genöthigt, in dem Gefälle von 1:90 des rechten Gleises der Bahn von Naensen nach Holzminden hat die Befestigung der Oberschiene auf den Unterschienen und der Letzteren auf dem Planum einige Schwierigkeiten hervorgerufen und ausserdem haben sich bei diesen Oberbauten die Schläge der Räder gegen den leichten Körper der Fahrschiene auf den oberen Rand der Unterschienen, besonders an den Enden der Schienen im Laufe der Zeit für Beide als nachtheilig erwiesen, sodass allen diesen dreitheiligen Langträgern eine mittlere Dauer von etwa 20 Jahren zugeschrieben werden kann. Eine allgemeinere Betheiligung der Bahnverwaltungen an dieser Bauart würde vielleicht bald die Mittel zur Beseitigung seiner schwachen Punkte ergeben, auch wohl den jedem Langträgersysteme anhaftenden Uebelstand der erschwerten Entwässerung beseitigt haben; der letztere Uebelstand, welcher auch wohl am schwersten zu überwinden ist, scheint jedoch so abschreckend zu wirken, dass sich gegenwärtig die Bemühungen ausschliesslich dem Querschwellen-Oberbau zuwenden.

Ich verkenne die Annehmlichkeit und den Nutzen einer Einrichtung, welche den Kampf mit gewissen praktischen Schwierigkeiten von Haus aus vermeidet, durchaus nicht und habe demzufolge neben dem Langschwellenbaue auch den Querschwellenbau in meinem Verwaltungskreise gepflegt, letzteren jedoch nur mit Holzschwellen, da die bisherigen eisernen Querschwellen aus den entwickelten Gründen den Vergleich mit den hiesigen Holzschwellen nicht aushalten konnten. Falls die eisernen Schwellen von den gerügten Mängeln befreit und zu einem Wettbewerbe mit den letzteren Schwellen befähigt werden, erblicke ich in ihrer Anwendung einen Fortschritt namentlich deshalb, weil die grössere Festigkeit und Dauerhaftigkeit, welche das Eisen

vor dem Holze voraus hat, die dauernd gleiche Güte des Gleises besser verbürgt und die Vernachlässigung bei der Unterhaltung weniger bedenklich macht, also die Sicherheit des Betriebes erhöht.

Die Befreiung der eisernen Schwellen von den obigen Mängeln bedingt eine Verstärkung und kann daher nicht ohne Kosten geschehen. Man muss sich darüber klar werden, dass die Verwendung eiserner Querschwellen keine Geldersparnis verspricht, sondern ein Geldopfer verlangt, welches für die Sicherheit und Regelmässigkeit des Betriebes gebracht wird.

Wenn man zu diesem Opfer entschlossen ist, entsteht die Frage, wie die Verstärkung der Schwellen vorzunehmen sei. Es würde unzweckmässig sein, die Abmessungen der jetzigen Schwellen gleichmässig zu vergrössern, da die einzelnen Theile derselben sehr verschieden in Anspruch genommen werden; das Augenmerk muss vielmehr darauf gerichtet sein, den wirksam tragenden Theil der Unterfläche, sowie auch die den Pressungen und Reibungen der Schiene ausgesetzten Theile der Schwelle zu vergrössern und zugleich den frei liegenden Theil der Schiene zu verkürzen.

Der am meisten in Anspruch genommene Theil der Schwelle ist der unmittelbar unter den Schienen liegende; dieser ist daher zu verstärken, wogegen das Zwischenstück, welches ohnehin nicht stramm gestopft werden darf, einer Verstärkung nicht bedarf. Diese Erwägung führt dazu, die Schwelle aus zwei Kästen zu bilden, welche durch ein Querstück miteinander verbunden sind; eine solche Schwelle bezeichne ich kurz als Kastenschwelle und den daraus gebildeten Oberbau als Kasteneroberbau. Die Einzelheiten der Zusammensetzung einer Kastenschwelle lassen sich, je nachdem man dieser oder jener Nebenrücksicht eine grössere Bedeutung beilegt, verschieden anordnen. Fig. 21, Tafel XIII stellt den Grundriss, Fig. 22 den Querschnitt rechtwinklig zur Bahn, Fig. 23 den Durchschnitt gleichlaufend mit der Bahnachse einer Anordnung dar, wonach zwei unten offene, sonst aber rings herum geschlossene eiserne Kästen von 140^{mm} Höhe mit einer quadratischen oberen Fläche von 400^{mm} Seitenlänge durch ein unten ebenfalls offenes Zwischenstück von 1106^{mm} Länge 66^{mm} Höhe und 220^{mm} oberer Breite so miteinander verbunden sind, dass ihre offenen Unterflächen in gleicher Tiefe liegen. Die Verbindung geschieht in lothrechter Ebene an jeder Seite durch drei Winkeleisen, von welchen die beiden lothrecht stehenden über das Zwischenstück hinaus bis zur Kopfplatte der Kästen reichen. Diese Kopfplatte hat die Neigung von $\frac{1}{20}$ gegen die beiden rechts und links liegenden Seitenwände, um sofort der Schiene die vorschrittmässige Neigung zu geben, während die vorderen und hinteren winkelrecht gegen die Bahnachse gerichteten Seitenwände (der leichteren und billigeren Herstellung der Kästen wegen) rechtwinklig auf der oberen Fläche stehen.

Ob es zweckmässig ist, das Zwischenstück so hoch hinaufzurücken, dass seine obere Fläche in die Höhe der Kopfplatte der Kästen fällt, oder ob es rathsam ist, das Zwischenstück aus zwei getrennten Trägern herzustellen, welche die Höhe der Kästen haben und an denselben vorbeigehend deren Vorder- und Hinterwände bilden, dürfte den Versuchen zu überlassen

sein, welche vielleicht auf manche andere wünschenswerthe Aenderung in den Mafsen, Formen und Verbindungen hinweisen werden.

Eine Kastenschwelle der vorstehenden Art hat eine Gesamtgrundfläche von 0,6 qm, die beiden Kasten allein haben zusammen eine Grundfläche von 0,35 qm, sodass die wirksame tragende Fläche mindestens 0,5 qm beträgt und 140^{mm} tief unter dem Schienenfusse liegt. Die frei liegende Schienenlänge wird um 0,40 minus 0,08 = 0,32, also um ein Drittel Meter kürzer, als bei den bisherigen eisernen Querschwellen, während die Stützfläche für die Schienen um ebenso viel länger, und überhaupt fünfmal so gross, wie die jetzige wird. Bei der bisherigen Zahl von 9 Schwellen unter einer Schiene von 7,5^m Länge wird bei gleicher Vertheilung der frei liegende Schienentheil nicht viel länger, als der unterstützte Theil, nämlich gleich 0,43^m.

Das Gewicht der Schwelle wird sich etwa auf 77 kg, das Anderthalbfache des Gewichts der jetzigen Schwelle belaufen, sie wird also unter den obigen Voraussetzungen $\frac{77}{50} \cdot 8 = 12,3$ M. kosten und eine Abnutzung von $\frac{77}{50} \cdot 0,3 = 0,46$ M. fürs Jahr nach sich ziehen.

Die vorstehende Schwellenart erfordert wie jeder Querschwellenbau Unterlageplatten (wenigstens für die Stosschwellen), welche nach der vorhin beschriebenen Einrichtung bei schwebenden Stössen über die beiden Stosschwellen hinweggehen und sowohl mit den Schenkeln der Winkellaschen, als auch mit den Schwellen verbolzt werden müssen. Schienen, Laschen und Unterlageplatten sind vor der Verlegung, die Kopfplatte der Schwelle jedoch nach der Verlegung zu bohren, um der veränderlichen Spurerweiterung in den Krümmungen leicht Rechnung tragen zu können. Demzufolge kommen geringe Längenfehler des Zwischenstückes der Kastenschwelle bei deren Anfertigung nicht in Betracht. Die Ueberhöhung der äusseren Schiene in gekrümmten Strecken wird natürlich durch Drehung der Schwellen um ihren Mittelpunkt in lothrechter Ebene hervorgebracht.

Einer Näherrückung der beiden Stosschwellen für schwebende Stösse bedarf es nicht; alle Schwellen können gleichen Abstand erhalten, da derselbe nicht grösser wird, als der Abstand der Stützflächen unter dem schwebenden Stosse der jetzigen Bauarten schon ist. Wahrscheinlich wird man aber wegen der grossen Lagerfläche auf den Kasten ohne Nachtheil den schwebenden Stoss ganz aufgeben und zu dem festen Stosse zurückkehren können, da die Kopfplatte des Kastens unter dem Stosse wohl hinreichend federn und die Schläge der Fahrzeuge gegen die gut verlaschten Schienenenden genügend mildern wird.

Diese Kastenschwelle wird im Kiesbette wahrscheinlich so festliegen und durch die obige Verlaschung der Schienen in ihrer sicheren Lage so sehr unterstützt werden, dass es nicht nöthig sein wird, in den Krümmungen die Schienen in Verband zu legen, was der Ersparung einer Schwelle auf jede Schienenlänge in den Krümmungen gleichkommt.

Man kann den Kastenoberbau als eine Vermittelung zwischen dem Querschwellen- und dem Langschwellenbau betrachten, da

er wegen der Verkürzung der frei schwebenden Schienentheile einen Langschwellenbau mit Unterbrechungen darstellt, welcher die Nachteile der durchlaufenden Langschwelle vermeidet.

Verglichen mit den jährlichen Kosten der Holzschwellen von 0,36 M. für eine Schwelle, nöthigt die eiserne Kastenschwelle zu einem Mehraufwande von 0,46 minus 0,36 = 0,10 M. oder von 28 Prozent. Rechnet man auf die 7,5^m lange Schiene 9, also auf die Meile 9000 Schwellen; so beträgt der jährliche Abgang für Holzschwellen 3240 M., und für eiserne Kastenschwellen 4140 M. für jede Meile Gleis. Dieses für die Sicherheit und Regelmässigkeit des Betriebes erforderliche Opfer scheint in der That nicht zu gross zu sein, falls die Kastenschwellen wirklich ein wesentlich dauerhafteres und beständigeres Gleis liefern, was mit Grund zu vermuthen ist, jedoch erst durch praktische Ausführungen bestätigt werden muss.

Wenn man die Mehrkosten der vorstehenden verstärkten Schwelle für grössere Versuchsstrecken scheut, könnte man immerhin statt der jetzigen Schwelle eine Kastenschwelle nach Fig. 24, an welcher die Kasten gleichlaufend mit der Bahn 400^{mm} lang, winkelrecht zur Bahn aber nur 220^{mm} breit und wie das Zwischenstück nur 66^{mm} hoch sind, welche also kein grösseres Gewicht, als die jetzige Schwelle hat, versuchsweise in Anwendung bringen. Das Zwischenstück wäre an jedem Ende nicht allein mit zwei äusseren lothrechten, sondern auch mit einem inneren wagrechten Winkeleisen an den Kasten zu befestigen.

Die Verwendung von Eisen statt Holz im Eisenbahnbau hat nicht nur für die Sicherheit des Bahnbetriebes, sondern auch für die Volkswirtschaft eine wichtige Bedeutung, welche etwas näher beleuchtet zu werden verdient.

Das Deutsche Reich besass Ende 1884 4730 Meilen normalspurige Eisenbahnen mit 6160 Meilen in Hauptgleisen und 1970 Meilen in Nebengleisen, überhaupt mit 8130 Meilen Gleis. Da die Gleislänge von Jahr zu Jahr sich um 7 bis 10 Prozent vergrössert hat, also in gegenwärtigem Jahre 1887 wahrscheinlich 10000 Meilen Gleise vorhanden sein werden, so wird man im Beharrungszustande mindestens auf 15000 Meilen Schienengleise rechnen dürfen. Wenn diese gesammte Gleislänge mit eisernem Kastenoberbau versehen wäre, oder würde, so beliefen sich die jährlichen Kosten für den Abgang an eisernen Schwellen auf $4140 \cdot 15000 = 62$ Millionen Mark. Das Eisen empfängt seinen Werth vornehmlich aus der zu seiner Gewinnung und Bearbeitung aufgewandten menschlichen Arbeit und den dabei verbrauchten Materialien (wie Steinkohlen u. s. w.), sowie den Abnutzungen von Anlagen (wie Schächten, Gebäuden, Maschinen u. s. w.), welche letzteren beiden Bestandtheile — Materialien und Anlagen — wiederum ihren Werth aus derselben Quelle der menschlichen Arbeit ableiten. Vornehmlich stellt sich also im Eisen eine Summe von menschlicher Arbeit, körperlicher und geistiger dar, wovon die geistige einen nicht sehr erheblichen Antheil ausmacht und in allen Fällen auf Handarbeit umgerechnet werden kann. Ein geringer Theil des Werthes des Eisens fällt auf Kapitalzinsen, also auf die Nutzung des Nationalvermögens, ferner auf die Verwerthung der Arbeit natürlicher Triebkräfte (wie Wassergefälle), was einer Erhöhung des Nationalvermögens gleichkommt, und endlich auf die Bereitstellung eines bis dahin verschlossenen

Bedürfnisstoffes: des Eisens, worin eine Erzeugung von Nationalvermögen liegt, (das natürlich durch Abnutzung wieder vernichtet werden kann). Die letzten drei Werthursachen spielen beim Eisen eine untergeordnete Rolle und ihr Werth könnte immer in einer gewissen Summe von Handarbeit abgeschätzt werden.

Hiernach stellt eine jährliche verbrauchte Masse bearbeiteten Eisens von 62 Millionen Mark die Arbeit von 62 000 Arbeitern dar, welche für sich und ihre Familien eine jährliche Einnahme von 1000 M. für jeden Mann bedürfen. Jene Summe gewährt also 62 000 Arbeiterfamilien den Lebensunterhalt. (Soweit die geistige Arbeit in Betracht kommt, verwandelt sich eine gewisse Zahl von Arbeiterfamilien in Beamtenfamilien.)

Die Holzschwellen würden $3240.15000 = 48$ Millionen Mark jährlich erfordern, was den Lebensbedürfnissen von 48 000 Arbeiterfamilien entspricht. Würden nun, wenn man vom hölzernen zum eisernen Unterbau überginge, die letzteren 48 000 Arbeiter brotlos werden, während 62 000 Berg- und Hüttenleute dabei ihr Auskommen fänden? Keineswegs: der Verzicht auf das Holz zu Bahnschwellen würde keine Arbeitskraft in Unthätigkeit versetzen; er würde ihr nur ein anderes Feld der Thätigkeit anweisen. Um die Richtigkeit der letzteren Behauptung einzusehen, vergegenwärtige man sich Folgendes. Wenn nur Holzschwellen verwendet werden; so beziehen die Bahnverwaltungen den einen Theil a ihres Holzbedarfes aus den inländischen Forsten und den anderen Theil b aus dem Auslande (namentlich Polen); $a + b$ stellt den jährlichen Gesamtbedarf von 48 Millionen Mark dar. Aller übrige Holzverbrauch des Reiches kommt zum Theile c aus den inländischen Forsten und zum Theile d aus dem Auslande; $c + d$ stellt den gesammten anderweiten Holzverbrauch dar, sodass $a + b + c + d$ der ganze Holzbedarf im Deutschen Reiche ist, wovon $a + c$ aus den inländischen Forsten und $b + d$ aus dem Auslande bezogen wird. Die inländischen Forsten überliefern von ihrem erzeugten Holz den Theil a an die Bahnverwaltungen, den Theil c an die übrigen inländischen Abnehmer; einen Theil e an ausländische Abnehmer und es ist denkbar, dass ein Theil f als dauernde Gewinnung über den Bedarf in diesen oder jenen Gegenden ungenutzt verloren geht, sodass $a + c + e + f$ das gesammte inländische Holzwachsthum darstellt. Man könnte den Theil f, nämlich die Masse des in den Forsten verfaulenden Holzes füglich streichen, da bei einer geordneten Volkswirtschaft ein solcher Verlust nicht vorkommen dürfte, vielmehr ein Theil des Forstgrundes in Feldland zu verwandeln wäre; wir wollen diesen Theil jedoch als gedachte Grösse, welche möglicherweise den Werth = Null haben kann, stehen lassen, also die Annahme machen, dass es nicht möglich sei, bei der jetzigen Waldwirtschaft einen Verlust vom Höchsbetrage f zu vermeiden.

Fragt man sich nun, welche Veränderungen in den Zahlen a bis f eintreten werden, wenn die Bahnverwaltungen statt der hölzernen Schwellen nur eiserne verwenden, so wird die Antwort in Nachfolgendem bestehen. Zunächst werden die Bahnverwaltungen das Geld für den Theil b nicht mehr ins Ausland schicken, sondern zur Bezahlung von Berg- und Hütten-

leuten im Inlande behalten; ausserdem werden sie den Geldbetrag für den Theil a, welchen sie bislang den inländischen Waldarbeitern zufließen liessen, den Berg- und Hüttenleuten zukommen lassen. Die Forstverwaltungen dagegen werden über das Holz vom Werthe a, welches ihnen die Eisenbahnen nicht mehr abnehmen, in drei Theilen anderweit verfügen: den ersten Theil a_1 werden sie an die übrigen inländischen Holzabnehmer als Ersatz für einen ebenso grossen Antheil des Holzes d, welches diese vorher aus dem Auslande bezogen, abgeben; den zweiten Theil a_2 werden sie den etwa sich steigernden Anforderungen der inländischen und ausländischen Gewerbethätigkeit in Holzarbeit zur Verfügung stellen; der dritte Theil a_3 , aber, für welchen es weder inländische, noch ausländische Abnehmer giebt, würde nur ihre Uebererzeugung f unnütz vermehren oder im Walde verfaulen, was mit einer Lahmlegung von Arbeitskräften gleichbedeutend wäre, wenn die Forstwirtschaft nicht in Ackerbau übergeführt werden könnte. Letzteres ist aber durch Ueberweisung von Waldboden an die Landwirtschaft nicht nur ausführbar, sondern auch gerechtfertigt, da ja durch die vermehrte Zahl von Berg- und Hüttenleuten von selbst ein erhöhtes Bedürfnis an Feldfrüchten eintritt. Da zur Erzeugung von Feldfrüchten nahezu dieselbe Anzahl von Arbeitskräften wie zur Erzeugung einer gleichwerthigen Holzmenge erforderlich ist, so leuchtet ein, dass wenn in Folge des verminderten Absatzes an die Bahnverwaltungen wirklich ein gewisser Theil der Forsterzeugnisse dauernd werthlos würde, durch Rodung einer entsprechenden Waldfläche der Ausfall ausgeglichen und eine der früheren gleiche Zahl von Arbeitern beschäftigt werden könnte.

Hiernach würde der eiserne Oberbau zunächst 48 000 Arbeiter dauernd in Thätigkeit setzen, ohne die Zahl der bei der Forst- und Landwirtschaft thätigen Arbeiter zu vermindern. Die hierzu erforderlichen Kosten von 48 Millionen Mark würden theils dadurch gewonnen, dass sie nicht mehr für Holz ins Ausland gesendet, theils dadurch, dass statt Holz unmittelbar Lebensmittel erzeugt würden. Die Förderung des Eisenerzes und der Kohle macht den Forstgrund frei zum Bau von Korn und Kartoffeln, der eiserne Oberbau verwandelt thatsächlich Steine in Brot.

Diese Bauart mit den verstärkten Kastenschwellen erfordert übrigens jährlich nicht 48, sondern 62 Millionen Mark und beschäftigt nicht 48 000, sondern 62 000 Arbeiter. Woher kommen nun die übrigen 14 Millionen Mark für die 14 000 Arbeiter? Diese 14 Millionen Mark, welche die jetzigen Kosten des Holzschwellenbaues überschreiten, sind das Opfer, welches durch dauerhaftere Bauart für die Sicherheit und Regelmässigkeit des Bahnbetriebes gebracht wird. Wenn in Folge der theureren Unterhaltung der Bahn keine Erhöhung der Tarife eintritt, so werden jene Kosten natürlich von der Gesamtheit der Steuerzahler des Reiches (beziehungsweise von den Aktionären der Privatbahnen) zur Förderung der öffentlichen Sicherheit getragen; wenn dagegen die Tarife angemessen erhöht werden, so werden sie von den Benutzern der Eisenbahnen, also vornehmlich von der Geschäftswelt und den Reisenden unter Förderung des eigenen Vortheiles getragen. In allen Fällen fällt die Belastung mit ihrem Hauptgewichte unmittelbar auf die

Schultern der bemittelten Volksklassen, was dem Gegenstande vom volkwirtschaftlichen Standpunkte aus eine gesteigerte Wichtigkeit verleiht.

Die durch die eisernen Schwellen entstehende Vermehrung der Betriebskosten beträgt etwa 1 Prozent des jetzigen jähr-

lichen Ueberschusses und nicht ganz $\frac{1}{2}$ Prozent der jetzigen Einnahmen aller deutschen Bahnen, sodass eine Erhöhung der Tarife um $\frac{1}{2}$ Prozent zur Deckung der Mehrkosten völlig ausreichen würde.

Braunschweig, im Januar 1887.

Ehrhardt's Patent-Radreifen-Bearbeitung.

D. R. P. No. 32542, 32625, 35412. Angemeldet E 1803^I.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—9, Taf. XIV.)

Nachdem wir im »Organe« 1886, S. 50, die H. Ehrhardt'sche Radreifendrehbank beschrieben haben, hat dieselbe eine weitgehende Verwendung gefunden, unter andern in den Eisenbahn-Hauptwerkstätten zu Gotha, Limburg a./L., Fulda, Augsburg, Nippes, Osnabrück und Tempelhof. Wie bei allen Neuerungen zeigten sich auch bei dem Arbeiten der ersten Drehbänke dieser Art einzelne Unvollkommenheiten und Anstände, welche zu mehrfachen Abänderungen und Verbesserungen Anlass gaben. Heute können alle Hindernisse als beseitigt betrachtet werden, und wir verfehlen daher nicht, im Anschluss an unsere frühere Mittheilung unsern Lesern die neue Gestalt vorzuführen. Mit den Verbesserungen ist zugleich die Möglichkeit erreicht, die Ehrhardt'schen Supporte auch an nicht zu schwachen alten Drehbänken ohne Anstand nachträglich anbringen zu können. Der Erfinder nimmt für seine Anordnung die folgenden Vortheile gegen die alten Drehbänke mit einzelem, schmalem Stahle in Anspruch.

Ohne wesentlich stärkere Abmessung der Theile der Drehbänke wird die Leistungsfähigkeit verdoppelt.

Die Herstellung der Lauffläche der Reifen ist eine genauere und glattere, da das Schlichtmesser alle Unebenheiten der vorgehenden Bearbeitung vollständig beseitigt.

Beim Nachdrehen wird ein möglichst sparsamer Span abgenommen, da der Dreher beim Anstellen der genau nach der Lehre einzustellenden Messer sofort die tiefst abgelaufenen Stellen unzweifelhaft erkennt, was beim Anstellen des gewöhnlichen Drehstahles von der Seite her nicht mit gleicher Schärfe möglich ist.

Der Grundgedanke der Ehrhardt'schen Reifenbearbeitung ist nun auch, wie Fig. 3 u. 4, Taf. XIV zeigt, auf die Herstellung der Innenflächen übertragen, besonders wichtig ist dabei die Genauigkeit des letzten Ausdrehens. Gleichzeitig mit letzterem erfolgt

mittels Hilfs-Supports das Anarbeiten der Sprengringnuthen, wodurch an Zeit wesentlich gespart wird. Der hierbei benutzte Support gestattet die Einstellung des Sprengring-Messels m, Fig. 3 u. 4, Taf. XIV, auf einen bestimmten gegebenen Winkel.

Das Ausarbeiten der Innenfläche erfolgt mit einem Ehrhardt'schen ununterbrochenen Schrubbmesser M, Fig. 5 u. 6, welches eben so wirkt, wie dasjenige zum Schrubben der Aussenfläche. Ist der Reifen genügend ausgeschrubbt, so setzt man das volle Schlichtmesser M₁, Fig. 3, 4 u. 7, Taf. XIV, ein, und gleicht die kleinen Ungenauigkeiten aus, wobei der verlangte Durchmesser mit grösster Genauigkeit hergestellt werden kann.

Die in Fig. 7, Taf. XIV, dargestellten hierzu zu verwendenden Messer sind billig, da sie aus einem Stückchen Rundstahl mit entsprechender Schneide bestehen, welches in dem festen Halter B drehbar stets auf den günstigsten Schnittwinkel einzustellen ist.

Da in der Regel mit Gegensupports, Fig. 1, Taf. XIV, gedreht wird, so gleichen sich die Supportdrücke fast vollständig aus, und es wird so ein vollkommen ruhiges Rundlaufen der Reifen und eine beträchtliche Abminderung des Spindel-, bzw. Achsendruckes erreicht.

Ausser der Fabrik des Herrn Ehrhardt in Zella St. Blasii haben die nachstehenden Werke die Herstellung der Ehrhardt'schen Drehbänke übernommen.

Die Elsässische Maschinenbau-Gesellschaft in Grafenstaden für Süddeutschland, Hessen, Hessen-Nassau, Rheinprovinz, Schweiz, Niederlande und Frankreich.

Die Sächsische Maschinenfabrik zu Chemnitz, vorm. Rich. Hartmann, für Norddeutschland, Russland und die Donaufürstenthümer.

Die Wiener Locomotivfabriks-Actien-Gesellschaft zu Floridsdorf für Oesterreich-Ungarn.

Universal-Frais-Maschine.

Von Heinrich Tichy in Amstetten.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 10 u. 11, Taf. XIV.)

Es ist allgemein bekannt, welche grossen Vortheile die Anwendung der Fraiser in Eisenbahn-Werkstätten bietet; nicht minder die Anwendung der Schneckenbohrer an Stelle der gebräuchlichen Herz- und Centruboherer.

Der Gebrauch dieser Werkzeuge ist aber dennoch ein beschränkter zu nennen.

Der Grund hierfür dürfte in den Schwierigkeiten liegen, welche durch die Herstellung und das Schleifen beliebig geformter Fraiser, sowie der Schneckenbohrer entstehen. Hierzu werden besondere Maschinen erforderlich, deren Lösung freilich in befriedigendster Weise gelungen ist, welche jedoch durchweg für kleine Werkstätten einen zu hohen Kostenaufwand bedingen.

Diesem Umstande entspringt die im Nachfolgenden beschriebene Maschine, welche sehr einfach in ihrer Anordnung, mit geringem Aufwande herzustellen und leicht zu handhaben ist.

Die Maschine dient zum Anarbeiten von Fraiseru jedweder Gestalt, von Schneckenbohrern, Kronenbohrern, cylindrischen und conischen Reibahlen, Gewindebohrern, kleinen Zahnrädern, zum Einfraisern von geraden oder Schnecken-Nuthen, ausserdem kann die Maschine auch zur Bearbeitung beliebiger Gegenstände mittelst Fraiser verwendet werden.

Auf dem Ständer b, Fig. 10 u. 11, Taf. XIV, sitzt der Fraiser-support a, in welchem die Fraisspindel f gelagert ist. Der Fraiser-support ist in lothrechter Richtung beweglich. Die Verschiebung beträgt 200^{mm}. Die Fraisspindel trägt einen 3stufigen Kegel, und ist so eingerichtet, dass ihr vorderes, zur Aufnahme des Arbeitsfraiser bestimmtes Ende unter einem Winkel zur Spindelachse einstellbar ist, und zwar vermittelt des um eine lothrechte Achse drehbaren Bügels v und dreier Kegelräder. Anstatt dieser beweglichen Spindel kann auch eine feste Spindel eingeschaltet werden, welche in der Längsrichtung mittelst des Handrades c Fig. 10 einstellbar ist, und eine Ausladung bis 200^{mm} gestattet.

Erstere Spindel dient zur Bearbeitung von Gegenständen, welche zwischen den Spitzen eingespannt, letztere für Gegenstände, die in sonstiger Weise auf dem Tische aufgespannt werden.

Die Gegenstufenscheibe S_1 befindet sich auf einer von zwei einfachen Pendeln p_1 , p_2 und einem doppelten Pendel p_3 getragenen schwebenden Welle w Fig. 11. Diese Welle trägt noch weiter eine Scheibe S_2 zur Aufnahme des Antriebsriemens und einen kleinen Stufenkegel S_3 , welcher die Bewegung der Welle durch den Steuerkegel S_4 auf die in einer Büchse laufende Schneckenwelle q und von hier mittelst Schnecke und Zahnrad Z auf die Leitspindel k überträgt. Die Bewegung der Leitspindel k kann durch den dreistufigen Steuerkegel S_4 nach Bedarf verändert werden.

Vermittels dieser Leitspindel k wird die Bewegung des Winkeltisches t in wagerechtem Sinne bewirkt und zwar entweder mit der Hand durch die Kurbel h unter Ausschaltung des Zahnrades Z, oder selbstthätig durch die Maschine unter Einschaltung des Zahnrades Z. Die Verschiebung des Winkeltisches beträgt 750^{mm}. Der Winkeltisch ist ausserdem um eine wagerechte Achse drehbar und unter beliebigem Winkel einstellbar. Das zu bearbeitende Werkstück wird je nach der zu verrichtenden Arbeit entweder unmittelbar in den Einspannschlitz des Winkeltisches, oder zwischen dem Spindelstocke u und Reitstocke r eingespannt.

Der Reitstock r kann längs des Schlitzes in der Tischplatte verschoben, mit einer Schraube festgestellt werden, und hat eine verstellbare Körnerspitze. Bei Kronenbohrern wird statt des Reitstockes eine Lunette benutzt.

Der Spindelstock u ist mit einer Spindel ss versehen, deren eines Ende zur Aufnahme einer Körnerspitze oder eines beliebigen Einspannfutters geeignet ist. (Spitzenhöhe 105^{mm}, Spitzenweite 400^{mm}.)

Zur Verminderung der Reibung läuft die Spindel auf gehärteten Kugeln. Auf dem anderen äussersten Ende sitzt eine

Theilscheibe d fest an der Welle, und daneben lose auf der Welle ein kleines, in den Bügel g auslaufendes Zahnrad; dieser Bügel umfasst die Theilscheibe, und kuppelt sie mittelst eines Federstiftes n mit dem Bügel-Zahnrade.

In das Bügel-Zahnrad greift ein Doppel-Zahnrad, in dieses die Zahnstange i ein, welche im Winkeltische ihre Führung hat. Diese Zahnstange hat zweierlei Zweck, und zwar: 1) mittelst der Zahnräder die Spindel mit sammt dem zu fraisenden Gegenstande festzuhalten, oder 2) die Spindel bei der Bewegung des Tisches in eine drehende Bewegung zu versetzen. Ersterer Zweck kommt in Frage beim Fraisen gerader Nuthen, letzterer beim Fraisen der Schneckenmuthen. Dementsprechend wird die Zahnstange in zweierlei Art befestigt, und zwar: 1) entweder mit der Stellschraube e am Winkeltische unter gleichzeitiger Entfernung der Schraube o am Lineal-Gleitbacken p oder 2) umgekehrt mittelst der Schraube o am Lineal-Gleitbacken, unter gleichzeitiger Lösung der Stellschraube e.

In allen Fällen kann unter Lösung des Federstiftes n die Theilscheibe, hiermit auch die Spindel mit dem zu fraisenden Gegenstande von dem Bügelzahnrade losgekuppelt und um eine beliebige Anzahl Löcher verstellt werden.

Das Lineal l dient als Führung für das Zahnstangenende, wenn Schneckenmuthen gefraist werden sollen. Dasselbe hat an der Innenseite einen schwalbenschwanzförmigen Schlitz, in welchem zwei Schrauben gleiten. Die eine Schraube ist im Mittelpunkte der Stütze m, die zweite im concentrischen Schlitze dieser Stütze. Das Lineal kann somit der Länge nach verschoben, in jedem beliebigen Winkel eingestellt und in dieser Lage gehalten werden. Auf dem Lineale gleitet der Backen p, in welchem die Zahnstange mittelst der Schraube o befestigt werden kann.

Sollen gerade Nuthen in cylindrische, ebene, scheibenförmige oder in Kegelfraiser gefraist werden, so wird vor Allem die Schraube o entfernt, und die Zahnstange mittelst der Stellschraube e festgestellt, sodann dem Winkeltische die entsprechende Neigung gegeben, und zwar so, dass der Schnitt entweder mittelst der wagerechten Bewegung des Winkeltisches, oder der lothrechten Bewegung des Fraiser-supports, oder, bei Façonfraiseru, mittelst Vereinigung beider Bewegungen ausgeführt werden kann.

Sollen Schneckenmuthen in Fraiser, Reibahlen, Schneckenbohrer u. s. w. gefraist werden, so müssen die beiden Bewegungen, und zwar die wagerechte Bewegung des Tisches und die drehende der Spindel des Spindelstockes mit einander vereinigt werden. Vorerst wird der Tisch in die entsprechende Lage gebracht, die Stellschraube e gelüftet, die Zahnstange am Gleitbacken des Lineals befestigt. Sodann muss das Lineal jene Neigung gegen die Wagerechte erhalten, welche der gegebenen Höhe der Schneckenlinie entspricht.

Die Antriebscheibe macht 80, der Arbeitsfraiser 50, 100, bezw. 200 Umläufe.

Diese Maschine, soll durch ihre geringen Anschaffungskosten zur allgemeinen Anwendung der Schneckenbohrer und Fraiser in Eisenbahnwerkstätten beitragen. Vermöge ihrer einfachen Anordnung ist es möglich sie verhältnismässig sehr billig herzustellen.

Die Einfachheit der Anordnung besteht hauptsächlich:

a) in der Ausführung der lothrechten Bewegung des Fraiser-supports mittels eines schwebenden Vorgeleges.

Diese Ausführung bietet ausserdem die Möglichkeit, dass die Maschine für das Fraisen nach Lehren erweiterte Anwendung finden kann, wenn die lothrechte Spindel weggelassen und durch ein Gegengewicht ersetzt gedacht wird;

b) in der Anordnung des Tisches, welcher neben der selbstthätigen Bewegung in wagerechtem Sinne, noch die Ein-

stellung unter einem beliebigen Neigungswinkel in einfacher Weise gestattet;

c) in der Durchführung der drehenden Bewegung des Arbeitsstückes mittels Zahnstange und einstellbaren Lineales, wodurch ohne Anwendung von Wechselrädern die mannigfaltigsten Steigungen der Schneckenlinie herzustellen sind.

Amstetten, im Januar 1887.

Radreifen-Stärken-Messer der Dänischen Staatsbahnen.

Mitgetheilt vom Ober-Maschinenmeister O. Bung zu Aarhus.

(Hierzu Zeichnung Fig. 16 auf Taf. XIV.)

Im weiteren Verfolge der Mittheilungen über Vorrichtungen zum Messen der Radreifen von Erb, Organ 1886, S. 173, und von Stürtz, Organ 1887, S. 8, führen wir in Fig. 16, Taf. XIV, eine weitere derartige Vorkehrung vor, welche bei sehr handlicher Gestalt eine eingehendere Untersuchung des Radreifenquerschnittes gestattet, als die vorgehend aufgeführten.

Die Vorrichtung besteht aus 1,5^{mm} starkem Stahlbleche, und misst in der Fig. 16, Taf. XIV, dargestellten Weise

1. die Stärke des Radreifens am Rande,

2. die Abnutzung des Laufringes,

3. die Abnutzung des Spurkranzes.

Beim Messen wird die Vorrichtung auf den Rand des Spurkranzes und den äussersten Innenrand der Lauffläche gesetzt, und so die Abnutzung gegen eine Gerade festgelegt, welche bei der verschwindenden Abnutzung dieser Stellen als unabänderlich festliegend angesehen werden kann. Die Einführung der Vorrichtung in die Werkstätten bedingt daher offenbar ein Abdrehen der Spurkränze genau auf die vorgeschriebene und überall gleiche Höhe.

Haupt-Abmessungen und Leistungen von Normal-Locomotiven der Preussischen Staatsbahnen.

(Hierzu zeichnerische Darstellung der Leistungen Fig. 1—3 auf Taf. XV.)

Auf Grund eines Erlasses des preussischen Herrn Arbeits-Ministers, II. a. 10297, vom 11. Juli 1885 sind seitens der Directionen der preussischen Staats-Eisenbahnen eingehende Versuche und Beobachtungen über die Leistungen der Normallocomotiven dieser Bahnen, und zwar

1. für die normale, dreifach gekuppelte, dreiachsige Güterzuglocomotive mit Tender (No. 1 der nachfolgenden Tabelle, Fig. 2 auf Taf. XV),

2. für die normale, dreifach gekuppelte, dreiachsige Tenderlocomotive für Nebenbahnen (No. 2 der nachfolgenden Tabelle, Fig. 3 auf Taf. XV),

3. für die normale, zweifach gekuppelte, dreiachsige (ältere) Personenzuglocomotive mit Tender (No. 3 der nachfolgenden Tabelle, Fig. 1, Taf. XV),

angestellt.

Die im Ministerium der öffentlichen Arbeiten gesammelten Ergebnisse sind zeichnerisch für verschiedene Steigungen unter Benutzung der Fahrgeschwindigkeiten als wagerechte und der Leistungen (Zugkräfte) als lothrechte Auftragsmaße dargestellt und ziffermässig in der nachfolgenden Tabelle zusammengetragen.

Die Sammlung dieses an und für sich in hohem Mafse werthvollen Stoffes für die richtige Beurtheilung der Verwendung der Locomotiven ist namentlich auch deshalb als ein höchst dankenswerthes Unternehmen zu bezeichnen, weil dadurch ein wesentlicher Schritt auf dem Wege der Lösung der schwierigen Frage der Zugwiderstände vorwärts gethan ist.

Die in der Tabelle, wie auf der Taf. XV an sich verständliche Darstellung bedarf keiner weiteren Erläuterung, wir lassen erstere daher unmittelbar folgen.

Lfd. No.	Gattung der Locomotive.	Cylinder-Durchmesser.	Kolbenhub.	Treibrad-Durchmesser.	Dampfüberdruck.	Adhäsionsgewicht.	Heizfläche.	Auf 1 qm Heizfläche entfallene Pferdestärken.	Summe der Pferdestärken: N = Col. g. h.	Summe der Kilogramm- meter: Col. i. 75 (aus der Heizfläche berechnet).	Maximalzugkraft ermittelt aus:		
											der Adhäsion: $Z = \frac{1}{6,5}$ (rund)	der Grösse der Dampfzylinder: $Z = \frac{d \cdot l \cdot p \cdot 0,6}{D}$	der Heizfläche: $Z = \frac{k}{Col. p}$
a		b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n
		mm	mm	mm	kg	t	qm	Anzahl		kg/m	kg	kg	kg
1.	Normale 3/3 gekuppelte Güterzug- Locomotive mit Tender	450	630	1330	10	38,5	125	2,6	325,0	24375	5900	5800	5945
						Tender extra 27,5	bei 1,53	3,0	375,0	28150	5900	5800	5114
							qm	3,5	437,5	32813	5900	5800	3953
						Sa. 66,0	Rost- fläche	4,0	500,0	37500	5900	5800	3378
2.	Normale 3/3 gekuppelte Tender- Locomotive für Nebenbahnen	350	550	1080	12	29,2	60,3	3,6	217,1	16285	4490	4500	3972
							bei 1,3	4,0	241,2	18090	4490	4500	3287
							qm	4,3	259,3	19448	4490	4500	2343
							Rost- fläche	4,6	277,4	20805	4490	4500	1874
3.	Normale 2/3 gekuppelte Personenzug- Locomo- tive mit Tender (ältere)	420	560	1730	10	24,4	9,18	2,7	247,9	18593	3754	3450	3381
						ganze Locomo- tive = 37;	bei 1,718 qm	3,3	302,9	22718	3754	3450	2737
						Tender extra 27,5	Rost- fläche	3,9	358,0	26850	3754	3450	2419
								4,4	403,9	30293	3754	3450	2179
								4,8	440,6	33045	3754	3450	1991
								5,2	477,4	35805	3754	3450	1841
	Sa. 64,5	5,5	504,9	37868	3754	3450	1703						

Die Leistungsfähigkeit der Locomotiven, insbesondere der Normal-Locomotiven der Preussischen Staatsbahnen.*)

Von Albert Frank, Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover.

Auf Anordnung Sr. Excellenz des Ministers für öffentliche Arbeiten, Herrn Maybach, sind im Jahre 1885 auf den preussischen Staatsbahnen ausgedehnte Versuche über die grössten Leistungen der Locomotiven auf verschiedenen Steigungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten angestellt und in Bezug auf die normalen dreifach gekuppelten Güterzug- Locomotiven, die normalen dreifach gekuppelten Tender- Locomotiven und die normalen zweifach gekuppelten Personenzug- Locomotiven in besonders eingehender Weise durchgeführt.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind im Ministerium für öffentliche Arbeiten berechnet und zusammengestellt und im »Organ« 1887 Seite 103 dieses Heftes mitgeteilt. Dieselben liefern einen wichtigen Beitrag zu dieser seit vielen Jahren theils von einzelnen Fachmännern, theils von Eisenbahnverwaltungen behandelten Frage und werden namentlich von dem Verfasser dieses als eine Ergänzung seiner Versuche über die

Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge und die Leistungen der Locomotiven bei verschiedenen Belastungen und Geschwindigkeiten willkommen geheissen.

Die von mir angestellten Versuche, welche im »Organ« 1883, Heft I bis III, Seite 3, 69 und 237 und später in besonderer Ausgabe in Kreidel's Verlag in Wiesbaden 1886 **) beschrieben sind, hatten den Zweck, zuerst die Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge bei verschiedenen Steigungen, Krümmungen und Geschwindigkeiten zu ermitteln und sodann die Arbeiten der Locomotive, den Wasser- und Kohlenverbrauch, sowohl beim Leergange als auch bei Beförderung der verschiedensten Züge zu bestimmen. Dagegen haben diese Versuche nur im beschränkten Mafse dazu gedient, die Abhängigkeit der grössten Leistungsfähigkeit der Locomotiven von der Geschwindigkeit zu bestimmen. Ich habe mich deshalb in

**) Siehe »Organ« 1886 Seite 201.

*) Vergl. die Mittheilung der amtlichen Versuche »Organ« 1887, Seite 103.

Geschwindigkeit		Widerstand auf 1:∞ für 1 Tonne		Geförderte Wagenbruttolast in Tonnen bei den in den Col. o und p verzeichneten Geschwindigkeiten und den hierunter angegebenen Steigungen.									Bemerkungen.
km in der Stunde.	m in der Sekunde.	Locomotiv-Gewicht.	Wagen- u. Tender-Bruttogewicht.	25	16,67	10	6,67	5	3,33	2,5	2		
o	p	q	r	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
km	m	kg	kg	1:40	1:60	1:100	1:150	1:200	1:300	1:400	1:500		
				Tonnen Wagen-Bruttogewicht.									
15	4,1	2,6	2,6	144	235	394	560	697	912	1074	1195	Der Widerstand auf 1 Tonne Locomotivgewicht, diese als Wagen gerechnet, ist auf 1:∞ ebenso hoch angenommen, wie derjenige des Tenders und der Wagen. Der innere Widerstand der Locomotive ist in der Spalte h bereits berücksichtigt worden.	
20	5,5	2,8	2,8	118	197	333	474	590	768	899	999		
30	8,3	3,3	3,3	74	132	231	331	410	529	615	680		
40	11,1	4,0	4,0	—	—	175	251	309	395	454	497		
15	4,1	2,6	2,6	115	177	286	399	493	641	749	834	Bei günstiger Witterung und Verwendung besonders stückreicher (z. B. Oberschlesischer) Kohle ist die Geschwindigkeit bei gleicher Wagenbruttolast bis zu 10% höher, bei ungünstiger Witterung und Verwendung sehr feiner Kohle dagegen bis zu 10% niedriger anzunehmen, als die nebenstehenden Zahlen angeben; letztere bezeichnen die mittleren Leistungen der betreffenden Locomotivgattungen.	
20	5,5	2,8	2,8	89	140	228	318	392	507	591	656		
30	8,3	3,3	3,3	—	88	147	206	253	324	375	413		
40	11,1	4,0	4,0	—	—	105	146	179	226	259	283		
20	5,5	2,8	2,8	57	109	200	293	369	487	574	640		
30	8,3	3,3	3,3	32	73	141	210	265	358	407	452		
40	11,1	4,0	4,0	—	48	108	162	204	266	307	339		
50	13,9	4,9	4,9	—	—	82	123	156	200	230	251		
60	16,6	6,0	6,0	—	—	60	93	117	149	170	184		
70	19,4	7,3	7,3	—	—	—	67	85	109	123	133		
80	22,2	8,8	8,8	—	—	—	—	59	76	86	93		

dem letzten Kapitel meiner oben erwähnten Abhandlung, welches Anwendungen der erhaltenen Ergebnisse auf Fragen der Herstellung und des Betriebes der Eisenbahnen enthält, damit begnügen müssen, für die verschiedenen Locomotivgattungen der mittleren Geschwindigkeit entsprechende Maximalleistungen einzuführen und diese der Berechnung der grössten Zugstärken zu Grunde zu legen. Durch die auf den preussischen Staatsbahnen angestellten umfangreichen Versuche sind aber jetzt die Maximalleistungen ermittelt, welche von den erwähnten Locomotivgattungen bei den verschiedensten Geschwindigkeiten auf verschiedenen Steigungen befördert werden können. Die darüber veröffentlichte Zusammenstellung enthält ausserdem die Hauptabmessungen der benutzten Locomotiven die am Umfange der Treibräder verrichteten Arbeit in Pferdekraften, sowohl im Ganzen als für 1 qm der Heizfläche umgerechnet; ferner die geleisteten Kilogrammometer und Maximalzugkräfte, sowie die Widerstände der Züge für 1 Tonne auf wagerechter Bahn.

Letztere sind freilich für die Locomotiven und Wagen in getrennten Spalten (q und r) angegeben. Weil aber in allen Fällen (in Uebereinstimmung mit der Angabe unter »Bemerkungen«) für beide gleiche Werthe aufgeführt sind, so stellen diese Ziffern nichts anderes, als den Widerstand für jede Tonne des ganzen Zuggewichtes dar.

Diese Widerstandsziffern stimmen nun gut mit denjenigen Werthen überein, die sich aus meinen Versuchen und den danach entwickelten Formeln berechnen. Allerdings haben die Züge von gleicher Geschwindigkeit bei gleicher Zugkraft auf verschiedenen Steigungen verschiedene Längen und es wird deshalb der Widerstand dieser Züge für eine Tonne auf wagerechter Bahn bei derselben Geschwindigkeit nicht gleich gross ausfallen können, weil die Locomotiven auch ohne Dampf laufend einen grösseren Widerstand bieten, als die Wagen, vielmehr wird der Widerstand auf eine Tonne bei langen Zügen geringer ausfallen, als bei kurzen Zügen. Die angegebenen Widerstandsziffern können deshalb nicht für alle Steigungen gleich zuverlässig sein. Um jedoch einen Vergleich der hier angegebenen Widerstandsziffern mit denjenigen anstellen zu können, welche sich aus meinen Versuchen ergeben, so habe ich nachstehend die Widerstände auf eine Tonne berechnet, welche sich bei den für eine Steigung 1:500 bzw. 1:200 und verschiedene Geschwindigkeiten festgesetzten Maximalzugstärken ergeben würden, wenn diese Züge mit den gleichen Geschwindigkeiten auf wagerechter Bahn fortbewegt werden müssten.

Ist

- Q₁ das Gewicht der Locomotive mit Tender in Tonnen,
- Q₂ das Bruttogewicht des Wagenzuges in Tonnen,

F_1 die der Luft dargebotene Fläche der Locomotive,
 F_2 die der Luft dargebotene Fläche des Wagenzuges,
 μ_1 die Widerstandsziffer der Locomotive für sehr geringe Geschwindigkeit; welche für Güterzug-Locomotiven $\mu_1 = 3,9$ kg für eine Tonne und für Personenzug-Locomotiven $\mu_1 = 3,2$ kg für eine Tonne gesetzt werden kann,
 μ_2 die Widerstandsziffer des Wagenzuges bei sehr geringer Geschwindigkeit: 2,5 kg für eine Tonne,
 α der Steigungswinkel der Bahn und
 v die Geschwindigkeit des Zuges in Secunden-Metern,

so ist die Zugkraft K , welche am Umfange der Treibräder ausgeübt werden muss nach der von mir entwickelten Formel

$$1) K = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 0,1225 (F_1 + F_2) v^2 + 1000 (Q_1 + Q_2) \sin \alpha \text{ kg.}$$

Auf wagerechter Bahn ergibt derselbe Zug bei einer Geschwindigkeit von v einen Widerstand

2) $W = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 0,1225 (F_1 + F_2) v^2$ kg
 und es ist der Widerstand für jede Tonne des Zuggewichts auf wagerechter Bahn

$$3) k = \frac{\mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 0,1225 (F_1 + F_2) v^2}{Q_1 + Q_2}$$

Die Werthe Q_1 und Q_2 ergeben sich für die verschiedenen Züge aus der oben erwähnten Zusammenstellung der Maximalbelastungen. Die Fläche F_1 beträgt

bei der normalen Güterzug-Locomotive 8,3 qm,

bei der normalen Personenzug-Locomotive 8,4 qm.

Die Fläche F_2 berechnet sich nach den Versuchen in der Weise, dass

für jeden Personenwagen und bedeckten Güterwagen 0,5 qm,

für jeden beladenen offenen Güterwagen 0,4 qm,

für jeden leeren offenen Güterwagen 1 qm

und ausserdem noch für den ersten Wagen hinter der Locomotive 1,2 qm

angenommen werden.

Die Anzahl n der Wagen in den Zügen habe ich aber dadurch bestimmt, dass ich für jeden Güterwagen ein Bruttogewicht von 12 Tonnen angenommen habe, entsprechend einem Zuge der

zum vierten Theile aus beladenen offenen Wagen,

zum vierten Theile aus leeren offenen Wagen,

zum vierten Theile aus beladenen bedeckten Wagen

und zum vierten Theile aus leeren bedeckten Wagen

besteht.

Eine solche Zusammensetzung erscheint aber deshalb am richtigsten, weil die Belastungstabelle für die verschiedenen Zuggattungen nur eine Widerstandsziffer enthält, welche deshalb als Mittelwerth aufzufassen ist.

Die gleiche Voraussetzung in Bezug auf die Bildung der Züge ergibt für jeden Güterwagen eine durchschnittliche Fläche $f_2 = 0,6$ qm, sodass $F_2 = 1,2 + n \cdot 0,6$ qm wird.

Für die Personenwagen ist ein Gewicht von 10 Tonnen angenommen. Die Fläche F_2 beträgt aber für die Personenzüge $F_2 = 1,2 + n \cdot 0,5$ qm.

Die unter diesen Annahmen berechneten Widerstandsziffern k für eine Tonne des Zuggewichtes auf wagerechter Bahn sind in nachfolgender Tabelle I zusammengestellt, und zeigen nur

geringe Abweichungen gegen die daneben aufgeführten im Ministerium für öffentliche Arbeiten berechneten Werthe.

Tabelle I.

Widerstand für eine Tonne Zuggewicht auf wagerechter Bahn = k .

Geschwindigkeit in 1 Sec. in Metern.	k	
	Nach der Belastungs- tabelle.	Nach meinen Formeln auf der Steigung 1:200 1:500
1. für Güterzug-Locomotiven.		
4,1	2,6	2,8 2,7
5,5	2,8	2,86 2,8
8,3	3,3	3,23 3,1
11,1	4	3,76 3,7
2. für Personenzug-Locomotiven.		
5,5	2,8	2,84 2,78
11,1	4	3,78 3,6
16,6	6	5,6 5,2
22,2	8,8	9,0 8,2

Mit Hülfe dieser Widerstandsziffer k lässt sich nun der Widerstand auf geneigter Bahn, sowie die dabei am Umfange der Treibräder verrichtete Arbeit leicht annäherungsweise ermitteln; denn es ergibt sich aus den Gleichungen 1 und 3 für die Zugkraft K der Werth

$$4) \dots K = (Q_1 + Q_2) (k + 1000 \sin \alpha),$$

ferner für die Arbeit am Umfange der Treibräder in Meter-Kilogramm bei einer Geschwindigkeit v

$$Kv = (Q_1 + Q_2) (k + 1000 \sin \alpha) v$$

oder in Pferdestärken

$$5) \dots N = \frac{Kv}{75} = \frac{(Q_1 + Q_2) (k + 1000 \sin \alpha) v}{75}$$

Die Locomotive vermag nun dieselbe Zugkraft, welche sie bei einer gewissen Geschwindigkeit auf einer Steigung auszuüben im Stande ist, auch auf jeder anderen Steigung zu leisten, sodass die an den Umfängen der Treibräder verrichtete Maximalarbeit als unabhängig von der Grösse des Steigungswinkels angesehen werden kann. Die nach Gleichung 5 zu berechnenden und in der Belastungstabelle aufgeführten Werthe von N gelten daher für alle Steigungen.

Die Arbeit N der Locomotive hängt aber wesentlich ab von der Grösse der Heizfläche H , und deshalb enthält jene Tabelle auch eine Zusammenstellung der Werthe $\frac{N}{H}$ d. i. Anzahl der Pferdestärken getheilt durch die Anzahl der Quadratmeter der Heizfläche.

Ein Vergleich dieser in Tabelle II aufgeführten Werthe lässt leicht erkennen, dass bei allen Locomotivgattungen eine Zunahme der Leistungsfähigkeit mit der Geschwindigkeit stattfindet. Dieselbe steht bei den Personenzug-Locomotiven annähernd in geradem Verhältnisse zu der Quadratwurzel aus der Geschwindigkeit, sodass man mittelst der Formel $\frac{N}{H} = 1,17 \sqrt{v}$ eine gute Uebereinstimmung mit den Werthen der Belastungstabelle erhält.

Für die normalen Güterzug-Locomotiven gilt die Formel:

$$\frac{N}{H} = 0,6 + \sqrt{v}$$

und für die normalen Tender-Locomotiven die Formel:

$$\frac{N}{H} = 2 + 0,8 \sqrt{v}$$

Allgemein wird man nämlich die Beziehung aufstellen können

$$6) \dots \dots \dots \frac{N}{H} = \alpha + \beta \sqrt{v}$$

wobei für die normalen Personenzug-Locomotiven

$$\alpha = 0 \text{ und } \beta = 1,17,$$

für die normalen Güterzug-Locomotiven

$$\alpha = 0,6 \text{ und } \beta = 1$$

und für die normalen Tender-Locomotiven

$$\alpha = 2 \text{ und } \beta = 0,8$$

zu setzen ist.

Die aus diesen Formeln erhaltenen Werthe sind in Tabelle II ebenfalls zusammengestellt.

Tabelle II.

v Geschwindigkeit in Metern in 1 Secunde.	N Pferdekräfte am Umfange der Treibräder.	$\frac{N}{H}$ nach der Belastungstabelle	$\frac{N}{H} = 0,6 + \sqrt{v}$
Normale Güterzug-Locomotive, Heizfläche $H = 125$ qm.			
4,1	325	2,6	2,6
5,5	375	3	2,95
8,3	437,5	3,5	3,5
11,1	500	4	3,93
Normale Tenderlocomotive, Heizfläche $H = 60,3$ qm.			
v	N	$\frac{N}{H}$	$\frac{N}{H} = 2 + 0,8 \sqrt{v}$
4,1	217,1	3,6	3,61
5,5	241,2	4	3,88
8,3	259,3	4,3	4,3
11,1	277,4	4,6	4,66
Normale Personenzug-Locomotive, Heizfläche $H = 91,8$ qm.			
v	N	$\frac{N}{H}$	$\frac{N}{H} = 1,17 \sqrt{v}$
5,5	247,9	2,7	2,75
11,1	358	3,9	3,9
16,6	440,6	4,8	4,78
22,2	504,9	5,5	5,5

Hierdurch ist eine unmittelbare Beziehung zwischen der Heizfläche der Geschwindigkeit und der am Umfange der Treibräder verrichteten Arbeit gegeben, ohne auf die inneren Arbeiten der Locomotive Rücksicht zu nehmen. Man muss daher auch eine unmittelbare Beziehung zwischen der zu befördernden Bruttolast des Wagenzuges auf bestimmter Steigung mit bestimmter Geschwindigkeit und der Grösse der Heizfläche aufstellen können.

Nach Gleichung 5) ist aber

$$N = \frac{(Q_1 + Q_2) (k + 1000 \sin \alpha) v}{75}$$

und nach Gleichung 6)

$$N = (\alpha + \beta \sqrt{v}) H$$

mithin ist

$$7) \dots \dots H = \frac{(Q_1 + Q_2) (k + 100 \sin \alpha) v}{75 (\alpha + \beta \sqrt{v})}$$

Soll umgekehrt die Bruttolast des Wagenzuges für eine Locomotive von bekannter Heizfläche berechnet werden, so ist zu berücksichtigen, dass $Q_2 = n q_2$ und $F_2 = 1,2 + n f_2$ gesetzt werden kann, wenn q_2 das Bruttogewicht eines Wagens und f_2 die der Luft dargebotene Fläche eines Wagens ist. Setzt man ausserdem nach Gleichung 3)

$$k (Q_1 + Q_2) = \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 0,1225 (F_1 + F_2) v^2,$$

so ergibt sich aus Gleichung 7 die Beziehung

$$8) \frac{75 (\alpha + \beta v) H}{v} - Q_1 (\mu_1 \pm 1000 \sin \alpha) - 0,1225 (F_1 + 1,2) v^2$$

$$Q_2 = \frac{\mu_2 \pm 1000 \sin \alpha + 0,1225 \frac{f_2}{q_2} v^2}{\dots}$$

Die hiernach sich berechnenden Werthe von Q_2 fallen um so grösser aus, je kleiner die Geschwindigkeit v wird. Lässt man aber v abnehmen, so muss die Zugkraft am Umfange der Treibräder wachsen, wenn die Leistungsfähigkeit der Locomotive ausgenutzt werden soll. Die Zugkraft K ist aber begrenzt durch den Druck der Treibräder auf die Schienen T und die Reibungsziffer f zwischen Rädern und Schienen, welcher für jede Tonne Gewicht einen Widerstand von 150 kg ergibt, so dass $f = 150$ gesetzt werden kann. Es erreicht also Q_2 seinen grössten Werth $Q_2 = Q_{2max}$ und v seinen kleinsten Werth $v = v_{min}$, wenn $K = fT$ wird.

Demnach ist $K_{max} = fT = \frac{75}{v_{min}} (\alpha + \beta \sqrt{v_{min}}) H$, und es

ergibt sich, wenn man $\frac{75 H}{fT} = C$ setzt:

$$9) \dots \dots \sqrt{v_{min}} = \frac{\beta C}{2} + \sqrt{\frac{\beta^2 C^2}{4} + \alpha C}$$

Daraus folgt aber für $\alpha = 0$, $v_{min} = \beta^2 C^2$ und für $\beta = 0$, $v_{min} = \alpha C$.

Für die normale dreifach gekuppelte Güterzug-Locomotive ist $\alpha = 0,6$, $\beta = 1$, $H = 125$ qm, $T = 38,5$ t mithin $v_{min} = 4,36$ Meter.

Für die normale dreifach gekuppelte Tender-Locomotive ist $\alpha = 2$, $\beta = 0,8$, $H = 60,3$ qm und $T = 29,2$ t mithin $v_{min} = 3,65$ Meter.

Für die normale Personenzug-Locomotive ist $\alpha = 0$, $\beta = 1,17$, $H = 91,8$ qm, $T = 24,4$ t mithin $v_{min} = 4,84$ Meter.

Den grössten Werth von Q_2 erhält man, indem man die Geschwindigkeit v_{min} in Gleichung 8 einführt. Wegen der Beziehung

$$\frac{75}{v_{min}} (\alpha + \beta \sqrt{v_{min}}) H = fT$$

lässt sich aber auch schreiben:

$$10) Q_{2max} = \frac{fT - Q_1 (\mu_1 \pm 1000 \sin \alpha) - 0,1225 (F_1 + 1,2) v_{min}^2}{\mu_2 \pm 1000 \sin \alpha + 0,1225 \frac{f_2}{q_2} v_{min}^2}$$

Die Werthe von v_{min} weichen nun für die verschiedenen Locomotivgattungen so wenig von einander ab, dass man annähernd $0,1225 (F_1 + 1,2) v_{min}^2 = 20$ und $0,1225 \frac{f_2}{q_2} v_{min}^2 = 0,1$ setzen kann und für $f = 150$ und $\mu_2 = 2,5$ die einfache Beziehung sich ergibt:

$$10a) \quad Q_{2\max} = \frac{150T - Q_1 (\mu_1 \pm 1000 \sin \alpha) - 20}{2,6 \pm 1000 \sin \alpha}$$

Damit dieselben Leistungen wieder erreicht werden, welche bei den Versuchen auf den preussischen Staatsbahnen mit den verschiedenen Locomotivgattungen erzielt sind, ist es von Wichtigkeit, dass das Brennmaterial denselben Heizwerth habe, wie bei den Versuchen der preussischen Staatsbahnen, und dass die Hauptabmessungen der Locomotiven ähnliche Verhältnisse haben, wie bei den Normal-Locomotiven. Namentlich kommen dabei die Verhältnisse der Rostfläche R zur Heizfläche H und die Grössen der Dampfzylinder in Frage. Das Verhältnis $\frac{R}{H}$

ist bei den normalen Güterzug-Locomotiven

$$\frac{R}{H} = \frac{1,53}{125} = 0,0122,$$

bei den normalen Tender-Locomotiven

$$\frac{R}{H} = \frac{1,3}{60,3} = 0,0215$$

und bei den normalen Personenzug-Locomotiven

$$\frac{R}{H} = \frac{1,718}{91,8} = 0,0187.$$

Die Durchmesser d der Dampfzylinder können für alle diese Locomotivgattungen mit guter Uebereinstimmung nach der Formel berechnet werden:

$$d = 0,063 \sqrt[3]{\frac{dTD}{h p}},$$

worin h den Kolbenhub und D den Treibraddurchmesser in Metern, T den Druck der Treibräder auf die Schienen in Tonnen und p den normalen Kesseldruck in Kilogramm auf das Quadratmeter bedeutet.

Ob diese Maximalleistungen als regelmässige Beanspruchungen der Locomotiven angesehen werden können, oder ob dieselben zu diesem Zwecke in einem gewissen Verhältnisse ermässigt werden müssen, damit die Unterhaltungskosten der Locomotiven nicht zu hoch ausfallen, wird sich erst nach längerem Betriebe herausstellen. Immerhin ist es von grosser Wichtigkeit, dass durch diese Versuche die Maximalleistungsfähigkeit und ihre Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für die normalen Locomotiven der preussischen Staatsbahnen festgestellt ist.

Hannover, den 27. Dezember 1886.

Eingeschnürte Querswellen mit unmittelbar eingewalzten, geneigten und verstärkten Auflageflächen für die Schienen.

Mitgetheilt von J. W. Post, Ingenieur der Niederländischen Staatsbahn-Gesellschaft in Utrecht.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—6, Taf. XVI.)

Die im »Organe« 1885, Seite 11 beschriebenen Flusseisen-Querswellen mit veränderlichem Querschnitte, deren auf Deutschen, Belgischen, Französischen und Holländischen Bahnen nunmehr über 300 000 Stück Verwendung gefunden haben, sind neuerdings durch eine weitere Abänderung im Querschnitte nach Fig. 3, Taf. XVI weiter vervollkommen worden.

Die verstärkte und geneigte Schienensitzfläche, sowie der ohne Ausstossen von Zwickeln hergestellte Kopfabschluss bleiben wie früher; ungefähr 85 cm vom Ende fängt die Schwelle jedoch an nach der Mitte hin an Breite abzunehmen (Grundriss Fig. 2, Taf. XVI) gleichzeitig ihre Höhe vergrössernd (Längenschnitt Fig. 1 u. Querschnitt EE Fig. 3, Tafel XVI).

Die Verengung im Grundrisse hat zur Folge, dass der Bettungs-Gegendruck in der Mitte geringer wird, ein Umstand der — besonders bei mangelhafter Unterstopfung und bei weicher Bettung — vortheilhaft für die sichere Lage des Gleises wirkt. Beim Einsinken einer Schwelle überall gleicher Breite (Holz oder Metall) in die Bettung, kann es nämlich vorkommen, dass die Schwelle in der Mitte eine Stütze findet und in Folge davon das Gleis um diesen Punkt schaukelt, oder die Schwelle durchgebogen wird; die eingeschnürte Schwelle dagegen behält beim Einsinken ihre Hauptstütze unter dem Schienenfusse, wie es sein soll. *)

Zugleich wird durch die grössere Höhe das Widerstandsmoment erheblich gesteigert und so gewinnt die Schwelle an

*) In diesem Sinne wäre eine keilförmige Einschnürung (nach FF punktirt in Fig. 3 noch erwünschter, aber wegen der schwierigen Anordnung der Presse zu theuer.

Widerstandsfähigkeit*) gegen Verbiegungen beim Anfahren, beim Stapeln und — bei sehr nachlässiger Unterstopfung — in der Strecke.

Sollte man einem wagerecht durchlaufenden Stopfrande den Vorzug geben, so lässt sich die Schwelle auch nach GG Fig. 3 und Fig. 4, Taf. XVI ausführen.

Auch bezüglich des Widerstandes gegen seitliche Verschiebung wirkt die eingeschnürte Schwelle vortheilhaft, wenn auch ein guter Kopfabschluss allein genügt, um auch bei überall gleicher Schwellenbreite solche Verschiebung zu verhindern.

Nachdem die beträchtlichen Schwierigkeiten der tadellosen Herstellung einer Schwelle oben beschriebener Gestalt nunmehr als völlig überwunden bezeichnet werden können, ergibt sich ein Aufschlagpreis von 5 M. für 1 t solcher Schwellen; nach den bis jetzt gemachten Erfahrungen wiegt die erzielte Verbesserung diese Preiserhöhung völlig auf.

Bei den für 1887 von der Niederländischen Staats-Eisenbahn-Gesellschaft beschafften Querswellen mit Einschnürung in der Mitte wird ein weiterer beachtenswerther Versuch durch Ausglühen der verstärkten Schienensitze nach dem Punzen der Löcher für die Befestigungstheile gemacht, um festzustellen ob der durch Beseitigung der Sprödigkeit erzielte Vortheil ein nennenswerther ist und die Kosten des Verfahrens deckt.

Da sowohl Prof. Tetmajer (»Methoden und Resultate«, Zürich) wie Ingenieur Considère (»Emploi du fer et de l'acier«, Paris) finden, dass bei Flusseisen von 45 bis 50 kg Bruchfestig-

*) Zum Ueberflusse durch vergleichende Belastungsproben bewiesen.

keit für 1 qmm durch Ausglühen der gestanzten Löcher erheblich an Festigkeit gewonnen wird, und zwar ungefähr:

- 1) 25 % an Zug-Festigkeit (Zerreissprobe),
 - 2) 100 % an Festigkeit unter dem Fallbär
- und 3) 200 % an Festigkeit bezüglich des Entstehens von Rissen beim Verbiegen,

so ist klar, dass, wenn auch von den 95 000 bei der Niederl. Staatsb.-Gesellsch. im Betriebe befindlichen Flusseisenschwellen veränderlichen Querschnittes bisher keine einzige gebrochen ist, das Ausglühen doch vortheilhaft erscheint, wenn es sich ohne Erschwerung der Herstellung der Schwellen für einige Pfennige für die Querschwellen ausführen lässt. Dieser Punkt wird durch den bezeichneten Versuch klargestellt werden. Das Ergebnis könnte dazu führen für Schwellen, welche unter strenger Aufsicht erzeugt werden, einen etwas härteren Stahl zuzulassen, als bisher.

Es seien hier noch kurz die Vervollkommnungen erwähnt, welche die Niederländische Staatsbahn-Gesellschaft an ihren Schienen Befestigungstheilen angebracht hat.

Für die bekannten 22^{mm} starken unrunder Schraubenbolzen (0 bis 16^{mm} Spurerweiterung mit 2^{mm} Sprung) wird neben gutem sehnigem Eisen gegenwärtig auch weicher Martin-Manganstahl als Grundstoff zugelassen.

Die Berührungsfächen zwischen Schraubenkopf bzw. Klemmplatte und der Schwellendecke sind etwas vergrössert, Fig. 5, Taf. XVI, wodurch das Einfressen in langjährigem Betriebe vermindert wird.

Die Beschaffenheit der Federringe war in den letzten Jahren in Folge Mangels einer bestimmten Güte-Vorschrift derart heruntergegangen, dass die Gesellschaft, von der Ansicht ausgehend, dass ein schlechter Federring schlimmer ist, als gar keiner, nach einer Reihe von Versuchen die Elasticitäts-, Härte- und Schärfe-Bedingungen feststellte, denen die Ringe genügen sollen; es führten diese Vorschriften zur Herstellung einer besonderen Gütestufe, »Verona«*) getauft.

Um nun vom Verlegen an sicher zu sein, dass die Muttern sich nicht losrütteln, ist die untere Fläche der Mutter und die obere der Klemmplatte mit Rauigkeiten (Fig. 5, Taf. XVI) versehen, wodurch der Angriff der Federringe auf diesen Flächen erleichtert wird. Die vortheilhafteste Form dieser Rauigkeiten ist für die Muttern und für die geschmiedeten oder aus Stahl gegossenen Klemmplatten die Zahnform; für die gewalzten ausgeglühten Flusseisen-Klemmplatten sind aufgewalzte Leisten am geeignetsten. Da diese Rauigkeiten keine Uhrmacherarbeit-Genauigkeit zu haben brauchen, erhöhen sie den Preis nur

*) Verona nut-lock ist die allgemein gebräuchliche Bezeichnung für die Federringe in Nordamerika. Anm. d. R.

unerheblich; die vervollkommeneten Befestigungstheile Fig. 5, Tafel XVI haben weniger als 1,0 M. für die Schwelle gekostet.

Die Niederländische Staatsbahn-Gesellschaft hat auf allen ihren Linien Flusseisen-Querschwellen mit veränderlichem Querschnitte von ~ 50 kg Gewicht verlegt (rund 95 000 Stück) und betrachtet dieselben als genügend sogar für diejenigen Linien, welche — wie Vlissingen Venlo — mit 75 km in der Stunde befahren werden und zwar mit 68 t Dienstgewicht der Locomotiven.

Bei dem 1886 sehr niedrigen Stahlpreise hat man sich jedoch einmal Rechenschaft geben wollen über den Einfluss eines noch grösseren Gewichtes des Oberbaues auf die Erhaltungskosten und auf die Stösse beim Fahren (Post-Züge von und nach Vlissingen).

Dieser Gesichtspunkt führte zum Verlegen eines »Muster-gleises«, Fig. 6, Taf. XVI, welches zwar einstweilen noch zu theuer ist, um als Regel angenommen zu werden, jedoch bei gegenwärtigen Preisen vermuthlich zweckentsprechend und wirtschaftlich gut ist für Strecken mit sehr schwerem und schnellem Betriebe.

Die Schiene von 40 kg auf 1^m haben 138,7^{mm} Höhe und 12^m Länge. Auf 12^m Gleis kommen 14 Schwellen (Theilung siehe Fig. 6, Taf. XVI) mit Einschnürung (Fig. 6). Die Schwellen wiegen 60,2 kg das Stück. Die unrunder Bolzen haben 25^{mm} Schaftstärke und die Klemmplatten wiegen 0,435 kg das Stück.

Dieser Oberbau wiegt 159 kg auf 1^m (gegen 132 kg Gewicht des normalen mit Schienen von 33,7 kg auf 1^m) und hat ohne Bettung und Verlegen frei Breda nur 15,11 M. für 1^m gekostet (gegen 12,43 M. für das Normalgleis). Derselbe Oberbau jedoch mit stählernen Ibbotson-Bolzen und geschmiedeten Klemmplatten hat bei gleichem Gewichte 8 % mehr gekostet und zwar 16,31 M. für 1^m. Im October 1886 wurde das Mustergleis zwischen Tilburg und Breda verlegt; farbige Pfähle neben der Strecke deuten Anfang und Ende an und gestatten Reisenden bzw. Beamten das sanfte Fahren bzw. die Erhaltungskosten zu vergleichen mit denjenigen auf den anstossenden Probegleisen mit normalen Flusseisen-Schwellen, mit durch Zahnplatten*) verstärkten Holzschwellen und mit normalen Eichenschwellen**).

U t r e c h t, Dezember 1886.

*) Flusseiserne Unterlagsplatten mit aufgewalzten, in das Holz greifenden Zähnen sind anfangs 1885 von der Niederländischen Staatsbahn-Gesellschaft entworfen und Juli 1885 verlegt worden.

**) Die Gesellschaft hat ausser normalen Eichenschwellen auch getränkte und nicht getränkte Kiefern- und Buchenschwellen verlegt, sowie Schwellen von Djatti-Holz aus Java und von Pitch-Pine aus den Vereinigten Staaten von Nordamerika.

Versuche mit durchgehenden Bremsen,

ausgeführt von der General-Direction der Grossherzoglich Badischen Staats-Eisenbahnen.

Von H. Bissinger, Baurath in Karlsruhe.

Das Inkrafttreten des Bahnpolizei-Reglements für die Eisenbahnen Deutschlands vom 30. November 1885, dessen Vorschriften vom 1. April 1886 an zu beobachten waren, nöthigte die sämtlichen deutschen Bahnverwaltungen, der Frage der Einführung durchgehender Bremsen näher zu treten, weil die §§ 11 und 12 desselben die Anwendung solcher Bremsen für alle Züge vorschreiben, deren Fahrsgeschwindigkeit 60 km in der Stunde übersteigt. Die General-Direction der Grossherzoglich Badischen Staats-Eisenbahnen, welche sich bereits im Jahre 1884 auf Grund einer längeren Probezeit und der in grosser Zahl vorliegenden Versuchs-Ergebnisse für die allgemeine Einführung der Westinghouse-Bremse entschieden hatte, nahm aus diesem Umstande Veranlassung, vergleichende Versuche zwischen der Westinghouse- und der Schleifer-Bremse anzustellen, um einigen benachbarten Eisenbahnverwaltungen, welche sich bisher noch abwartend verhalten hatten, Gelegen-

heit zu geben, die Wirkung der Bremsen aus eigener Anschauung kennen zu lernen.

Zum Vergleiche wurde die Schleifer-Bremse gewählt, weil diese sich bei einigen kurz zuvor auf der Pfälzischen Eisenbahn vorgenommenen Versuchen als die beste Zweikammer-Bremse erwiesen hatte.

Da die Badische Eisenbahn-Verwaltung mit Schleifer-Bremse ausgerüstete Fahrzeuge nicht besass, so übernahm auf entsprechendes Ansuchen die Direction der Pfälzischen Eisenbahn mit dankenswerthester Bereitwilligkeit die Stellung von Locomotive, Tender und 10 Wagen, die Königliche Eisenbahn-Direction in Hannover die Stellung von 6 Wagen; der Westinghouse-Zug war ganz aus Fahrzeugen der Badischen Eisenbahn-Verwaltung gebildet.

Die Zusammensetzung der beiden Versuchszüge ist aus den nachstehenden beiden Tabellen A und B zu ersehen.

Tabelle A.

Zusammensetzung des Zuges mit Westinghouse-Bremse.

O.Z.	D e r F a h r z e u g e			B r e m s e				Bei 4,5 at Druck in der Leitung beträgt nach dem Bremsen		Bemerkungen.
	Gattung	No.	Gewicht kg	Hebel- über- setzung	Kolben- durch- messer mm	Wirksame Druck- fläche qcm	Kolben- hub mm	die Luft- spannung at	der Klotz- druck kg	
1	Locomotive	9	37 900	—	—	—	—	—	—	Am 12. April be- trugen bei 4,5 at Lei- tungsdruck die gesamm- ten Klotzdrücke vom ge- samnten Zuggewichte 196465 : 263450 = 0,7457 oder 74,57 % bei at % 4,65 77,04 4,70 77,88 4,80 79,54 Am 13. April eben- so bei 4,5 at 137603 : 194730 = 0,7066 oder 70,66 % bei at % 4,25 66,73 4,40 69,08 4,60 72,22 4,65 73,00
2	Tender	379	19 800	8,4	254	506,71	120	3,18	13 535	
3	Secundärzugswagen . . .	7943	10 700	9,68	203	323,65	121	3,18	9 963	
4	„	7944	11 130	„	„	„	129	3,18	9 963	
5	„	7939	11 000	„	„	„	122	3,27	10 244	
6	„	7940	11 200	„	„	„	120	3,35	10 495	
7	„	7941	11 220	„	„	„	124	3,18	9 963	
8	„	7942	11 040	„	„	„	117	3,18	9 963	
9	Personenwagen I./II. Cl. .	7922	14 600	8,0	254	506,71	127	3,18	12 890	
10	„	7923	14 600	„	„	„	127	3,27	13 255	
11	„	7924	14 500	„	„	„	125	3,27	13 255	
12	„	7934	14 640	„	„	„	123	3,18	12 890	
13	„	7935	14 600	„	„	„	126	3,18	12 890	
14	„	7936	14 600	„	„	„	120	3,27	13 255	
15	„	7937	14 540	„	„	„	120	3,18	12 890	
16	„	7938	14 600	„	„	„	119	3,27	13 255	
17	„	7914	13 130	„	203	323,65	120	3,18	8 234	
18	Directionswagen	6545	9 650	9,0	203	323,65	122	3,27	9 525	
			263 450						196 465	

Tabelle B.
Zusammensetzung des Zuges mit Schleifer-Bremse.

O.Z.	Der Fahrzeuge			Bremsen					Bei 4,0 at Druck in der Leitung beträgt nach dem Bremsen		Bemerkungen.
	Gattung	No.	Gewicht kg	Hebel- über- setzung	Kolben- durch- messer mm	Kolben- stangen- durch- messer mm	Wirk- same Druck- fläche mm	Kolben- hub mm	die Luft- spannung at	der Klotz- druck kg	
1	Locomotive	21	33 000	—	—	—	—	—	—	—	Am 12. April be- trugen bei 4,0 at Lei- tungsdruck die gesamm- ten Klotzdrücke vom ge- samten Zuggewichte 178434 : 353470 = 0,7039 oder 70,39 % bei at % 4,06 71,45 4,13 72,68 Am 13. April eben- so bei 4,0 at 130274 : 178900 = 0,7282 oder 72,82 % bei 4,2 at 76,46 %.
2	Tender	21	17 300	7,35	300	63	675,70	80	3,0	14 899	
3	Gepäckwagen	6033	11 900	5,8	"	"	"	49	2,81	11 013	
4	"	6034	11 900	"	"	"	"	61	2,88	11 287	
5	"	6035	11 900	"	"	"	"	48	3,0	11 757	
6	"	6036	11 900	"	"	"	"	61	3,0	11 757	
7	"	6037	11 900	"	"	"	"	50	3,06	11 992	
8	Personenwagen I./II. Cl.	8506	13 700	"	"	"	"	55	2,75	10 777	
9	"	8507	13 825	"	"	"	"	63	2,5	9 797	
10	"	8508	13 875	"	"	"	"	42	3,06	11 992	
11	"	8509	13 850	"	"	"	"	51	3,13	12 266	
12	"	8510	13 850	"	"	"	"	50	3,25	12 737	
13	Personenwagen III. Cl. .	1468	12 480	5,83	245	60	443,17	60	3,13	8 087	
14	"	1469	12 430	"	"	"	"	41	3,13	8 087	
15	"	1470	12 400	"	"	"	"	44	3,13	8 087	
16	"	1471	12 430	"	"	"	"	59	3,06	7 906	
17	"	1472	12 380	"	"	"	"	58	3,13	8 087	
18	"	1473	12 450	"	"	"	"	55	3,06	7 906	
			253 470							178 434	

In diesen Tabellen sind auch die näheren Angaben über die Bauart der Fahrzeuge enthalten; sämtliche Wagen und die Tender waren, wie sofort ersichtlich, mit Bremsen versehen, die Locomotiven dagegen nicht. Veranlassung zu dieser Bildung der Züge war der Gedanke, dass es ohne Zweifel das Endziel der Einführung durchgehender Bremsen sein müsse, dass in einem schnell fahrenden Zuge kein Fahrzeug der Bremse entbehren dürfe, wie dies heute schon in England der Fall ist; dass nicht auch die Treibräder der Locomotiven gebremst wurden, hatte seinen Grund in dem Mangel entsprechend eingerichteter Maschinen. Um aber diesem Mangel einigermaßen abzuweichen, und die bei den Vorversuchen beobachteten, in Folge dieses Mangels auftretenden, starken Stöße zu mildern, legte man bei Vornahme von Noth-Bremsungen stets die Steuerung zurück, ohne jedoch Gegendampf zu geben.

Die Anordnung der Westinghouse-Bremse am Versuchszuge war diejenige, wie sie von der Westinghouse-Bremsen-Gesellschaft in den letzten Jahren geliefert wird, bei der Badischen und Württembergischen Staatsbahn eingeführt und im »Organe für die Fortschritte des Eisenbahnwesens«, Jahrgang 19 (1882) Heft 1—4, beschrieben und abgebildet ist in dem Berichte über die Versuche der französischen Westbahn von Jules Morandière. (Seite 37, 105, 147, Tafeln 5, 6, 16, 17 und 22.)

Die Schleifer-Bremse war nach neuester Bauart ausgeführt; es waren insbesondere alle Bremszylinder mit dem von Schleifer

damals neu entworfenen und empfohlenen Auslass-Ventile ausgerüstet, auf dessen Einrichtung unten noch näher eingegangen werden wird.

Die Luftpumpe der Westinghouse-Maschine war die für die betreffende Maschinen-Gattung gewöhnlich angewendete; die Luftpumpe der Schleifer-Maschine war für den Zug von 16 Wagen etwas klein. Die Westinghouse-Maschine hatte Schraubensteuerung, die Schleifermaschine Hebelsteuerung.

Die Versuche wurden am 12. und 13. April auf der Linie Meckesheim-Neckarelz und zwar auf drei verschiedenen Versuchsstrecken ausgeführt, deren Längsaufschnitt auf Tafel XIX *) dargestellt ist.

Die Versuche umfassten folgende verschiedene Arten des Bremsens:

- 1) Möglichst schnelles Anhalten des im vollen Laufe befindlichen Zuges: Anhalten in der Noth;
- 2) Wiederholtes Anhalten und Fortfahren in möglichst kurzer Zeit, wie es bei Einfahrt in grosse Bahnhöfe öfters vorkommt;
- 3) Gleichmässiges Herabfahren auf einem starken Gefälle;
- 4) Gewöhnliches Anhalten wie am Perron.

Die Ergebnisse sind in den nachfolgenden Tabellen C und D zusammengestellt.

*) Tafel XIX wird mit Heft IV ausgegeben.

Tabelle C.

Versuchsergebnisse der Fahrten vom 12. April 1886.

1. Nothbremsungen.

1	2	3	4	5	6	7			10		12		14	15	16	17	Bemerkungen.
						Zeit in Secunden vom Ansetzen der Bremse	bis zum Stillstande des Zuges	bis im letzten Wagen die Bremswirkung be- ginnt	voll auf- tritt	Luftdruck in at vor dem Bremsen in der Lei- tung	nach dem Bremsen im Cylin- der	Zeit in Se- cunden vom Lösen der Bremse bis im letzten Wagen die Lösung be- ginnt					
1	1	1/438	47,2	50,7	113	12,4	1,2	6,0	4,50	3,20	—	—	74,57	Westing- house	trocken	Kuppeln zu lose angezogen; während des Bremsens keine Zuckungen, im Augenblicke des Stillstandes mit starkem Rucke 1 Kuppel gebrochen. Zug blieb in den Nothketten hängen.	
2	"	"	48,0	50,7	115	12,4	1,2	6,0	4,65	3,25	—	—	77,04	"	"	während der Bremsung keine Zuckungen; im Augenblicke vor dem Stillstande 1 Kuppel und Nothkotten gerissen; Zugtrennung mit Zwischenraum von 7,2 m.	
3	"	"	40,7	41,8	82	10,0	1,0	6,4	4,50	3,20	—	—	74,57	"	"	während der Bremsung keine Zuckungen; im Augenblicke des Stillstandes Kuppel gebrochen; Zug blieb in den Nothketten.	
4	"	"	48,6	50,0	146	15,0	4,8	7,4	4,13	2,88	=	—	72,68	Schleifer	"	während der Bremsung starke Zuckungen; kurz vor Stillstand Bruch einer Hauptkuppel, Sicherheitskuppel ausgehängt. Zugtrennung: 11,2 m Zwischenraum.	
5	"	"	47,4	48,7	129	14,6	4,8	7,4	4,00	2,88	—	—	70,39	"	"	während der Bremsung starke Zuckungen; kurz vor dem Stillstande an einem Wagen Zugstangenkeil gebrochen. Beide Zugstangenenden aus der Zugvorrichtung herausgezogen.	
6	"	"	41,4	44,4	108	13,0	4,4	7,4	4,06	2,88	—	—	68,56	"	"	während der Bremsung starke Zuckungen; kurz vor dem Stillstande eine Kuppel und ein Zughaken an zwei verschiedenen Stellen gebrochen. An beiden Stellen hielt die Sicherheitskuppelung.	
7	2	1/133	37,9	38,3	252	41,4	6,0	14,6	4,00	2,88	—	—	67,55	"	"	Anhalten wie am Perron.	
8	"	"	41,4	46,2	204	30,4	5,4	9,8	4,06	3,25	—	—	68,56	"	"		
9	"	"	43,4	46,7	101	12,6	1,8	6,5	4,8	3,4	—	—	79,54	Westing- house	"	Anhalten wie am Perron; bei Versuch 9 brach am vorletzten Wagen eine Kuppel.	
10	"	"	39,1	41,8	105	13,0	1,8	6,4	4,7	3,5	—	—	77,88	"	"		

2. Mehrmaliges Anhalten und Wiederanfahren im Gefälle von 1:71. (Versuchsstrecke Asbach—Neckarelz.)

Westinghouse-Zug: 3maliges Anhalten und Wiederanfahren erforderte 4 Minuten, 4maliges 5¼ Minuten.

Schleifer-Zug: 3maliges Anhalten und Wiederanfahren erforderte 7½ Minuten.

3. Gleichmässiges Herabfahren im Gefälle von 1:71 und 1:82. (Versuchsstrecke Asbach—Neckarelz.)

Westinghouse-Zug: Der Zug lief unter gleichbleibender Bremsung mit ziemlich gleichmässiger Geschwindigkeit.

Schleifer-Zug: Bei dem Versuche, die Bremsung zu regeln, fiel die Spannung im Leitungsrohre 2mal so stark, dass die Auslassventile sich öffneten und eine volle Bremsung eintrat; der Zug lief in Folge dessen sehr unregelmässig und kam wiederholt beinahe zum Stillstande.

Tabelle D.

Versuchsergebnisse der Fahrten vom 13. April 1886.

1. Nothbremsungen.

Versuchs-No.		Versuchs-Strecke		Geschwindigkeit mittlere in km für 1 Stde.		Bremsweg in m	Zeit in Secunden vom Ansetzen der Bremse			Luftdruck in at		Zeit in Secunden vom Lösen der Bremse bis im letzten Wagen die Lösung vollendet ist		Verhältnis der gesammten Klotzdrücke zum Zuggewichte %	Bezeichnung des Zuges	Zustand der Schienen	Bemerkungen.
No.	Gefälle	auf 400m	auf 200m	bis zum Stillstande des Zuges	bis im letzten Wagen die Bremswirkung be- ginnt		voll auftritt	vor dem Bremsen in der Leitung	nach dem Bremsen im Cylin- der	be- ginnt	vol- lendet ist						
1	1	1/438	61,3	63,2	157	15,0	1,0	4,0	4,25	3,00	3,8	9,6	66,73	Westinghouse	trocken	kein Zucken im Zuge bei der Bremsung; Stillstand mit ganz leichtem Stosse.	
2	"	"	64,9	65,5	166	15,4	1,0	3,4	4,25	2,90	4,0	9,8	"	"	"		
3	"	"	69,2	70,6	179	15,6	0,6	3,4	4,25	2,90	3,8	8,8	"	"	"		
4	"	"	62,6	64,3	172	16,6	3,8	5,0	4,20	2,81	—	—	76,46	Schleifer	"		einige Secunden nach Beginn der Bremsung riss eine Kuppel. Die Sicherheitskuppel hängte aus. Zugtrennung mit 27 ^m Zwischenraum. Die abgerissene Kuppel lag 60 ^m hinter dem vorderen Zugtheile.
5	"	"	63,2	64,3	167	15,4	—	—	4,20	2,81	8,4	17,0	"	"	"	sehr starke Zuckungen während der Bremsung; starker Rückstoss beim Stillstande.	
6	"	"	69,2	70,6	191	16,8	3,2	4,0	4,20	2,81	7,5	18,8	"	"	"		
7	"	"	67,0	68,0	222	18,4	3,6	5,8	4,20	2,81	10,0	17,8	"	Schleifer nur 1 Auslassventil	"	Anhalt erfolgte mit mässigem Stosse.	
8	"	"	66,7	65,5	229	19,2	3,2	6,8	4,20	2,81	8,2	16,4	"	Schleifer kein Auslassventil	"	Stillstand mit leichtem Stosse.	
9	2	1/133	58,1	63,2	173	16,0	2,8	4,4	4,20	2,81	—	—	"	Schleifer	"	sehr starko Zuckungen im Zuge, 1 Kuppel aufgezogen. ohne ganz zu brechen, mässiger Stoss beim Stillstande.	
10	"	"	59,0	62,0	165	15,4	2,8	4,8	4,20	2,81	11,0	—	"	"	"	mässige Zuckungen im Zuge, beim Stillstande mässiger Stoss.	
11	"	"	54,5	60,0	139	13,4	0,6	3,2	4,40	3,20	3,0	6,0	69,08	Westinghouse	"	kein Zucken im Zuge während der Bremsung; Stillstand ohne merklichen Rückstoss.	
12	"	"	61,0	64,3	160	14,6	0,8	3,2	4,40	3,00	3,2	7,0	"	"	"		
13	3	1/71	58,8	62,0	166	15,6	0,6	3,0	4,60	3,20	2,8	5,0	72,22	"	feucht	kein Zucken im Zuge während der Bremsung; Stillstand mit leichtem Stosse.	
14	"	"	58,6	61,0	152	14,4	0,6	3,0	4,65	3,20	3,0	8,0	73,00	"	"		
15	"	"	55,8	56,3	167	16,4	2,8	4,6	4,65	2,81	—	—	76,46	Schleifer	trocken	sehr starke Zuckungen im Zuge während der Bremsung; starker Stoss beim Stillstande.	
16	"	"	62,6	63,2	191	17,8	3,0	4,6	4,65	2,81	—	—	"	"	feucht		
17	"	"	61,3	61,0	190	17,8	—	—	4,65	2,81	—	—	"	"	"		

2. Gleichmässiges Herabfahren im Gefälle 1:71 und 1:82, nach Vorschrift 40—45 km Geschwindigkeit. (Versuchsstrecke Asbach—Neckarolz.)

Geschwindigkeit bei Kilometerstein		44	45	46	47	48	im Mittel	Bemerkungen.
Westinghouse-Zug	. km für 1 Stunde	45,6	36,0	38,0	44,4	44,4	41,7	
Schleifer-Zug	. . . " " 1 "	31,0	35,3	35,3	35,3	34,0	34,2	

Die Versuche für Nothanhaltungen wurden am ersten Tage im Gefälle $\frac{1}{438}$, am zweiten Tage im Gefälle von $\frac{1}{438}$, $\frac{1}{133}$ und $\frac{1}{71}$ vorgenommen (Versuche vom 12. April, Tabelle C, 1 No. 1—6 und vom 13. April Tabelle D, 1 No. 1—17).

Der Versuch mit wiederholtem Anhalten und Fortfahren wurde am 12. April im Gefälle $\frac{1}{71}$ angestellt (Tabelle C, 2).

Das gleichmässige Herabfahren wurde auf der Strecke Asbach—Neckarelz im Gefälle von $\frac{1}{71}$ und $\frac{1}{82}$ am 12. und 13. April versucht (Tabelle C, 3 und Tabelle D, 2); am 12. war dem Führer überlassen, beliebig schnell zu fahren, am 13. war die Aufgabe gestellt, eine mittlere Geschwindigkeit von 40 bis 45 Kilometer einzuhalten.

Der Versuch des Anhaltens wie am Perron wurde am 12. April im Gefälle von $\frac{1}{133}$ (Krümmung von 840 m Halbmesser) vorgenommen (Tabelle C 1 No. 7—10).

Die Versuchszüge bestanden am ersten Tage aus sämtlichen in den Tabellen A und B aufgeführten Fahrzeugen, also aus Locomotive, Tender und je 16 Wagen, am zweiten Tage dagegen nur aus Locomotive, Tender und je 10 Wagen, nämlich bei dem Westinghousezug aus den Fahrzeugen No. 1, 2, 3, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16 und 18, Tabelle A, bei dem Schleiferzug aus den Fahrzeugen No. 1—12, Tabelle B.

Gewöhnlich wird auf der Badischen Bahn bei der Westinghousebremse eine Luftspannung von $4\frac{1}{2}$ —5 Atmosphären in der Hauptleitung gehalten; um indessen das Verhältnis der Klotzdrücke zu den Zuggewichten für beide Züge möglichst gleich zu erhalten, wurde für die Versuchsfahrten eine Luftspannung von nur 4 bis $4\frac{1}{2}$ Atmosphären in Anwendung gebracht, womit allerdings die Wirkung der Bremse über das Druckverhältnis hinaus etwas herabgesetzt wurde. Die Luftspannung für den Schleiferzug sollte 4 Atmosphären sein, hat aber bei den meisten Versuchsfahrten 4,2 Atmosphären betragen.

Bei den Versuchen zur Nothbremsung wurde das folgende Verfahren eingehalten. Der Anfang jeder Versuchsstrecke war durch eine Flagge sowie durch Knallsignale bezeichnet; 200 m, 400 m und 600 m vor Anfang der Versuchsstrecke waren ebenfalls Knallsignale aufgelegt. Das erste derselben (600 m vor der Versuchsstrecke) diente lediglich als Aufrufzeichen für die Beobachter; nach Ertönen desselben gab der Führer ein Pfeifensignal zur Benachrichtigung der Zuginsassen. Die Zeit vom 2. bis 3. und vom 2. bis 4. Knallsignale wurde mittelst $\frac{1}{5}$ Sekunde anzeigender, abstellbarer Uhren gemessen und hieraus die Geschwindigkeit für Spalte 4 und 5 der Ergebnistabelle C bzw. D berechnet.

Bei Ertönen des 4. Knallsignales wurde die Bremse in Thätigkeit gesetzt und die Maschine umgesteuert, durch das Umlagen des Bremsventilhebels wurde im letzten Wagen, wo die Beobachter für die Angaben der Spalten 8—13 sich befanden, ein elektrisches Klingelwerk in Thätigkeit gesetzt, welches so lange im Gange blieb, bis der Bremsventilhebel wieder in Lösungsstellung verbracht wurde. Auf diese Weise wurde den Beobachtern der Zeitpunkt des Beginnes der Bremsung bzw. Lösung genau angegeben. Um diese Beobachter rechtzeitig zur Aufmerksamkeit zu mahnen, wurde ihnen bei Ertönen des 1. Knallsignales ein Klingelzeichen von der Maschine aus ge-

geben. Zur Messung der Zeiten in Spalte 7—9, 12 und 13 dienten ebenfalls Sekundenuhren mit Abstellung und Angabe von $\frac{1}{5}$ Sekunden. Bei der Westinghousebremse wurde als Beginn der Bremswirkung und des Lösens der Augenblick angesehen, in dem ein mit dem Bremszylinder in Verbindung stehendes Manometer zu spielen anfing, als Volleintritt der Bremswirkung bzw. Vollendung der Lösung der Augenblick, in dem dieser Manometerzeiger zum Stillstande kam. Bei der Schleiferbremse wurde als Beginn der Bremswirkung der Augenblick angesehen, in dem der Zeiger des Manometers am Bremszylinder sich in Bewegung setzte, als Volleintritt der Bremsung der Augenblick, in dem der Zeiger am Manometer der Hauptleitung auf Null still stand, als Beginn der Lösung der Augenblick, in dem der Zeiger am Manometer der Hauptleitung sich zu bewegen anfing und als Vollendung der Lösung der Augenblick, indem der Zeiger am Manometer des Bremszylinders wieder zu spielen anfing. Der Bremsweg wurde gerechnet von dem Anfange der Versuchsstrecke bis zu dem Punkte, an dem die Vorderachse der Lokomotive still stand, und wurde durch unmittelbare Messung ermittelt; die Bremszeit wurde gezählt vom Ertönen des 4. Knallsignales bis zum Augenblicke des Rückstosses bei Stillstand des Zuges.

Um möglichste Genauigkeit der Versuchsergebnisse zu erzielen, war für jede Beobachtungsziffer ein besonderer Beobachter bestellt; wo trotzdem kein ganz zuverlässiges Ergebnis erzielt wurde, oder die Anstellung einer Beobachtung aus sonstigen Gründen unmöglich war (wie für die Lösung beim Abreissen des Zuges) blieb die betreffende Spalte unausgefüllt.

Ausserdem wurden noch mittelst der von Herrn A. Kaptein entworfenen und von ihm in Glasers Annalen (Band 9, Heft 8, Seite 158) beschriebenen Vorrichtung Aufzeichnungen der Drucklinien für den Verlauf der Spannungen im Bremszylinder gemacht. Diese Vorrichtung befand sich am ersten Versuchstage im letzten Wagen des Westinghousezuges, am 2. Versuchstage im letzten Wagen des Schleiferzuges. Diese Drucklinien, welche auf Tafel XIX *) abgebildet sind, geben nicht nur ein klares Bild von dem Verlaufe der Luftdruck-Änderungen im Bremszylinder, sondern gestatten, auch vermöge der von einem besonderen Schreibwerke gemachten Marken, welche bei den nachfolgenden Wiedergaben indessen weggelassen sind, eine genaue Bestimmung der Zeiten, in denen die einzelnen Vorgänge sich abspielen.

Zu den in die Ergebnistabellen C und D eingesetzten Bemerkungen ist noch Folgendes hinzuzufügen:

Das Abreissen des Westinghousezuges bei Versuch 1 und 3 am 12. April erfolgte im Augenblicke des Stillstandes; der Zug blieb in den straff gespannten Nothketten hängen. Bei Versuch 2 am 12. April brach eine bei Versuch 1 schon schadhafte gewordene Kuppel kurz nach Ansetzen der Bremse; dass die Kuppel schon beim Anfahren des Zugs schadhafte war, wurde an deren Knacken wahrgenommen.

Bei der Schleiferbremse war stets der Augenblick genau zu verspüren, in dem die Auslassventile sich öffneten: es traten heftige Stösse und Zuckungen auf. Das Abreissen des Zuges, wo ein solches eintrat, erfolgte stets unmittelbar nach Oeffnung der Auslassventile.

*) Folgt mit der Fortsetzung im nächsten Hefte.

Am 12. April musste nach Versuch 5 der Wagen mit der gerissenen Zugstange ausgestellt werden, so dass der Schleiferzug von da an mit nur 15 Wagen lief.

Bei Versuch 4 am 13. April war der Schleiferzug so geordnet, dass die leichteren Packwagen vorne standen bis auf einen und die schwereren Personenwagen hinten. Um wiederholtes Abreißen zu vermeiden, wurde hiernach vor Versuch 5 der Zug umgestellt, so dass nur ein Packwagen hinter der Maschine stand, hierauf die Personenwagen folgten, und am Schlusse die übrigen Packwagen eingestellt waren.

Bei Versuch No. 7 vom 13. April waren an dem Schleiferzuge die Auslassventile abgeschlossen bis auf eines in der Mitte des Zuges; bei Versuch Nr. 8 vom 13. April waren alle Ventile abgeschlossen, so dass die Bremse in der gleichen Weise wirkte, wie die Carpenterbremse bzw. die bisher in Anwendung befindliche Schleiferbremse.

Bei dem Herabfahren auf der Gefällstrecke Asbach—Neckarelz am 12. April sollte eine mittlere Geschwindigkeit von 40 bis 45 Kilometer eingehalten werden. Der Führer des Westinghousezuges suchte mit Rücksicht auf den Umstand, dass die Strecke viele und scharfe Krümmungen enthält, die sehr fest gekuppelten Züge daher in denselben starke Verzögerung erleiden mussten, und auch das Gefälle nicht unwesentlich sich ändert (von 1:71 bis 1:82), dieser Aufgabe dadurch gerecht zu werden, dass er die Bremswirkung den Streckenverhältnissen

entsprechend regelte; er erreichte damit eine Gesamtdurchschnittsgeschwindigkeit von 41,7 km, mit Schwankung zwischen 36,0 und 45,6 km. Der Führer des Schleiferzuges bremste von vornherein so stark, dass die Auslassventile sich öffneten und der Zug vorübergehend stark verlangsamt wurde. Hierauf löste er die Bremse wieder theilweise und liess, nachdem die Geschwindigkeit des Zugs sich wieder etwas gehoben hatte, die Bremswirkung gleichmässig bestehen, so dass eine mittlere Geschwindigkeit von nur 34,2 km mit Schwankung zwischen 31,0 und 35,3 km eingehalten wurde. Eine Aufforderung, die Bremswirkung noch weiter zu vermindern, um die vorgeschriebene Geschwindigkeit von 40—45 km zu erreichen, lehnte der Führer ab.

Als Leiter des Westinghousezuges befand sich ausser dem Maschinenpersonal ein maschinentechnischer Oberbeamter der Badischen Staatsbahn auf der Maschine; als Führer des Schleiferzuges war ein maschinentechnischer Oberbeamter der Pfalzbahn in gleicher Weise auf der Maschine anwesend; diesen beiden Herren war die Anordnung der für die einzelnen Versuchsfahrten durch das Maschinenpersonal zu vollziehenden Geschäfte übertragen. Ausserdem war ein weiterer badischer maschinentechnischer Oberbeamter (und zwar dieselbe Persönlichkeit) auf beiden Maschinen anwesend, der im Vereine mit den Zugleitern die genaue Durchführung der Versuchsordnung zu überwachen hatte.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Angelegenheiten des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Vereins-Lenkachsen.

(Fortsetzung von Seite 78.)

IV. Beschreibung der einzelnen genehmigten Lenkachsen.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—10, Taf. XVII und Fig. 1—9, Taf. XVIII.)

5) Vereinslenkachse B2 für zweiachsige Wagen mit und ohne Bremse.

(Blatt No. 2 der Zeichnungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—5 auf Taf. XVII.)

Die zwei zweiseitig gekuppelte Lenkachsen aufweisende Anordnung ist auf den Sächsischen Staatsbahnen seit 1882 an 2 Personenwagen mit Bremse und seit 1883/84 an 165 offenen Güterwagen mit und ohne Bremse, auf den Strecken der kgl. Eisenbahn-Direction zu Breslau seit 1881/83 an 125 Plateauwagen und seit 1881 an 20 offenen Güterwagen im Betriebe und hat sich gut bewährt.

Bei Versuchen, welche auf den Sächsischen Staatsbahnen vorgenommen wurden, hat in den Krümmungen im gebremsten, wie im ungebremsten Zustande eine genügende Einstellung der Achsen, und auf längeren geraden Strecken ein ruhiger Lauf der Wagen sich ergeben bei Geschwindigkeiten bis zu 60 km in der Stunde.

Auf den Strecken der königlichen Eisenbahn-Direction zu Breslau ist ein zufriedenstellender Lauf der Wagen auch noch bei Versuchen mit Geschwindigkeiten bis zu 70 km beobachtet worden.

Bei Rangirbewegungen, sowie beim Befahren von Weichen haben sich den angestellten Erhebungen zu Folge Anstände nicht ergeben.

Auf Grund der angestellten Prüfung darf die Erwartung ausgesprochen werden, dass die fragliche Lenkachsen-Anordnung noch soweit vervollkommenet werden, dass die unbeschränkte Verwendung zugelassen werden kann.

Anordnung und Ausführung sind nach den nachfolgenden Angaben durchzuführen:

Gekuppelte Lenkachsen mit zweiseitigem Verbindungsgestänge.

- a) Die Achsschenkel verschieben sich zugleich mit den Achsbüchsen in den Achshaltern.
- b) Die Rückkehr der Achsen in die Mittelstellung erfolgt durch Verschiebung der Tragfedern in Folge Einwirkung des Wagengewichtes.
- c) Die Bremse ist an unbeweglichen Theilen des Wagenuntergestelles so aufgehängt, dass weder bei angezogenen noch bei gelösten Klötzen die Einstellung der Achse nach den Bahnkrümmungen beeinflusst wird.

Wesentliche Theile der Anordnung, bei welchen eine Abweichung von der Zeichnung unzulässig ist.

1. Die Verschiebung »a«, Fig. 4, Taf. XVII, in der Wagenlängsrichtung für die Achsbüchsen aus der Mittelstellung muss mindestens 1,5 mm betragen, worin r den Radstand des Wagens in Metern bedeutet, höchstens jedoch 25^{mm}.

2. Die grösste Verschiebung ist durch die Achshalter begrenzt. Fig. 3 u. 4, Taf. XVII.
3. Die Länge $\gt l$, Fig. 4, Taf. XVII, der Achsbüchslappen muss mindestens $2a + 15^{\text{mm}}$ sein.
4. Die Verbindung der Tragfeder mit der Achsbüchse erfolgt nach Fig. 5, Taf. XVII, wobei die mit fester Lagerschale versehene Achsbüchse in den Achshaltern einen der Verdrehung der Achse entsprechenden Spielraum in der Achslängsrichtung haben muss, die Verbindung ist zulässig nach einer anderen Anordnung, die auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
5. Die Sicherung der Tragfederblätter vor gegenseitiger Verschiebung erfolgt nach Fig. 5, Taf. XVII, oder nach einer anderen Anordnung, die auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
6. Die wesentlichen Vorschriften für die Bremse werden bei Besprechung der folgenden Lenkachse B 3, No. 6, angegeben.

6) Vereinslenkachse B 3 für zweiachsige Wagen mit und ohne Bremse.

(Blatt No. 3 und 4 der Zeichnungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—9, Taf. XVIII.)

Die Anordnung weist gekuppelte Lenkachsen mit 2 \perp -Hebeln auf. Sie ist auf den Sächsischen Staatsbahnen seit 1883/84 an 4 Personenwagen mit Bremse und seit 1885 an 184 Güterwagen mit und ohne Bremse im Betriebe und hat sich gut bewährt.

Bei den angestellten Versuchen hat eine genügende Einstellung der Achsen in den Krümmungen und ein guter Lauf der Wagen auf längeren Geraden mit Geschwindigkeiten bis zu 60 km sich ergeben. Beim Rangiren und Befahren von Weichen haben sich den angestellten Erhebungen zu Folge Anstände nicht ergeben.

Anordnung und Ausführung sind nach den nachfolgenden Angaben durchzuführen.

Gekuppelte Lenkachsen mit zwei T-Hebeln.

- a) Die Achsschenkel verschieben sich zugleich mit den Achsbüchsen in den Achshaltern.
- b) Die Rückkehr der Achsen in die Mittelstellung erfolgt durch Verschiebung der Tragfedern in Folge Einwirkung des Wagengewichtes.
- c) Die Bremse ist an unbeweglichen Theilen des Wagenuntergestelles so aufgehängt, dass weder bei angezogenen noch bei gelösten Klötzen die Einstellung der Achse nach den Bahnkrümmungen beeinflusst wird.

Wesentliche Theile der Anordnung, bei welchen eine Abweichung von der Zeichnung unzulässig ist.

1. Die Verschiebung $\gt a$, Fig. 5, Taf. XVIII, in der Wagenlängsrichtung für die Achsbüchsen aus der Mittelstellung muss mindestens $1,5 r$ mm betragen, worin r den Radstand des Wagens in Metern bedeutet, höchstens jedoch 25^{mm} .
2. Die grösste Verschiebung der Achsbüchsen ist durch die Achshalter begrenzt, Fig. 3 u. 5, Taf. XVIII.

3. Die Länge $\gt l$, Fig. 5, Taf. XVIII, der Achsbüchslappen muss mindestens $2a + 15^{\text{mm}}$ sein.
4. Die Verbindung der Tragfeder mit der Achsbüchse erfolgt nach Fig. 3 u. 5, Taf. XVIII, oder nach einer anderen Anordnung, die auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
5. Die Sicherung der Federblätter vor gegenseitiger Verschiebung erfolgt nach Fig. 3, Taf. XVIII, oder nach einer anderen Anordnung, die auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
6. Auf jedes Rad einer bremsbaren Achse wirken zwei Bremsklötze von beiden Seiten, deren Druck Q bei angezogener Bremse gleich gross sein muss. Fig. 1 u. 2, Taf. XVIII.
7. Die Aufhängung der Bremse erfolgt am Wagen-Untergestelle entweder mittels drehbarer Rahmen nach Fig. 8 u. 9, Taf. XVIII oder so, dass die Gebänge genügend beweglich sind, Fig. 3 u. 4, Taf. XVIII, und dass die Bremsklötze nach Fig. 3 u. 5, Taf. XVIII von der Bewegung der Achsen abhängig gemacht sind.
8. Die Hauptbremszugstange muss in der senkrechten Längs-Mittelebene des Wagens liegen. Fig. 2 u. 6, Taf. XVIII.
9. Die Bremsklötze zu beiden Seiten des Rades sollen derartig aufgehängt und mit einander verbunden sein, dass sie bei gelöster Bremse in keiner Stellung der Achse am Rade schleifen können; das Mittel hierfür bleibt freigestellt.
10. Die am T-Hebel befindlichen Lenkstangenköpfe müssen nach Art der Kugelgelenke beweglich sein. Fig. 7, Taf. XVIII.

Ausser den zu den Lenkachsen A 1, B 1, B 2 und B 3 bereits gegebenen Vorschriften gilt folgende für die Bremse:

Die Aufhängung der Bremse erfolgt am Wagen-Untergestell mittels drehbarer Rahmen, welche die Bremsklötze tragen und durch Lenkstangen L von der Achsverschiebung abhängig gemacht sind, Fig. 1 u. 2, oder nach einer anderen Anordnung, die auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen mit am Wagen-Untergestell aufgehängten Bremsen dargestellt ist.

7) Vereinslenkachse B 4 für zweiachsige Wagen mit und ohne Bremse.

(Blatt No. 8 der Zeichnungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 6—10 auf Taf. XVII.)

Die Anordnung, welche entlastete, hängende, um Mittelzapfen drehbare Gestelle für die Achsen aufweist, hat nach den auf den Sächsischen Staatsbahnen gemachten Erfahrungen zwar eine sehr gute Einstellung der Achsen in Krümmungen und anstandsloses Rangiren und Durchfahren von Weichen ergeben, ruft jedoch bei der Fahrt in der Geraden mit etwa 60 km Geschwindigkeit heftiges Schlingern hervor. Die Generaldirection der Königl. Sächsischen Staatsbahnen, welche zunächst Einreihung in die Gruppe A beantragt hatte, änderte daher diesen Antrag auf Einreihung unter Gruppe B ab.

Anordnung und Ausführung sind nach den nachfolgenden Angaben durchzuführen:

Gekuppelte Lenkachsen mit hängenden Gestellen, welche um Mittelzapfen drehbar und entlastet sind.

- a) Die Achsschenkel verschieben sich in der Wagenlängsrichtung zugleich mit den Achshaltern, welche an den hängenden Drehgestellen befestigt sind.
- b) Die Rückkehr der Achsen in die Mittelstellung erfolgt durch Verschiebung der Tragfedern in Folge Einwirkung des Wagengewichtes.
- c) Die Bremse ist an den hängenden Drehgestellen so aufgehängt, dass weder bei angezogenen noch bei gelösten Bremsklötzen die Einstellung der Achsen nach den Bahnkrümmungen beeinflusst wird.

Wesentliche Theile der Anordnung, bei welchen eine Abweichung von der Zeichnung unzulässig ist.

1. Die Drehgestelle sind mit Drehzapfen in der Längsachse des Wagens versehen, die Aufhängung derselben erfolgt unterhalb der Hauptträger des Wagenkastens. Fig. 6 u. 8, Taf. XVII.
2. Die Verschiebung »a«, Fig. 8, Taf. XVII, in der Wagenlängsrichtung für die führenden Lappen der Drehgestelle aus der Mittelstellung ist so zu bemessen, dass die entsprechende Verschiebung der Achshalter mindestens $1,5r$ mm, höchstens jedoch 25^{mm} beträgt, worin r den Radstand des Wagens in Metern bedeutet. Fig. 6, Taf. XVII

3. Die grösste Verschiebung der Achsen ist im Auflager des Drehgestelles begrenzt. Fig. 8, Taf. XVII.
4. Die Verbindung der Tragfedern mit den Achsbüchsen erfolgt nach einer Anordnung, welche auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
5. Die Sicherung der Tragfederblätter vor gegenseitiger Verschiebung erfolgt nach einer Anordnung, welche auf den Zeichnungen für Vereinslenkachsen dargestellt ist.
6. Auf jedes Rad einer bremsbaren Achse wirken zwei Bremsklötze von beiden Seiten, deren Druck Q bei angezogener Bremse gleich gross sein muss. Fig. 6, Taf. XVII.
7. Die Bremse muss an den Drehgestellen aufgehängt sein. Fig. 6—8, Taf. XVII.
8. Die Hauptbremszugstange muss in der senkrechten Längs-Mittelebene des Wagens liegen. Fig. 7, Taf. XVII.
9. Die Bremsklötze zu beiden Seiten des Rades sollen derartig aufgehängt und mit einander verbunden sein, dass sie bei gelöster Bremse in keiner Stellung der Achse am Rade schleifen; das Mittel hierfür bleibt freigestellt.

Mit diesen sieben Lenkachsen-Anordnungen **A 1, A 2, A 3, B 1, B 2, B 3** und **B 4** ist die Reihe der vom Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen bis jetzt genehmigten Vereins-Lenkachsen erschöpft. Je nachdem weitere derartige Vorschläge zur Genehmigung gelangen, werden wir diese Mittheilungen fortsetzen.

Sonstige Vereins-Angelegenheiten und Ausstellungen.

Internationale Eisenbahn-Ausstellung zu Paris 1887.

Die 6 grössten Eisenbahngesellschaften Frankreichs haben die Betheiligung an der Internationalen Eisenbahn-Ausstellung 1887 zu Paris abgelehnt (vergl. Organ 1887, Seite 79), indem sie die folgenden Gründe hierfür anführen:

Zunächst ist zu fürchten, dass diese ausgelehnte Sonderausstellung die grosse Ausstellung des Jahres 1889 schädigen würde;

sodann ruft die mit der Ausstellung geplante 50jährige

Jubelfeier den Schein hervor, als ob Frankreich erst 1837 Eisenbahnen gebaut hätte, während es solche schon früher besass; schliesslich werden die Zwecke, welche die Unternehmer mit der Ausstellung anstreben, schon durch die internationale Eisenbahn-Vereinigung erreicht, welche 1885 in Brüssel tagte, und 1887 in Mailand, 1889 in Paris zusammenkommen wird.

Durch diese Absage der grössten Eisenbahn-Gesellschaften ist das Zustandekommen der Ausstellung sehr fraglich geworden.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

A l l g e m e i n e s.

Spuränderung der amerikanischen Bahnen.

(Railroad Gazette 1886, Mai, Seite 330 u. ff. Mit Abbildungen.)
Vergl. Organ 1887, S. 26.

Schon auf Seite 26 haben wir der grossartigen Arbeit gedacht, welche sich im Mai bis Juli 1886 auf etwa 11000 km amerikanischer Eisenbahnen bei der Veränderung der Spurweite auf die einheitlichen Mafse von 1435^{mm} im Norden und 1448^{mm} im Süden vollzog. Wir gehen auf die zur Durchführung dieses beachtenswerthen Arbeitsvorganges getroffenen Mafsnahmen hier kurz nochmals ein, wie sie auf der Mobile- und Ohio-Bahn zur Verwendung kamen. Zunächst wurden alle Querschwellen von den etwa vorhandenen Unebenheiten befreit, welche sich der

Verlegung der Schienen hätten entgegensetzen können, und zur Wiederaufnahme der Schiene vorbereitet.

Zugleich fertigte man in den Werkstätten für die Weichen einige Zungenverbindungsstangen aus je zwei gesonderten Hälften mit Bolzenverbindung und Löchern für diese sowohl der alten wie der neuen Spur entsprechend. Diese wurden an Stelle ebensoviele alter Verbindungen eingewechselt, welche dann behufs Umarbeitung in gleicher Weise in die Werkstatt wanderten, bis alle Zungenverbindungen geändert und vorläufig noch der alten Spur entsprechend eingestellt waren.

Behufs Vorbereitung wurden weiter Eisenplatten mit Handgriff von $12,5^{\text{mm}}$ Dicke und 89^{mm} Breite vertheilt, welche neben

die Schienen gelegt, das richtige Vornageln eines Theiles der Innennägel für die neue Spur ermöglichten; da wo (auf Brücken) behufs Beibehaltung der Mittellinie beide Schienen umgelegt werden mussten, hatten diese Platten nur die halbe Breite. Auch wurden Dächsel ausgegeben zum Kappen der Schwellen.

Alle schadhafte Schwellen wurden ausgewechselt, damit beim Entnageln und Festnageln keine Unterbrechungen in Folge schlechter Schwellen entstanden, und zum Ersatz für unbrauchbare Nägel wurden Fässer mit neuen Nägeln in Vorrath ausgegeben.

Die Streckenwagen mit Hebelbewegung wurden auf die neue Spur umgebaut, während die einfachen glatten Bahnmeisterwagen zur Benutzung bis zu und bei der Umlegung noch die alte Spur behielten.

Die Viehdurchlässe, welche mit hölzernen Längsträgern unter den Schienen überdeckt sind, bereitete man in der Weise vor, dass man neben den Trägern in den Lagerbalken die Verkämmungsausschnitte in der erforderlichen Breite herstellte und vorläufig mit Bohlenstücken vernagelte. Am Tage der Umlegung hatte man letztere nur aufzunehmen und nach Verschieben der Träger auf der andern Seite endgültig wieder einzunageln.

Die Vorbereitung und Kappung der Schwellen, das Vernageln der Innennägel bedingte auf einer rund 12,8 km langen Abtheilung 53 Arbeitstage, und das Ausziehen der entbehrliehen Nägel unmittelbar vor der Umlegung einen solchen von 20 Tagen.

Im Folgenden geben wir die wesentlichen Theile der Dienstweisung für die Umlegung selbst.

»Bis zum 1. Juli werden alle Schwellen auf 13 cm innerhalb der Westschiene bis Schienenunterfläche gekappt, und alle Innennägel bis auf den in jeder 3. Schwelle ausgezogen. Es werden Nägel zur Festlegung der neuen Spur so eingeschlagen, dass 38^{mm} Raum unter den Köpfen bleibt.

»Die Verbindungen der Weichenzungen sind gegen die neuen beweglichen auszuwechseln, und alle westlich von den Gleisen stehenden Weichenböcke so weit zu lösen, dass sie leicht umgesetzt werden können.

»Jeder Bahnmeister hat sich mit einem glatten Wagen weiter Spur und einem Wagen mit Hebelbewegung enger Spur zu versehen.

»Am 6. und 7. Juli wird jeder zweite Nagel der Aussen-seite der Westschiene ausgezogen und gerichtet, unter Zufügung von drei neuen für die Schienenlänge werden diese Nägel über die Strecke vertheilt. Am Tage der Aenderung wird jeder zweite Aussennagel in der veränderten Lage eingeschlagen, während die vorher gesetzten Spurnägel niedergetrieben werden.

»Jeder Vorarbeiter hat dafür zu sorgen, dass am Tage der Umlegung die nachfolgenden Gegenstände in Ordnung bereit sind: 10 Geissfüsse, 1 Dächsel, Hammerstiele in Vorrath, 1 Axt, 4 Tonnen Nägel, 13 Nagel-Hämmer, 1 Wuchtebaum, 2 Spurmase (1435^{mm}), 1 Fass Trinkwasser mit Geschirr, 6 Kaltmeissel, 8 hölzernen Handspaken, Lebensmittel für die ganze Rotte, ein Deichselwagen weiter Spur für die Vorräthe und ein Wagen mit Hebelbewegung enger Spur.

»Die Leute der 26 Mann starken Rotte sind wie folgt zu vertheilen:

6 Mann ziehen mit den Geissfüssen die noch gebliebenen Innennägel aus,

1 Mann treibt abgebrochene Nägel mit dem Nagelhammer ein,
5 Mann legen die Schienen um,

8 Mann nageln aussen,

3 Mann nageln innen,

3 Mann zum Schieben der Wagen und zu Hülfeleistungen.

Zwei Rotten beginnen an einem Punkte und arbeiten von einander weg, bis sie die nächsten treffen.

»An Kreuzungsstellen und in Bahnhöfen können die nicht nothwendig gebrauchten Nebengleise einige Tage früher umgelegt werden, so dass nach Umlegung der erste Bedarf an Nebengleisen gedeckt ist; der Rest wird baldigst nach erfolgter Umlegung der Linie nachträglich geändert.

Weiter folgen Bestimmungen über den Fahrplan der Züge, welche am Tage der Umlegung die Mannschaften auf der Strecke vertheilen und einholen, sowie deren Einfluss auf den Gang der Arbeit.

»Der Tagelohn an den Tagen der Umlegung beträgt 6,3 M. sofort nach Beendigung in Bescheinigung vom Bahnmeister, und von den Stationen sofort in baar zahlbar.

»Die Arbeit beginnt mit geringen durch die Arbeitszüge bedingten Abweichungen am 8. Juli nach 3¹/₂ Uhr nachts. Die Strecke South-Columbus-Cairo wird am 30. Juni umgelegt, alle Zweiglinien am 9. Juli.«

An mehreren Stellen waren noch Kieszugrotten aufgestellt, um in besonderen Fällen Hülfe zu leisten.

Bei der Streckenfestsetzung war die Theilung in 12,8 km Theile so vorgenommen, dass Strecken, auf denen beide Schienen umzulegen waren, auch doppelt berechnet wurden. Die Nacharbeiten einer solchen Abtheilung erforderten 50 Arbeitstage.

Nach den gemachten Erfahrungen hätte man statt der angegebenen besser die nachfolgende Rottentheilung angenommen:

4 Mann ziehen die noch gebliebenen Innennägel aus,

1 Mann schlägt die abgebrochenen Nägel ein,

3 Mann legen die Schienen um,

6 Mann nageln innen

6 Mann nageln aussen } paarweise,

2 Mann ziehen die alten Aussennägel sowie schlechtsitzende Nägel aus,

1 Mann begleitet die letzten beiden mit Wuchtebaum,

3 Mann schieben die Wagen und leisten Hülfe wo nöthig.

Der breitspurige Deichselwagen hätte besser enge Spur erhalten, da er der Arbeit besser gefolgt wäre.

Die Arbeit schritt meist mit einer Geschwindigkeit von 1,75 km in der Stunde vor.

Die Quelle theilt noch eine Reihe von bei der Arbeit über die Arbeitsfristen und die zweckmässige Anstellung der Leute gemachten Erfahrungen mit.

Spurveränderung auf der Tennessee-, Virginia- und Georgia-Bahn.
(Railroad Gazette 1886, Juni, Seite 377.)

Vergl. Organ 1887, S. 26 u. 117.

Die Quelle bringt einen Abdruck der Dienstvorschriften für die Ausführung der Spuränderung, welche den oben kurz angedeuteten für die Mobile- und Ohio-Bahn ganz ähnlich sind.

Eröffnungstage der ersten Eisenbahnen in den verschiedenen Ländern und deren Länge am 1. Januar 1885.

(Nach der Zeitschrift des Vereins d. I. 1886, Seite 1032 und dem Archiv für Eisenbahnwesen 1886, Seite 289.)

Lfd. No.	Bezeichnung der Länder	Eröffnungstag der ersten Eisenbahn		Länge der Eisenbahnen am 1. Januar 1885 km
		Tag	Jahr	
1	Grossbritannien und Irland	27. September	1825	30370
2	Oesterreich	30. September	1828	21850
3	Frankreich	1. October	1828	31216
4	Vereinigte Staaten von N.-A.	28. December	1829	201735
5	Belgien	3. Mai	1835	4319
6	Deutschland	7. December	1835	36720
7	Russland	4. April	1838	25767
8	Italien	September	1839	10138
9	Schweiz	15. Juli	1844	2797
10	Spanien	24. October	1848	8281
11	Britisch Nord-Amerika Central-Amerika und Antillen:	Mai	1850	15000
12	a) Cuba	—	1837	2210
13	b) Jamaika	21. November	1845	
14	c) Columbien	28. Januar	1855	
15	Mexiko	—	1850	5200
16	Peru	—	1850	2600
17	Schweden	—	1851	6600
18	Chili	Januar	1852	1850
19	Asien (indisches Reich)	18. April	1853	18100
20	Norwegen	Juli	1853	1562
21	Brasilien	21. April	1854	6115
22	Portugal	—	1854	1527
23	Australien, Victoria	14. September	1854	2676
	„ Neusüdwaales	25. September	1855	2666
24	Afrika, Aegypten	Januar	1856	1500
	„ Natal	28. Juni	1860	158
25	Europ. Türkei, Bulgarien, Rumänien und Bosnien	4. October	1860	1765
Wiederholung.				
I.	Europa	27. September	1825	189487
II.	Amerika	28. December	1829	239468
III.	Asien	18. April	1853	20539
IV.	Australien	14. September	1854	12053
V.	Afrika	Januar	1856	6561
Auf der ganzen Erde		27. September	1825	468108

Vanderbilt-Haus für Eisenbahnbeamte in New-York.

(Railroad Gazette 1886, Juli, S. 460.)

Auf Seite 67 dieses Jahrganges brachten wir eine Mittheilung über die Versorgung dienstuntauglich gewordener Bahnbeamter in Russland durch das Verkehrs-Ministerium. Auch aus New-York ist eine hochherzige Schenkung des »Eisenbahnkönigs« Vanderbilt zu erwähnen, welche das geistige und leibliche Wohl der Beamten aller das Grand-Central-Depot benutzenden Bahnen im Auge hat. Es ist zu hoffen, dass der inzwischen erfolgte Tod des Urhebers des Gedankens nicht dessen Aufgabe zur Folge hat. Vanderbilt hat sich gegenüber der New-York-Central- und Hudson-River-Gesellschaft zur Errichtung eines 24,5^m langen und 12,25^m tiefen Gebäudes bereit erklärt, falls die Gesellschaft ein ihr gehörendes Grundstück an der

Ecke der Madison-Avenue und der 45. Strasse, welches für Gleise unzugänglich ist, unentgeltlich hergeben will. Das Gebäude soll im Erdgeschoße offene Hallen, Bäder und Gymnasium, im ersten Obergeschoße: Lesesaal, Bibliothek, Spielräume und Verwaltungsräume, im zweiten Obergeschoße: eine Versammlungshalle und Räume für Vorlesungen, im Dachgeschoße eine Hausmeisterwohnung und Ueberräumungsräume für Beamte enthalten. Als Eigenthümer soll ein Verwaltungs-Ausschuss erscheinen, welcher verpflichtet ist, das Grundstück den beteiligten Bahnverwaltungen wieder auszuliefern, falls diese für einen gleich guten Ersatz sorgen.

Verkehr der Metropolitan-Bahn in London.

(Railroad Gazette 1887, Febr., S. 105.)

Der Verkehr der Metropolitan-Bahn in London, welcher 1863 nach Eröffnung der District-Bahn etwa 9,5 Millionen Reisende umfasste, und eine Gesamteinnahme von 2 Millionen Mark ergab, ist 1886 auf 80,5 Millionen Reisende bei 12,3 Millionen Mark Gesamteinnahme gestiegen. Der Durchschnittspreis der Fahrt eines Reisenden ist von 18 Pf. 1873 auf 14,6 Pf. 1886 gesunken, eine Abnahme, welche aus der allmählig gewachsenen Bahnlänge mit verhältnissmässig niedrigeren Preisen auf den längeren Strecken erklärt wird.

Sir Joseph Whitworth †.

Der bekannte Maschinen-Ingenieur Sir J. Whitworth ist im Alter von 84 Jahren am 22. Januar 1887 zu Mentone gestorben. Ungewöhnliche Verdienste hat sich der Verstorbene namentlich um die genaue Herstellung von Werkzeugen und Hilfsmitteln für den Maschinenbau und von Einzeltheilen von Maschinen erworben; wir erwähnen in dieser Beziehung namentlich sein Verfahren zur Herstellung völlig ebener Flächen, seine scharfen Messwerkzeuge, von denen namentlich ein 1851 in London ausgestelltes die Länge eines nicht über 40'' engl. langen Stabes bis auf 0,000001'' angab, vor allem aber seine Schraubengewinde-Abstufung, welche die grösste Bedeutung für die Technik aller Erdtheile und Länder gewonnen hat. 1855 wandte er seine Aufmerksamkeit der Geschützerzeugung zu, auf welchem Gebiete er gleichfalls bedeutende Erfolge aufzuweisen hatte. 1868 stiftete er ein Whitworth-Stipendium für angehende Maschinen-Ingenieure, welches bereits die Ausbildung einer Reihe tüchtiger Männer ermöglicht hat. 1873 vollendete Whitworth seine Erfindung besonders dichten Stahl, Whitworth-Stahl genannt, durch Giessen unter künstlicher Pressung zu erzeugen, welcher zu besonders stark beanspruchten dabei aber leicht zu haltenden Theilen verwendet wird. Die Nachfrage nach diesem Erzeugnisse wurde bald so stark, dass das bis dahin im Innern von Manchester gelegene Werk schon 1875 in grösserer Ausdehnung vor der Stadt neu erbaut werden musste; dasselbe erhielt dabei eine mustergültige Ausstattung mit Werkzeugen und Maschinen im Sinne der Whitworth'schen Schärfe und Genauigkeit. 1872 that er einen wichtigen Schritt auf wirtschaftlichem und sozialem Gebiete, indem er sein Werk in die Hände einer beschränkten gemeinsam haftenden Gesellschaft übergehen liess; in dieser behielt er selbst die leitende Stellung,

liess aber seine Arbeiter und Werkmeister als Theilhaber eintreten; diese Einrichtung bewährte sich schnell, da die Beschäftigten grossen Werth auf ihre Antheile und auf ihre Mitwirkung bei der Leitung des Werkes legten.

Der hochverdiente Mann hinterlässt keinen Sohn, ja keinen nahen Verwandten, und so bietet sich hier eine Gelegenheit, dem öffentlichen Wohle ein bedeutendes Vermögen zu gute kommen zu lassen.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Mc. Grew Graben-Räumer.

(Railroad Gazette 1886 August S. 575.)

Die Chicago & Northwestern, wie die Minneapolis & St. Louis Bahn verwendet zur Herstellung, bezw. Räumung der Bahngräben eine Grabmaschine, Patent Mc. Grew. Dieselbe besteht aus einer starken Balkenlage auf zwei gewöhnlichen Drehgestellen, welche ihrerseits auf zwei verstreuten Jochen einen oberen Rahmen mit Dach im Ganzen etwa von den Abmessungen eines Güterwagens trägt. Vorn trägt die untere Balkenlage nach beiden Seiten bis zu 2,75^m Ausladung von Schienenaussenkante verschiebliche Ausleger, welche durch bewegliche Spreizen gegen die Balkenlage abgesteift werden können. In der Mitte der Wagenlänge ist an beiden Aussenseiten zwischen Balkenlage und oberem Rahmen ein Drehbaum mit Krahnenausleger und Winde befestigt, und jede Windekette trägt einen muldenförmigen Gräber, dessen Querschnitt bei kleinen Gräben gleich dem des herzustellenden Grabens gemacht werden kann. Die Befestigung des Gräbers an der Kette ist derart eingerichtet, dass man ihn

durch Anziehen der Kette zunächst heben, dann auch nach vorn kippen kann. Mittels Bügel und Kette wird der Gräber ausserdem nach vorn an dem Auslegerbaume befestigt. Man stellt den vorderen Auslegerbaum wie den Krahnenausleger auf die Entfernung ein, in welcher der Graben auszuheben ist, senkt den Gräber ab, zieht die Kette nach dem Auslegerbalken straff, und nun den ganzen Wagen mittels Locomotive so weit vorwärts bis sich der Gräber gefüllt hat. Man hebt den Gräber nun aus, löst die Vorderkette und schwenkt ihn mit dem Drehbaume über die Entladestelle bezw. über einen Erdwagen, oder fährt den ganzen Gräber aus dem Einschnitte nach der Schüttstelle. Hier wird der Gräbertrog durch weiteres Anziehen der Hebekette entleert. Zur Bedienung gehören 6 Mann. Die Leistung wird für trockenen Stichboden gleich der von 50 Mann abgegeben, soll aber in nassem Boden und Thon noch grösser sein. Namentlich soll sich der Gräber in schlammigen Einschnitten bewähren, wo Arbeit mit der Schaufel nicht möglich ist.

B a h n - O b e r b a u .

Schwellen-Tränkungs-Anstalt der Union-Pacific-Bahn in Laramie, Wyoming Territory.

(Railroad Gazette 1886, October, S. 736 mit Lageplan.)

Die am 26. Juli 1886 in Betrieb genommene Anstalt, welche durch ein todtes und ein durchlaufendes Gleis mit der Bahn in Verbindung steht, enthält 1 Lagerhaus (6,7 × 9,8^m), 1 Büttenhaus (4,9 × 7,95^m + 3,05 × 3,66^m), 1 Haus für zwei Tränkkessel (35,7 × 7,95^m), 1 Pumpenhaus (16,5 × 2,13^m), 1 Kesselhaus (6,7 × 9,8^m), Verwaltungsraum (4,28 × 4,9^m), 1 Behälter für Zinkchlorid (227 cbm), Tanninbehälter (227 cbm), 1 Fass zum Leimmischen (2,27 cbm), 1 Fass zum Tanninmischen (2,27 cbm), 1 Wasserbehälter (27,25 cbm), 1 Maschinenhaus (2,75 × 4,28^m), 1 Ladebühne (36,6 × 2,74^m), 100 eiserne Trambahnwagen, 0,8 km Trambahngleis von 61 cm Spur, 5 Drahtseile, 7 feste und 9 Leit-Rollen zum Bewegen der Wagen; die Grundfläche, auf welcher auch die Schwellen gestapelt sind, umfasst 6,07 ha und die gesammten Anlagekosten betragen 168 000 M.

Das Tränkungsverfahren beruht auf der Einführung von Zinkchlorid, jedoch unter Zusatz von Tannin und Leim, welcher das Auswaschen des Zinkchlorids verhüten soll. In dreien der mit Blei ausgelegten Fässer des Büttenhauses wird Zink mit Salzsäure übergossen, woraus sich eine 40° Baumé starke Zinkchloridlösung ergibt; nachdem diese auf 1,9° Baumé verdünnt ist, wird aus dem Leimfasse etwas gelöster Leim zugesetzt, und die Mischung in dem grossen Zinkchlorid-Behälter gesammelt. In dem Tanninfasse wird gleichzeitig eine verdünnte Tanninlösung aus der Schierlingstanne hergestellt. Die auf die eisernen Wagen

geladenen Schwellen werden dann auf den zum Theil beweglichen und daher den ganzen Hof bestreichenden 61 cm-Gleisen durch die Dampfmaschine mittels der Drahtseile in die 33,8^m langen Tränkkessel von 1,83^m Durchmesser gezogen, welche 13 Wagen mit 350 bis 400 Schwellen jeder fassen. Zunächst wird der Saft unter Luftverdünnung ausgekocht, und hierauf werden die beiden Lösungen unter Druck eingepresst. Der Zeitaufwand für den Vorgang ist folgender: Beschickung eines Kessels 20 Min., Erhöhung des Dampfdruckes auf 1¹/₄ at 20 Min., Dauer dieses Druckes 2 Stunden, Abblasen des Dampfes 15 Min., Herstellung der Luftverdünnung 1 Stunde, Einlassen der Zinkchloridlösung 15 Min., Dauer des Eindrückens unter 7 at Druck 2¹/₂ Stunde, Ausziehen der Zinkchloridlösung 20 Min., Einlassen der Tanninlösung 10 Min., Dauer des Eindrückens unter 7 at Druck 1 Stunde, Ausziehen der Tanninlösung 20 Min., Entleerung des Kessels 20 Min.; die gesammte Beschickung dauert also 8 Stunden 50 Min. Die Tanninlösung soll, wenn sie mit dem vorher eingebrachten Leim in Berührung kommt, in den äusseren Zellen lederartige Häutchen bilden, welche die Zinklösung im Inneren des Holzes vollkommen schützen. Das Bestreben geht dahin, soviel Zinkchloridlösung wie möglich einzupressen; Versuche über die Aufnahmefähigkeit der Hölzer ergaben aber für verschieden dichte Holzarten eine solche von 12% bis 91% des ursprünglichen Schwellengewichtes. Es wird daher wie bei der Bessemerbirne über jede Füllung genau Buch geführt, hier bezüglich der aufgenommenen Menge der Lösung; auch werden, soweit man die Verschiedenheiten der Holzarten erkennen kann, die

Behandlungszeit und die Stärke der Lösung diesen angepasst. Für die Buchung ist ein ausführlicher Vordruck festgestellt, und täglich wird berichtet, wie viele Cubikmeter Holz jede Doppelbeschickung enthielt, wie viel Lösung sie nach Inhalt und Gewicht aufgenommen haben, und wie viel reines Zinkchlorid in dieser enthalten ist. Diese Angaben werden leicht erhalten, da die Tränkkessel mit 13 leeren Wagen und ebenso die Lösungscylinder geaicht sind. Liest man nun den Stand im Lösungsbehälter am Ende der Pressungszeit und nach Rückführung der überschüssigen Lösung ab, so kennt man die Anzahl der im Kessel befindlichen Cubikmeter Holz, und da der Bottichinhalt auch vor Beginn der Beschickung festgestellt wird, auch die Menge der eingedrückten Lauge und schliesslich aus dem bekannten Grade der Lösung die Menge des eingeführten reinen Zinkchlorids.

Das Verfahren soll neben dem Schutze gegen Fäulnis dem Holze zugleich grössere Härte geben, so dass loses Holz von Bergtannen (475 kg auf 1 cbm), welches nach früheren Erfahrungen in 4—5 Jahren verrottete, mindestens 12 Jahre hält. Die Kosten belaufen sich auf 84 Pf. für die Schwelle, und es wird danach die folgende Berechnung des Werthes des Verfahrens aufgestellt. Eine gewöhnliche 4 Jahre dauernde Schwelle kostet in Amerika 2,31 M., also 0,573 M. im Jahre; nach der Tränkung kostet die Schwelle 3,15 M. oder im Jahre $\frac{3,15}{12} = 0,263$ M.

Die Anstalt ist wie die der Atchison-, Topeka- und Santa Fe-Bahn in Las Vegas und die der Rock Island-Bahn in Chicago unter Leitung des Ingenieurs O. Chanute von der »Chicago Tie-Preserviny Co.« erbaut.

Rasche Abnutzung von amerikanischen Schienen.

(Railroad Gazette 1887, Februar, S. 110.)

Mit Zeichnung Fig. 11 auf Tafel XVIII.

In Fig. 11 auf Taf. XVIII zeigen wir ein Beispiel von Abnutzung einer Schiene der Sayre'schen Anordnung (Organ 1886, S. 94). Die Schiene wiegt 37,7 kg für 1^m und hat im Hauptgleise der Lehigh-Valley-Bahn bei Mauch Chunk von Juni 1884 bis Juni 1886 in einer Krümmung von 412^m Halbmesser und 1:440 Gefälle bei zweigleisigem Betriebe gelegen. Der gezeichnete Radreifen ist unabgenutzt, seine Eintragung zeigt wie die Schiene aussen von den ausgelaufenen Reifen mitgenommen ist, sowohl durch den Zwischenraum zwischen Schiene und Reifen, wie durch den aussen übergewalzten Grat. Der Kopf trägt nur noch auf eine Breite von etwa 20^{mm}.

Mr. Sayre erklärt die Abnutzung dieser Aussenschiene des fallenden Gleises daraus, dass die schweren Kohlen- und Frachtzüge bei der Thalfahrt bremsen, so dass alle inneren Buffer fest auf einander liegen. Die Wagen werden hierdurch sehr steif in der Richtung der Tangente gehalten und schneiden scharf gegen die Aussenschiene. Er hebt besonders hervor, dass die Aussenschiene des steigenden Gleises, von welcher die Wagen des mit gestreckter Zugvorrichtung aufwärts fahrenden Zuges abgezogen werden, keine ungewöhnliche Abnutzung zeigt. Die Schiene enthielt 0,42 % Kohlenstoff. Sie ist dann durch härtere Schienen ersetzt, welche bislang wenig Abnutzung zeigen. Die Ersatzschienen sind von der Bethlehem Iron Co. mit 3 verschiedenen Gehalten an Kohlenstoff, nämlich 0,66 %, 0,57 % und 0,49 % geliefert, und werden auf ihr Verhalten jetzt dauernder Beobachtung unterzogen.

*) Gesetzlich geschützt.

Maschinen- und Wagenwesen.

Untersuchungen über den Werth der Schlagprobe bei der Prüfung der Radreifen und Schienen aus Flusseisen und Flusstahl.

Von A. Wöhler.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, Seite 167.)

Ueber die Frage, »ob durch Schlagprobe wichtige Eigenschaften des Materials festgesetzt werden können und ob diese Probe für die Materialabnahme einen besonderen Werth hat«, gehen die Ansichten der Techniker noch auseinander. Während die bekannte Münchener Versammlung zur Vereinbarung einheitlicher Prüfungsarten die »Schlagprobe« als werthvoll unter die Prüfungsarten der Materialien aufgenommen hat, ist von der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen diese Probe nicht eingeführt, vielmehr die Zerreißprobe zur Ermittlung der Festigkeit und Zähigkeit der Materialien in bestimmten Zahlen in den Vordergrund gestellt. Es ist daher ein besonders verdienstvolles Unternehmen von dem Herrn Geh. Regierungsrath A. Wöhler in Strassburg, über den Werth der Schlagprobe Untersuchungen angestellt und dieselben in dem »Centralblatte der Bauverwaltung« veröffentlicht zu haben. Wir geben im Nachstehenden einen Auszug aus dieser werthvollen Arbeit.

Ein Wagenradreifen aus Flusseisen, welcher im gewöhnlichen Betriebe 102675 km durchlaufen hatte, und der wegen späterer Bezugnahme hier mit No. 1 bezeichnet wird, wurde der Schlagprobe mittels eines Fallbärs von 450 kg Gewicht unterzogen. Der Reifen zerbrach beim ersten Schlage mit 3^m Fallhöhe in 4 Stücke. Vier Probestäbe zum Zerreißen aus einem der in warmem Zustande gerade gerichteten Stücke hergestellt, ergaben:

1. Festigkeit . . .	47,7	45,4	47,4	45,7 f. d. qmm
2. Verminderung des Bruchquerschnittes	44,5	13,3	59,5	61,2 %.

Das Material zeigte sich also bei der Schlagprobe als sehr spröde, bei der Zerreißprobe, mit Ausnahme eines Stabes, als sehr zühe.

Ein Reifen No. 2 aus derselben Schmelzung (Charge), welcher im Betriebe 100563 km durchlaufen hatte, wurde unter demselben Fallwerke wie No. 1 geprüft, zunächst mit einem Schlage von $\frac{1}{2}$ ^m Fallhöhe, wobei derselbe unbeschädigt blieb. Beim zweiten Schlage aus 2^m Fallhöhe zerbrach derselbe in zwei Stücke.

Ein Reifen No. 3 derselben Lieferung, aber aus einer

anderen Schmelzung, wie No. 1 und 2, welcher im Betriebe 62 145 km durchlaufen hatte, zerbrach beim ersten Schläge mit 1^m Fallhöhe in zwei Stücke.

Nach diesem Ergebnisse war es geboten, zu untersuchen, ob diese Reifen betriebsgefährlich seien. Dazu erschien das von der französischen Westbahn seit dem Jahre 1876 mit sehr günstigem Erfolge angewandte Verfahren besonders geeignet, weil dabei jeder einzelne Reifen geprüft wird. Dasselbe besteht darin, dass an verschiedenen Stellen des Umfangs der auf den Rädern sitzenden Reifen mit Hämmern von 8 kg Gewicht kräftige Schläge auf die Lauffläche geführt werden. Die Westbahn prüft in solcher Weise jeden zum Abdrehen gelangenden Reifen mit 24 Schlägen.

Es wurden die übrigen acht noch auf den Rädern sitzenden Reifen von derselben Schmelzung wie die vorstehend mit No. 1 und 2 bezeichneten einer solchen Probe, aber mit Hämmern von 7 kg Gewicht unterzogen. Dabei brachen zwei derselben. Einer, welcher 100 563 km durchlaufen hatte, beim 28. Schläge, der andere, welcher 62 145 km durchlaufen hatte, beim 11. Schläge. Sechs Stück dieser Reifen blieben bei der Probe unversehrt, obgleich einer 110 und jeder der übrigen 5 Stück 500 Schläge erhielten. Die Probe wurde bis zu letzterem Masse ausgedehnt, um festzustellen, dass gute Reifen durch die in Aussicht genommene Probe mit 50 Schlägen nicht beschädigt werden.

Daraus, dass zwei Reifen, welche im Betriebe die vorstehend angegebenen hohen Kilometerzahlen durchlaufen hatten ohne schadhaft zu werden, beim 11. bzw. 28. Schläge brachen, ist zu folgern, dass die Wirkung dieser Hammerschläge erheblich stärker war, als die der im Betriebe auf die Radreifen wirkenden Stösse. Durch wiederholte Versuche wurde ermittelt, dass die Stossarbeit der kräftigsten Hammerschläge sehr nahe, aber nicht über 15 Meterkilogramm betrug. Die Arbeit eines Fallbärs von 450 kg ist bei einem Meter Fallhöhe 30 mal grösser; mithin kann, wenn dadurch ein Reifen gebrochen wird, durchaus noch nicht gefolgert werden, dass dieser Reifen betriebsgefährlich war.

Wirkung und Gegenwirkung bei Stössen sind einander gleich. Aus diesem unumstösslichen Gesetze folgt, dass wenn die auf die Radreifen wirkenden Stösse den Arbeitswerth von 15 m/kg nicht erreichen, dasselbe auch bezüglich der auf die Schienen wirkenden Stösse gilt. Es war somit die Möglichkeit gegeben, eine Gegenprobe anzustellen.

In dem Aufsätze werden sodann die Versuche ausführlich beschrieben, durch welche mittels eines Schwanzhammers von 30 kg Gewicht und 500^{mm} Hub, also einer Schlagarbeit von 15 mkg, mit einer der Lauffläche der Wagenradreifen ähnlich nach einem Radius von 480^{mm} gekrümmten Hammerbahn, das Ende einer Flusstahlschiene in möglichst ähnlicher Weise gehämmert worden ist, wie die Schienenenden durch die überrollenden Räder gehämmert werden. Dabei ergab sich, dass

1) bei einer Schiene mit Holzunterlage und einer zwischengelegten 20^{mm} starken schmiedeeisernen Platte nach 19 570 Hammerschlägen der Schienenkopf die bekannte Aufstauchung erlitt und im Stege der Schiene 43^{mm} unter der Oberkante ein Querriss von 35^{mm} Länge entstand, und

2) bei einer Schiene mit Holzunterlage mit einer zwischengelegten gusseisernen Lochbank von 147 kg Gewicht schon nach 9028 Schlägen das Schienenkopfe um 3^{mm} gestaucht war und im Stege etwa 35^{mm} unter Schienenoberkante ein Querriss entstand, welcher nach weiteren 500 Schlägen eine Länge von 77^{mm} hatte und vorn 1^{mm} klaffte.

Wenn man nun erwägt, dass bei einem mittelmässig befahrenen Gleise täglich in jeder Richtung mindestens 200 Achsen, also jährlich etwa 73 000 Achsen über jeden Schienenstoss rollen, so wird man sich der Folgerung nicht verschliessen, dass es fast unmöglich sein würde, ein Eisenbahngleis dauernd in brauchbarem Zustande zu erhalten, wenn auch nur Schlagwirkungen wie bei dem ersten der vorstehenden Versuche zu den gewöhnlichen Vorkommnissen gehörten. Bei der annähernd vollen Wirkung einer Schlagarbeit von 15 mkg, wie sie im 2. Falle ausgeübt wurde, möchte es überhaupt unmöglich sein, eine stark befahrene Eisenbahn im betriebsfähigem Zustande zu erhalten. Da letzteres aber thatsächlich geschieht, so ist dadurch der Beweis geliefert, dass auf die Radreifen und auf die Schienen im gewöhnlichen Betriebe keine Stösse wirken, deren Arbeitswerth 15 mkg erreicht. Damit dürfte erwiesen sein, dass die gebräuchliche Schlagprobe, welche 2500 bis 3000 mkg beträgt, durch die Beanspruchung des Materials im Betriebe unmöglich begründet werden kann.

Zur Aufklärung der Ursache des spröden Verhaltens der Radreifen gegen Schlagwirkung und des Widersprechenden dieses Verhaltens gegen die ZerreiSSprobe wurden von dem Radreifen No. 3, welcher beim ersten Schläge mit einem Fallbären von 450 kg aus einem Meter Fallhöhe zerbrach, zwei Stücke genommen und das eine geglüht, das andere nicht. Beide sollten durch Schläge eines Dampfhammers gerade gerichtet werden. Das ungeglühte Stück brach beim ersten Schläge in zwei Theile, das geglühte wurde durch 24 Schläge gerade gerichtet, ohne beschädigt zu werden. Ein Reifen aus derselben Schmelzung wie No. 3 wurde ausgeglüht und unter einem Fallwerke, dessen Bär in Folge einer Ausbesserung von 450 auf 480 kg erschwert war, geprüft. Es wurde mit einem Meter Fallhöhe begonnen und mit Steigerung um je 1^m bis zu 5^m fortgefahren. Der Reifen ertrug dann noch weitere 9, im Ganzen also 10 Schläge aus 5^m Fallhöhe, ohne beschädigt zu werden. Derselbe war dabei um etwa 130^{mm} zusammengedrückt.

Damit war die Ursache der Sprödigkeit ermittelt. Die Reifen waren durch das Walzen hart geworden, durch das Ausglühen wurde diese Härte beseitigt, und ein Widerspruch zwischen ZerreiSSproben und Schlagproben fand bei geglühtem Materiale nicht statt. Zur Klarstellung der Frage, ob dasselbe auch bei ungeglühtem Materiale der Fall sei, welches sich der Schlagprobe gegenüber so auffällig verhielt, wurden aus einem ungeglühten Stücke des Reifens No. 3 zwei Stäbe möglichst nahe den Seitenflächen des Reifens kalt herausgearbeitet und zerrissen. Das Ergebnis war:

Festigkeit 39,7 u. 41,3 kg f. d. qmm
Verringerung des Bruchquerschnittes 67,7 < 60,0 %.

Das Material ergab sich also des ungewöhnlich weich und zähe. Es wurde daher noch eine weitere Untersuchung in der Weise angestellt, dass aus einem etwa 190^{mm} langen

Stücke des Reifens No. 3 durch Längenschnitte 3 bogenförmige Schienen von 15^{mm} Dicke hergestellt wurden, deren Höhe die Reifendicke bildete. Die erste lag an der dem Spurkranze abgekehrten Seite des Reifens, die zweite wurde unverändert belassen, behielt also an den beiden schmalen Seiten die Begrenzungsflächen, welche der Innen- und der Aussenfläche des Reifens angehört hatten. Bei der dritten Schiene wurden diese Begrenzungsflächen durch Wegnahme eines Streifens von 10^{mm} Breite entfernt, so dass diese Schiene eine Höhe von 41^{mm} behielt. Sämmtliche Schienen wurden mit der hohlen Seite nach unten auf die hohe Kante gestellt und mit Hammerschlägen durchgerichtet. Die erste von der dem Spurkranze abgekehrten Seite des Reifens entnommene Schiene liess sich nach dem Geraderichten noch weitere 12^{mm} durchbiegen, ohne eine Beschädigung zu erleiden. Die zweite, an welcher die Oberflächen des Reifens belassen waren, zerbrach nach geringer auf 2^{mm} geschätzter Durchbiegung. Die dritte Schiene, bei welcher die Reifenoberflächen in 10^{mm} Dicke entfernt waren, wurde 25^{mm} über die Gerade hinausgebogen, ohne Schaden zu leiden.

Aus diesen Ergebnissen ist zu folgern, dass an den Seitenflächen des Reifens ein Hartwalzen nicht stattfand und dass auf der Innen- und Aussenfläche die Härte nicht weiter als höchstens bis auf 10^{mm} Tiefe eingedrungen war. Da nun die Bruchflächen der beiden zerrissenen Stäbe 90^{mm} ausser der Längensmitte der Stäbe lagen und deshalb zu den weich gebliebenen Theilen des Materials gehörten, so hatte die Zerreißprobe dessen Eigenschaft richtig gezeigt. Der scheinbare Widerspruch mit der Schlagprobe war daher aufgeklärt. Im Uebrigen bedarf es noch eingehender Versuche darüber, wie tief die Walzhärte in das Material eindringt.

Da die Herstellung von zerreißbaren Stäben aus dem im Bereiche der Walzhärte liegenden Materiale unmöglich war, es aber doch wichtig erschien, ob die Wirkung von Stoss und von ruhiger Belastung in solcher Weise übereinstimmen, dass aus den durch ruhige Belastung erzielten Ergebnissen auf das Verhalten des Materiales gegen Stoss geschlossen werden darf, wurde ebenfalls aus dem Reifen No. 3 ein Stück von 330^{mm} Länge einem auf seine Mitte wirkenden durch eine Wasserdruckpresse hervorgebrachten Drucke ausgesetzt. Nach einer Biegung von 4^{mm} zerbrach das Stück mit scharfem Klange. Die Sprödigkeit trat also auch bei ruhigem Drucke vollständig zu Tage. Will man ein bestimmtes Mafß der Sprödigkeit haben, so ist hier nach die Biegeprobe der Schlagprobe ohne Frage vorzuziehen.

Die Walzhärte kann sowohl bei vereinzelt Stücken als bei der Mehrzahl der Stücke einer Lieferung vorkommen. Die Entdeckung derselben bei der Abnahme wird also immer mehr oder weniger vom Zufalle abhängen, gegen den man sich nur dadurch völlig sichern kann, dass sämmtliche Stücke nach dem Walzen ausgeglüht werden; dann genügt aber auch für die Abnahme die Zerreißprobe allein, durch welche ja zweifellos die wirkliche Güte des Materiales stets am zuverlässigsten ermittelt wird.

Allerdings sind noch vielseitige Beobachtungen wünschenswerth, vor Allem über die vortheilhaftesten Werthe für die Festigkeit und Zähigkeit, welche von der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwal-

tungen nicht für alle Zeit, sondern nur vorläufig festgesetzt sind, bis die längere Erfahrung einen besseren Anhalt gegeben hat. Unter anderem ist es jetzt von grosser Bedeutung, zu ermitteln, ob gewisse Mafße von Festigkeit und von Zähigkeit des Materiales vorzugsweise zur Aufnahme der Walzhärte geneigt machen. Nach allgemeinen Beobachtungen erscheint es nicht ausgeschlossen, dass dies bei Flusseisen oder Flusstahl von grosser Zähigkeit der Fall ist und dass darin, also in dem Hartwalzen, die Ursache zu suchen ist, wenn bei solch' zähem Materiale viele Brüche vorgekommen sind. Dem kann nun freilich künftig durch Ausglühen vorgebeugt werden, aber es ist auch denkbar, dass schon durch die Benutzung im Betriebe, welche ja eine dem Walzen ganz ähnliche Einwirkung auf das Material ausübt, ähnliche Erscheinungen, wenn auch in geringerem Mafße, hervorgerufen werden. Es wurde vielfach geglaubt, bei geschweisstem Materiale sei das Hartwalzen der Schienenoberfläche durch die darüber hinrollenden Räder vortheilhaft für die Dauer der Schienen. Der gleiche Vorgang kann bei Flusseisen und Flusstahl schädlich sein, weil bei diesem Materiale selbst geringe Einbrüche der Oberfläche sich allmählich tiefer fortpflanzen und dann zu Brüchen oder Abspaltungen führen.

Mit dieser schädlichen Walzhärte des Flusseisens darf aber die durch rasche Abhülung des erwärmten Materiales erlangte Härte, welche beim Flusseisen in wesentlich erhöhter Festigkeit ohne bedenkliche Verminderung der Zähigkeit besteht, nicht verwechselt werden. Von dieser Härte lässt sich vielleicht noch sehr nützliche Anwendung machen.

Möchten die vorstehend beschriebenen sehr interessanten, hochverdientlichen Versuche und Darlegungen des Herrn Geh. Regierungsrath Wöhler auch anderen Fachgenossen, welche dazu in der Lage sich befinden, Veranlassung zu ähnlichen ausgedehnten Versuchen geben, um dadurch in der so überaus wichtigen Frage der Prüfung, Beurtheilung, bezw. Herstellung des Materiales für die Eisenbahnen und deren Betriebsmittel weitere Fortschritte zu machen.

Abänderung der Betriebsmittel der Mobile- und Ohio-Bahn für engere Spur.

(Railroad Gazette, 1886, May, S. 348.)

Vergl. Organ 1887, S. 26 und 117.

Ein Theil der Locomotiven bedurfte eines wirklichen Umbaues; dieser wurde zuerst in Angriff genommen. Die nicht passenden Rahmen wurden durch Kröpfen auf die richtige Breite gebracht. Die Triebachsen wurden geändert, indem man die Radsterne weiter auf die Achsen presste, und die Reifen 25^{mm} nach innen überstehen liess, dann die Achsen abschnitt. So konnten alle Theile bis auf die zu verlängernden, daher neu einzusetzenden Kurbelzapfen wieder verwendet werden. Einigen Maschinen hatte man bereits für die in Aussicht stehende Spuränderung passende Rahmen gegeben. Für diese wurden neue Radsterne gefertigt, welche die Reifen in die richtige Lage brachten und zugleich die Verwendung der alten Achsen, Kurbelzapfen und Reifen gestatteten. Bei einer Gattung von Locomotiven konnte man die alten Sterne unter verkehrter Aufsetzung auf die hier abzuändernden d. h. neu einzubringenden Achsen wieder verwenden. Bei einzelnen Maschinen konnte man eine zeitweilige Abänderung durch Verschieben der heiss

gemachten Reifen auf den Sternen durchführen; die 146^{mm} breiten Reifen behielten dabei 92^{mm} Auflager auf den Sternen, was sich als völlig genügend erwies. Die Wendeschmel der Locomotiven hatten bereits passende Rahmen. Man nahm die Achsen heraus, verlängerte die Lagerhülse nach Abnahme der Räder, presste die Räder in passende Stellung wieder auf und schnitt die Achsen ab.

Die Wendeschmel der Tender und der Personewagen hatte man durch entsprechend weiteres Abdrehen der Achsen bereits allmählig vorbereitet; es war daher nur nöthig die Räder weiter auf die ausgehobenen Achsen zu pressen.

Die Güterwagen wurden in grösserer Zahl angehoben und die Wendeschmel mittels Schiebebühne auf ein Arbeitsgleis gebracht, wo die Räder geändert wurden; die Bremsen blieben dabei ungeändert, nur wurden neue Klötze mit einseitigem Ansatz für das Auge zur Befestigung am Gestänge eingesetzt, so dass die alten Gestänge auch für die neue Spur passten. In die Arbeitsgleise der Schuppen, Schiebebühnen, Drehscheiben und dergl. nagelte man zwei Schienen mit den Füßen dicht an die der weiten Spur. Umgearbeitete Achsen liefen dann mit den Aussenkanten der Reifen auf den alten Schienen, und die innern Schienen dienten als Zwangsschienen um die Achse mitten über den Gleisen zu halten. So war der Verkehr mit Achsen beider Spurweiten auf demselben Gleise möglich. Die mit umgearbeiteten Fahrzeugen gefüllten Arbeitsgleise wurden dann mit Gleisen enger Spur durch Lösen und schräg Legen der letzten Schienen behufs Ueberführung der Wagen verbunden.

Estrade's Riesen-Locomotive und Wagen für grosse Geschwindigkeiten.

(M. de Nansouty, mémoires de la société des ing. civils, Mai 1886, S. 485, mit Abbildungen.)

In den Werkstätten von J. Boulet & Cie. in Paris wurde nach des Ingenieurs Estrade Angaben und auf dessen Kosten eine Riesenlocomotive für grosse Geschwindigkeiten gebaut, in denjenigen von Raynaud, Béchade, Gire & Cie. in Ivry (Seine) ein zugehöriger Wagen.

Die Locomotive hat folgende Hauptabmessungen: Rad-durchmesser = 2,5^m, Cylinderdurchmesser 0,47^m, Hub 0,700^m, Heizfläche 131 qm, Rostfläche 2,3 qm, angebliches Gewicht im Dienst 42 t; die Zahl der Achsen ist 3, alle 3 sind gekuppelt, obgleich das Triebachsgewicht auf zweien vollkommen für die Höchstleistung der Dampfmaschine ausreichen würde; die gefährliche führende Kuppelachse mit 2,5^m Raddurchmesser und die mit der Ankuppelung der dritten Achse verbundenen Reibungsverluste sind also nutzlos angewendet. Cylinder und Steuerung liegen aussen; die Tragfedern unten; die der hinteren Achsen sind mit Winkelhebel verbunden.

Der Tender hat 2 Achsen, mit gleichfalls 2,5^m Rädern; derselbe soll grosse Mengen Kohlen und Wasser fassen.

Der Wagen hat bei 4,9^m Radstand gleichfalls 2 Achsen mit 2,5^m im Durchmesser haltenden Rädern. Durch diese grossen Räder glaubt der Erfinder erhebliche Zugwiderstandsverringern zu erzielen. Die Tragfedern über den Achsbuchsen stützen einen eisernen Rahmen von der Ausdehnung des Wagenkastens; der letztere ist in diesen Rahmen durch besondere Federn, also

doppelt aufgehängt. Der Wagen hat 2 Geschosse und fasst 54 Reisende I. Classe bei 13^m Länge zwischen den Buffern; sein Fussboden liegt dicht über den Achswellen, um keine zu grosse Höhe über Schienenoberkante zu erhalten.

Locomotive und Wagen sind mit Westinghouse Bremse versehen. Nach den Angaben in dem Vortrage, dem wir diese Mittheilung entnehmen, hofft der Erfinder bald Gelegenheit zur Erprobung dieser Betriebsmittel zu finden und dann ausserordentliche Ergebnisse zu erzielen, indem er einmal das grosse Triebachsgewicht für vorthellhaft erachtet, dann aber auch in Folge der gewählten Abmessungen (ohne nähere Begründung) geringen Dampfverbrauch erhofft; der Wagen soll in Folge der doppelten Aufhängung und der erheblich geringeren Zahl von Achsdrehungen sich hervorragend für grosse Geschwindigkeiten eignen. Vorwiegend ist auf die Benutzung dieser Betriebsmittel für Steppenbahnen gerechnet, bei welchen die Steifigkeit in Krümmungen nicht in Frage käme, und welche mit 100—120 Stundenkm. zu befahren sein würden. In der an den Vortrag anschliessenden Besprechung wird die Haltlosigkeit der Annahme nachgewiesen, dass die dritte Kuppelachse vorthellhaft sei, dass 140 qm Heizfläche für eine Schnellzugfahrt mit 120 km Geschwindigkeit ausreiche, dass die Anwendung der grossen Räder einen erheblichen Zugkraftgewinn bedeute und schliesslich die Befürchtung gehegt, dass die hohe Lage des Schwerpunktes für die Haltbarkeit des Gestänges von höchst nachtheiligen Folgen sein werde. Die Ergebnisse der Versuchsfahrten, welche auf der französischen Staatsbahn geplant sind, verdienen immerhin weitere Beachtung. Sch.

Locomotivkessel für Torpedoboote.

(Engineering, 20. Aug. 1886, Seite 179.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 12 und 13 auf Tafel XIV.

Die Firma Yarrow & Co. zu Poplar rüstet ihre Torpedoboote mit Röhrenkesseln nach Art der Locomotivkessel aus, bei deren Bauweise die Sicherheit und Dauerhaftigkeit der Feuerbüchsenwand dadurch, dass man bei genügender Versteifung derselben freie Ausdehnung erlaubt, hauptsächlich in's Auge gefasst worden ist. Dies wird, wie aus den Zeichnungen Tafel XIV, Fig. 12 und 13 hervorgeht, erreicht, indem man die Feuerbüchsenwand oben und seitlich (nach unten verlaufend) etwa 120^{mm} gegen die übrigen Wände vorspringen lässt. Der erhöhte Theil der Feuerbüchse braucht weniger Stehholzenverankerung als der übrige Theil der Feuerbüchse, weil durch die Kröpfung an Steifigkeit gewonnen wird. Die Deckenstehholzen der überhöhten Feuerbüchse sind im Kesselmantel so befestigt, dass dieselben nur auf Zug beansprucht werden und der Ausdehnung der Decke und Rohrwand folgen können. Zur Erzielung der grösstmöglichen freien Beweglichkeit der Feuerbüchsenwände sind die sonst üblichen Ausbildungen des Feuerlochrings und des Feuerbüchsen-Bodenrahmens durch Flantschungen der kupfernen Wände mit grossen Halbmessern ersetzt. E.

Schnellzuglocomotive der Caledonischen Eisenbahn, gebaut von Dubs & Co. — Glasgow.

(Engineering, Juli 1886, Seite 105.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 14 und 15 auf Tafel XIV.

Die nach den Zeichnungen des Obergeringieur Drummond ausgeführte Locomotive wird durch gute Zeichnungen und Be-

schreibung erläutert. Dieselbe hat innen liegende Cylinder von 430^{mm} Durchmesser und 660^{mm} Hub, Treib- und Kuppelräder von 1,982^m Treibachs-Laufkreisdurchmesser und 30 t Gewicht. 2 Laufachsen mit Rädern von 1,057^m Laufkreisdurchmesser sind in einem Drehgestelle mit Mittelzapfen vereinigt. Die Heizfläche beträgt 112 qm, wovon 8,6 qm auf die Feuerbüchse entfallen. Die Dampfspannung ist auf 10 at Ueberdruck festgesetzt. Der Bau des Kessels bietet nur bezüglich der Verankerung der Feuerbüchsen- und Rauchkammerrohrwand eine Abweichung von den zur Zeit üblichen Anordnungen. Wie die Fig. 14 und 15, Tafel XIV zeigen, ist die Decke durch Stehbolzen verankert, welche zum Zwecke der freien Ausdehnung der Feuerbüchse zu je 3 in einen Bügel eingehängt sind; diese Bügel sind an Trägern von U-förmigem Querschnitt durch Bolzen befestigt, welche an die Kesselwand genietet sind. Feuerbüchsen- und Rauchkammerrohrwand sind durch 9 Anker mit einander verankert, welche zwischen den Röhren liegen. Die Locomotive wiegt betriebsfähig 45 t, der Tender 30 t. E.

Bänke für Wagen III. Classe aus Holz und Eisen mit elastischer Sitz- und Rückenfläche.

(Hierzu Fig. 10 auf Taf. XVIII.)

Das Geschäft C. Fischmann in Nordhausen führt eine Bank mit Eisengestell und Sitz und Rückenlehne aus Holzleisten mit dem Körperbau genau entsprechender Formgebung ein (Fig. 10 auf Taf. XVIII), bei welcher zwischen die den Sitzenden tragenden Flächen und das Gestell ziemlich weiche Federn eingelegt sind. Neben den Vortheilen einer folgerichtigen Stützung des Beckens und des ganzen Rückgrates, sowie der Abminderung der Härte des Fahrens hebt der Erfinder namentlich den Umstand hervor, dass bei Zusammenstößen häufig Rückenmarksverletzungen mit schweren Folgen dadurch entstehen, dass die mit dem Rücken in der Fahrtrichtung Sitzenden mit Gewalt gegen das harte Rückenbrett geschleudert werden; in Amerika soll sich für derartige Leiden der Name »Railway-spine« eingebürgert haben. Der Erfinder hofft durch die elastische Rückenlehne die übeln Folgen solcher Unglücksfälle abzuschwächen.

Die Königliche Eisenbahn-Direction in Erfurt hat derartige Bänke probeweise eingeführt.

Signalwesen.

Verbesserung der Nothsignale an Eisenbahnwagen in Frankreich. (Von Doux, mémoires de la société des ing. civils, April 1886, S. 325.)

Die Frage der Verbesserung der Nothsignale (vergl. Organ 1887, Heft I, S. 36) kam in der Sitzung der Civil-Ingenieure vom 2. April 1886 erneut zur Sprache, wobei sie eine erheblich sachlichere Beurtheilung fand, als bei der letztgeschilderten Versammlung.

Nachdem Doux betont hatte, dass man in Frankreich, abweichend von andern Ländern, über jeden einzelnen Fall in nervöse Unruhe gerathe und dann von amtswegen einen Schutz verlange, den man sich selbst geben könne und müsse, wies er auf Amerika hin, wo die Wagen allerdings im Allgemeinen eine Verbindung mit den Zugbeamten ohne Weiteres gestattet, wo jedoch der Reisende, anstatt für seine Person besondere Schutzmassregeln zu verlangen, das Hauptgewicht auf eigene Vertheidigungsfähigkeit lege. Die Unzulänglichkeit der in Frankreich verbreiteten Nothsignale für die Reisenden wird nichts destoweniger anerkannt, weil diese alle eine besondere Thätigkeit des gefährdeten Reisenden beanspruchen. Es wird empfohlen, nur noch Wagen mit Längsgang zu beschaffen und die vorhandenen langsam in solche umzubauen; alsdann würde das beste Nothsignal die in Amerika übliche, im Innern jedes Wagens entlang, und bis zu einer Klingel im Zugführerraume geführte Schnur sein. Den vorgeschlagenen akustischen Signalen spricht Redner die Lebensfähigkeit ab. Die Vorliebe für die Abtheil-Wagen — eine

Folge der Neigung allein zu sein — ist unvereinbar mit dem Verlangen nach vollständigem Schutze; sofern alle Plätze in den Wagen gleich bequem sind, wird angenommen, dass den geselligen Franzosen das Reisen in grösserer Gesellschaft im Wagen mit Längsgang nicht unbequem sein würde.

Mit der Einführung dieser Bauweise würde man dann auch lange Wagen bevorzugen und so zur Anwendung der Drehgestelle schreiten, welche dem Wagen einen erheblich ruhigeren Lauf sichern sollen; endlich wird der Vortheile der Wagen mit Längsgang für Anlage und Benutzung von Verpflegungsräumen in den Zügen, sowie der Vortheile gedacht, welche für die Ueberwachung des fahrenden und haltenden Zuges durch die Zugbeamten erwachsen.

Von anderer Seite wird auf die bedeutenden Kosten hingewiesen, welche den Bahnen aus solchem Umbau ihrer Wagen erwachsen müssten, und betont, dass beim Abschlusse einzelner Abtheilungen in Wagen mit Längsgang derselbe Zustand der Unsicherheit herrsche, wie beim Abtheil-Wagen; alsdann wird vorgeschlagen, in die Scheidewände der letzteren über den Gepäcknetzen 6—8 cm grosse runde Oeffnungen anzubringen, dann liege bei der Wahrscheinlichkeit, dass stets einer der Nachbarabtheile besetzt sein werde, eine genügende Sicherheit vor, dass jedes ungewöhnliche Geräusch gehört werde; hierdurch erscheine die persönliche Sicherheit des Reisenden genügend gewährleistet. Sch.

Betrieb.

Ermittelung der beim Bremsen entstehenden Stösse.

(Railroad Gazette 1886, Juli, S. 523.)

Bei den im Juli 1886 bei Burlington angestellten ausgedehnten Bremsversuchen (»Organ« 1887, S. 85) trat die Schwierigkeit

deutlich hervor, welcher die Vermeidung von Stößen im hinteren Theile langer Güterzüge beim Anbremsen begegnet. Um ein Mafs für diese Stösse zu gewinnen, deren Sichtbarmachung für die Schulung der Betriebsbeamten von

grosser Bedeutung ist, wurde die folgende einfache Vorkehrung benutzt. Im letzten Wagen des Zuges, welcher keine Bremse trug wurde ein 4,28^m langer Holztrog aus Tannenholz von U-Gestalt, aus einer unteren Bohle von 15,2 cm × 2,5 cm und zwei Randbohlen von 7,6 cm × 2,5 cm bestehend, innen glatt gehobelt der Länge nach auf dem Boden befestigt. Die Bodenfläche wurde von der Mitte aus nach beiden Enden mit einer Zolltheilung versehen, und auf den Nullpunkt der Theilung wurde vor Beginn des Versuches ein eben abgedrehter 7,6 cm hoher Abschnitt von einer 15,2 cm starken Achse mit 7,4 kg Gewicht gelegt. Diese äusserst einfache Vorrichtung war im Gegensatz zu Vorkehrungen mit Wasser oder Quecksilber gegen die gewöhnlichen Betriebsschwankungen hinreichend unempfindlich, gab dagegen die beim Bremsen entstehenden Längsstösse in völlig befriedigender Weise an.

Die Bremsfrage in England.

(Wochenblatt für Baukunde 1886, S. 491.)

In der im Herbst 1886 zu Brighton abgehaltenen vierzehnten jährlichen Versammlung von englischen Eisenbahn-Bedienteten kam unter vielen anderen Eisenbahn-Gegenständen auch die Bremsfrage zur Verhandlung. Der Vorsitzende der Versammlung, E. Stretton, hatte schon in der Eröffnungs-Ansprache die besondere Aufmerksamkeit auf die durchgehenden Bremsen gerichtet und hervorgehoben, dass die Einführung der durchgehenden Bremsen, für welche die Handelskammer schon vor neun Jahren die Bedingungen und Anforderungen festgesetzt habe, in England sehr verschleppt sei, dass einige der ersten Eisenbahnen des Landes es vernachlässigt hätten, wirksame Bremsen zu beschaffen, und dass am 31. Dec. 1885 von einem Gesamtbestande von 7324 Locomotiven und 51247 Wagen bisher nur 2291 Locomotiven und 22033 Wagen »den Bedingungen zu entsprechen scheinen«, dass die Gesellschaften verschiedene Arten von Bremsen angenommen hätten, wodurch der Uebergang der Wagen auf andere Linien erschwert oder unthunlich werde, wenn nicht die Wirksamkeit der Bremsen gestört werden solle.

Hinsichtlich der Bremsfrage wurden folgende Anträge gestellt und einstimmig angenommen: »Die Versammlung sieht mit Bedauern den unbefriedigenden Stand der Bremsfrage und den verhältnismässig geringen Fortschritt, welchen die Gesellschaften hinsichtlich der Ausrüstung ihrer Fuhrwerke mit Bremsen, welche den Vorschriften der Handelskammer entsprechen, gemacht haben; sie verwirft die Einrichtung der Gesellschaften, welche ihre Wagen mit Bremsen versehen, die den Bedingungen der Handelskammer nicht entsprechen;« und ferner: Um festzustellen, welche durchgehenden Bremsen den von der Handelskammer gestellten Anforderungen entsprechen, sollte die Versammlung bei der Regierung die Einsetzung einer Sachverständigen-Gruppe zur Prüfung und Berichterstattung über diese Frage beantragen.«

Hierbei sei erwähnt, dass der halbjährige mit dem 30. Juni 1886 abschliessende amtliche Nachweis völlig zu Gunsten der Druckbremsen gegen Luftleerbremse spricht; denn während bei den letzteren 47 Fälle berichtet werden, bei denen die Bremse im Bedarfsfalle versagte und wovon drei

zu Zusammenstössen führten, werden bei den Druckbremsen nur sechs Fälle des Versagens und keine Zusammenstösse berichtet.

Besonderheiten im Locomotivdienst Amerikanischer Eisenbahnen. (Revue génér. d. ch. d. f. 1886, 5. Heft, S. 321, von Banderalli.)

Der Ober-Ingenieur der Franz. Nordbahn D. Banderalli*) veröffentlicht unter der obigen Ueberschrift Reisetudien, aus denen wir das Nachstehende zur Beleuchtung interessanter Zeitfragen in gedrängter Kürze wiedergeben:

Der Locomotivbestand erscheint wenig beträchtlich im Verhältnisse zur Bahnlänge und zu den geleisteten Zugkilometern; der Bestand für Deckung während Ausbesserungen ist gering; die Bestände an Ersatztheilen in den Werkstätten und Magazinen sind im Vergleiche mit dem Locomotivbestande klein.

Die Ausgaben für Herstellung der Locomotiven und Werkstätten sind dadurch herabgedrückt; die mechanischen Einrichtungen werden schnell vollkommen ausgenutzt und machen dann anderen, den jeweiligen gesteigerten Ansprüchen besser angepassten Ausführungen Platz.

Locomotivbestand.	Zahl der Locomotiven für 100 km Bahnlänge.	Mittlere Jahresleistung einer Locomotive in Zugkm.
New-York Central and Hudson River	41,2	60 277
Boston-Albany	39,4	41 515
Philadelphia and Reading . . .	37	35 378
Pennsylvania	35,6	41 420
New-York, Lake Erie and Western	31,4	41 784
Baltimore-Ohio	28,8	41 980

Die bezeichneten Bahnen sind bis auf Boston-Albany, welche nur 617 km lang ist, jedoch lebhaften Verkehr hat, grosse und anerkannt gut verwaltete. Wie ersichtlich, wird die Ausnutzung der Locomotiven sehr weit getrieben; der Verkehrsumfang entspricht etwa dem der wichtigsten Linien Mittel-Europas und Frankreichs. Auf den gleichfalls bereisten Bahnen des Westens schwankt die Zahl der Locomotiven auf 100 km Bahnlänge zwischen 8 und 16; auch auf diesen Linien werden die Locomotiven mehr ausgenutzt als in Europa, bei diesen übt jedoch der Umstand einen günstigen Einfluss auf die Haltbarkeit der Maschinen, dass die Stationsentfernungen gross, und die Linienführungen günstige sind. Die geringste Leistung einer Locomotive weist die Philadelphia and Reading-Bahn auf, eine Gesellschaft, deren Betriebsweise in jeder Beziehung musterhaft ist, deren Material und Strecke vortrefflich unterhalten sind, und welche trotzdem so schlechte Geschäfte macht, dass deren Ankauf durch die Pennsylvania-Bahn nur eine Frage der Zeit ist.

Locomotivdienst. Hinsichtlich der Locomotivbesetzung findet man alle Weisen vertreten, von der europäischen, der Zuteilung jeder Locomotive an bestimmte Beamte, bis zu dem weit verbreitetsten der Pennsylvania-Bahn, welche je einer Gruppe von Führern eine bestimmte Zahl nach Art und Dienst gleicher Locomotiven zuteilt. Da die freie Bestimmung hierüber dem Betriebsleiter jeder Abtheilung überlassen ist, findet

*) Banderalli nahm als Abgesandter der Französischen Bahnen an der internationalen Conferenz in Bern, betr. techn. Einheit des Eisenbahnwesens, (10.—15. Mai 1886) Theil.

man selbst innerhalb der einzelnen Gesellschaften die verschiedensten Besetzungsweisen angewandt, je nachdem es die örtlichen und Verkehrsverhältnisse zweckmässig erscheinen lassen. Unter all diesen Verhältnissen ist aber die tägliche Leistung der Beamten stets eine beträchtliche, im Durchschnitte für Personenbeförderung 180 bis 210 km, für Güterbeförderung 145 bis 175 km den Tag. Die Länge eines solchen »Trip« bestimmt den Lohnsatz. Der Sonntag ist der Regel nach Ruhetag. Bei einzelnen Verwaltungen fahren die Betriebsbeamten nur an vier Tagen der Woche, dann aber täglich 320 km, im monatlichen Durchschnitte also 5120 km. Rangiren während der Fahrt wird nicht bezahlt. Bahnhofsdienst (Rangierdienst als ausschliessliche Beschäftigung) zählt mit 10 km die Stunde. Bei einfacher Besetzung der Locomotive leisten diese mindestens dasselbe wie die Beamten bei mehrfacher Besetzung, je nach Umständen mehr oder weniger darüber.

Die Beamten sind fleissig und es werden kräftige Leute dazu gewählt. Der Dienst wird so bequem wie möglich gemacht. Die Führerhäuser sind fast oder ganz vollständig geschlossen und mit bequem gepolsterten Sitzen versehen. Die Locomotiven sind gut ausgewogen und abgefedert. Auf den meisten verkehrsreichen östlichen Linien ist der Oberbau gut unterhalten und ausserordentlich eben und fest gelagert, die Curven sind sorgfältig gelegt, so dass die Stösse, welche Material und Personal treffen, bezw. ermüden, beträchtlich herabgemindert sind.

Das Gewicht für 1^m Schiene, ursprünglich sehr gering, ist jetzt etwa 35 kg, die Schwellen liegen dichter als in Europa (bei derselben Verkehrsdichte) und werden mit zunehmendem Verkehre immer noch mehr aneinander gerückt.

Führer und Heizer überlassen alsbald am Bestimmungsorte die Locomotive den Putzern, Bahnhofsheizern oder dergl., erstatten den Fahrbericht und sind dann bis zur Wiederabfahrt ihrer Locomotiven vollkommen frei.

In der Regel erfolgt die Bezahlung nicht nach Tage- oder Monatslohn, sondern nach dem geleisteten Dienst, sei es nun nach der vorher verabredeten Länge des »Trip« (Mehrleistungen werden dabei besonders vergütet), sei es direct nach der kilometerischen Leistung. Die Führer verdienen 480—640 M. den Monat, was bei den Lebensmittelkosten in Amerika dem halben Verdienste in Frankreich entsprechen würde.

Die Locomotiven sind einfach und dauerhaft gebaut; dies mindert Umfang, Dauer und Kosten der Ausbesserungen.

Fast bei jeder Verwaltung findet man verschiedene Locomotivformen für

Personenbeförderung mit 2 gek. Achsen,
Güterbeförderung (leichte) mit 3 gek. Achsen,
« « (schwere) « 4 « «
Bahnhofsdienst.

Selbst die Locomotivarten der einzelnen Verwaltungen weichen wenig von einander ab, eine grosse Zahl von Theilen ist allen Arten gemeinsam, daher der geringe Bestand an Ersatztheilen. Ueberdies beziehen die nicht selbst ihre Locomotiven bauenden Verwaltungen neue Ersatzstücke vom Fabrikanten, der solche zu vereinbartem, sehr billigem Preise auf Lager hält.

In den Werkstätten ist man bestrebt, die Arbeitskräfte auf die gleichzeitige Ausbesserung einer kleinen Zahl von Lo-

comotiven zu vereinigen, statt sie durch Vertheilung auf viele Locomotiven zu zerstreuen. In der Ueberzeugung, dass die Fuhrwerke sich nur während des Fahrens lohnen, ist alles Streben auf kurze Ausbesserungsdauer gerichtet.

Dabei werden die Locomotiven im Dienste durchaus nicht geschont. Die Züge zur Personenbeförderung sind verhältnissmässig leicht; zusammengesetzt aus 4—5 grossen Wagen zu je 25—30 t wiegen sie insgesamt 130—180 t. Beim Güterzugdienst sind dagegen die Locomotiven bei etwa 24 Stundenkm. meist mit einer Zugkraft von $\frac{1}{4}$ des Triebachsgewichtes beansprucht, während wir doch höchstens mit $\frac{1}{7}$ rechnen.

Die Zugwiderstände sind Gegenstand besonderer Aufmerksamkeit der amerikanischen Ingenieure. Die Züge werden sorgfältig zusammengestellt, durch scharfes Kuppeln sollen die seitlichen Schwankungen, durch gleiche Breite der Wagen der Luftwiderstand und durch die Drehgestelle, sowie gute Gleislage die Schienenreibung vermindert werden. Die Tonne Zuggewicht soll darnach bei geringer Geschwindigkeit zwischen 3 und 4 kg Zugkraft beanspruchen.

Nicht selten werden Güterzüge mit 40 Wagen im Gewichte von 900 t durch Vierkupppler mit 410^{mm} Cylinderdurchmesser und 610 Hub (New-York-Central and Hudson River R.R. mit kurzen Steigungen von 1:250) befördert. Linien mit grossem Kohlen-Verkehr in der Richtung der Thalfahrt fahren im Gefälle 100 Wagen Kohlen in einem Zuge; die Zahl der Bremsen ist entsprechend gross, deren 6—8 sind von einem Bremser zu bedienen, welcher beim Anziehen von Wagen zu Wagen klettert. Der europäische Brauch, zu Thal nicht mehr Wagen zu nehmen, als auf derselben Strecke zu Berg*) ist unzweckmässig und ungerechtfertigt bei genügender Zahl von Bremsen oder bei Anwendung durchlaufender Bremsen, die jetzt schon bei amerikanischen Güterbahnen weit verbreitet sind.

Einen Vergleich der nach amerikanischen Anschauungen möglichen Beanspruchung der vierfach gekuppelten Baldwin-Locomotiven mit der der Maschinen der französischen Nordbahn zeigt die folgende Tabelle:

	Cylinder- durchmesser	Hub	Triebach- durchmesser	Triebachs- Gewicht	Gesamt- Gewicht	Zugkr. a. 1 kg Kesselspann.	Theoretisch zu fördernde Last		
							1:200	1:100	1:66
Nord . . .	500	650	1300	44	44	1250	840	460	305
Baldwin . .	508	610	1270	44	51	1240	1130	670	465

Hiernach scheint es, dass die amerikanischen Locomotiven erheblich mehr Kraft zu leisten haben, als die europäischen; für die Anstrengung der Locomotiven ist daher die durchlaufene Kilometerzahl ein schlechter Vergleichsmaassstab, weshalb auch die Amerikaner versuchen, einen Maassstab zu finden, der der beförderten Last, der Geschwindigkeit und der Führung der befahrenen Strecke Rechnung trägt.**)

*) Diesen Brauch kennt man auf den meisten deutschen Bahnlilien nicht. D. V.

**) Dass dieses Bestreben von nennenswerthem Erfolge gekrönt werde, ist bei der durch die Natur der Dinge vorgezeichneten Art der Sammlung der Angaben über Locomotivleistung nicht anzunehmen. Vergl. die Verhandlungen im Verein deutscher Maschinen-Ingenieure, betr. „Locomotivstärke“, Glaser's Annalen 1884, Bd. XV, Heft 1, S. 7. D. V.

Vergleich nach beförderten Kilometer-tonnen ist schon genauer, aber immer noch ungenügend.

Der amerikanische Ingenieur bemisst die Lebensdauer einer Locomotive für die Bahnen des Ostens mit 15—20 Jahren.

Mit Rücksicht auf die Verschiedenartigkeit der Verhältnisse hat ein Vergleich der Kosten der Unterhaltung zwischen Amerika und dem Continent keinen Werth.

Die Unterhaltungskosten für jede Locomotive und 1 km durchlaufenen Weges bemessen sich nach den von Banderalli geprüften Aufstellungen:

Bei der New-York-Central . . .	auf 0,520 M.
« « Pennsylvania . . .	« 0,632 «
	(1880 : 0,696 M.)
« « Nashville & Louisville	« 0,472 «
« « Lake shore and Michigan	« 0,456 «

Unsere Quelle giebt noch eine Zusammenstellung der Brenn- und Schmierstoff-Kosten, sowie der gezahlten Locomotivführergehälter, bezogen auf Locomotivbestand und Wegesleistung für mehrere grössere Bahnen.

Der Gebrauch, die Locomotive so lange im Feuer zu lassen, als das Speisewasser es erlaubt, das Auswaschen hinauszuschieben, ist allgemein verbreitet und kommt nicht nur der Ausnutzung, sondern auch der Erhaltung der Locomotiven zu gute.

Besetzung der Locomotiven. Selbst die Gesellschaften, welche die dauernde Besetzung jeder Locomotive mit denselben Beamten als die beste Art ansehen und gewöhnlich üben, schreiten alsbald zur mehrfachen Besetzung, wenn eine Verkehrssteigerung dies fordert. Zu diesen gehört die seit 20 Jahren bestehende Philadelphia and Reading Railroad, deren Locomotiven zur Verfeuerung der schlechtesten Kohlsorten (Abfälle) des Bergwerksdistrikts eingerichtet sind, durch den diese Bahn führt. Die Feuerbüchsen sind zu diesem Zwecke sehr gross, namentlich in der Länge. Die billigste in denselben verfeuerte Kohle kostet 1,36 M. die Tonne. Die Expresszuglocomotiven werden durch 3 Leute bedient, von denen einer ausserhalb des Führerstandes nur die Feuerung zu bedienen hat. Banderalli fuhr auf einer dieser Maschinen vor dem Expresszuge bei einer anhaltenden Geschwindigkeit von 100 Stundenkm mit, die sich zeitweise auf 128 km steigerte (?). Die durchschnittliche Jahresleistung der Locomotiven dieser Verwaltung betrug 35 378 km.

Die Baltimore and Ohio hat auch nur einmalige Besetzung jeder Locomotive, lässt die Personenzugmaschine täglich 210 km, die Güterzuglocomotive 160 km fahren, bezahlt den Locomotivführern den Arbeitstag zuerst mit 13,0 M. und legt nach zwei-monatlicher guter Führung 20 Pf. den Tag zu. Der Heizer erhält 6 M. täglich. Mehrleistungen gegen das Mittel von etwa 170 km täglich werden vergütet. Die Jahresleistung jeder Locomotive bemisst sich auf etwa 41 980 km. Bei einer anderen Verwaltung mit einfacher Besetzung der Locomotiven erhält der Führer 0,1 M. für 1 km und der Heizer 0,062 M., bei einer Tagesleistung von 160 bis 190 km im Personenzuge und 140 bis 160 km im Güterzuge.

Die Cincinnati, New-Orleans and Texas Pac. R. R., sowie die New-York Central R. R. haben für jede Locomotive doppelte Besetzung, bei über 60 000 km Jahresleistung der Loco-

motive; eine andere Verwaltung besetzt je 2 Locomotiven dreifach, wobei jeder Beamte 4 Tage die Woche mit 315 km Tagesleistung arbeitet; noch andere besetzen alle Locomotiven derselben Art mit einer bestimmten Zahl von Beamten, z. B. 20, 25 auch 30 Locomotiven 12—15fach.

Besondere Locomotivleistungen. Drei neue Locomotiven der New-York Central-Bahn haben während eines fünfjährigen Versuches im Personenzugdienst je etwa 670 000 km, also im Monat 11 345 km zurückgelegt, was einer Leistung von 447 km für den Dienstag entspricht. Die Unterhaltungskosten betragen für diese Zeit 0,0536 M. für 1 km. In diesen fünf Jahren thaten die Maschinen 58 Monate Dienst und waren nur 2 Monate in Ausbesserung.

Bei der Pennsylvania-Bahn durchlief eine Locomotive in 2 Monaten (ohne Unterbrechung im Dienst) 45 000 km. Der Dienst war dabei folgender:

Erste Beamtengruppe.

Abfahrt von Pittsburg	7 Uhr Morgens,
Ankunft in Altoona .	10 Uhr 45 Min. Morgens,
Abfahrt von « .	3 Uhr 40 Min. Nachm.,
Ankunft in Pittsburg .	8 Uhr 15 Min. Abends.

Zweite Beamtengruppe.

Abfahrt von Pittsburg	9 Uhr 10 Min. Abends,
Ankunft in Altoona .	1 Uhr Morgens,
Abfahrt von « .	2 Uhr 30 Min. Morgens,
Ankunft in Pittsburg .	6 Uhr 15 Min. Morgens.

Im Jahre 1884 hat eine Locomotive derselben Verwaltung gegen 131 000 km im Personenzugdienste zurückgelegt, eine andere 78 200 km im Güterzuge; der Jahresdurchschnitt betrug 53 900 km für Personenzug-Locomotiven, 40 500 km für Güterzug-Locomotiven.

Banderalli betont zum Schlusse, dass er bei jeder Besetzungsweise die Locomotiven in vorzüglichem Zustande der Unterhaltung gefunden habe, dass ihm vielfach versichert worden sei, die Unterhaltungskosten hätten mit Einführung der mehrfachen Besetzung abgenommen, bei einer Verwaltung sogar bis auf die Hälfte des früheren Satzes. Bei Einführung der mehrfachen Besetzung ist man sehr langsam und unter Benutzung günstiger Verhältnisse und Vereinigung gut zusammenpassender Beamten vorgegangen. Sch.

Amerikanische Schneeschaukel.

(Railroad Gazette 1887, Februar, S. 116.)

Auf der Chicago-, Milwaukee- und St. Paul-Bahn, wie auf der Burlington-, Cedar-Rapids- und Northern-Bahn ist ein Schneefeger in Gebrauch, bestimmt die Bahn bei beginnendem Schneefalle frei zu halten, welche im Gegensatze zu den übrigen Anordnungen für gleichen Zweck am hinteren Ende eines Zuges läuft.

Verwendet wird für denselben ein Plateauwagen mit zwei Drehschemeln, welcher hinten auf zwei Drittel seiner Länge ein nach vorn offenes, hinten geschlossenes, mittels in Bügel an den Langträgern gesteckter Rungen erbautes Holzhaus trägt. Etwa im vorderen Drittel dieses Hauses befindet sich eine 60° gegen die Wagerechte nach hinten geneigte Scheidewand, und unter den Langträgern sind die Seiten des Wagens im Bereiche des Holzhauses bis auf Schienenoberkante dicht verschalt. Da

das Wagengestell vor dem Holzhause und in diesem bis zu der schrägen Scheidewand keinen Bodenbelag trägt, so bildet das vordere Drittel des Hauses mit der schrägen Abschlusswand und den unteren Seitenverschalungen einen Windfang und Windschlauch, durch welchen die Luft bei der Fahrt zu heftigem Ausströmen nach hinten dicht über den Schienen gezwungen wird.

Die zwei hinteren Drittel des Holzhauses dienen der Bedienungsmannschaft, für welche beiderseits an der Thüre vorspringende Ausguckkasten mit nach vorn gerichteten doppelt verglasten Fenstern angebracht sind. Hinter dem Wagen hängt eine rechteckige Platte aus Bohlen, deren Unterkante nahe über den Schienen unter der hinteren Bufferbohle fest aufgehängt ist, während die Fläche des etwa 2,7^m hohen Rechtecks stark nach hinten ansteigt, sodass die Oberkante etwa in Höhe des Wagenbodens liegt. Auf dieser Platte ist von vorn (unten) nach hinten (oben) in der Ansatzlinie sich dreieckig ausweitend ein Paar von Auswurfblechen angebracht, welche sich als Schraubflächen von vorn nach hinten immer mehr seitwärts überhängend nach aussen biegen.

An der Unterkante der rechteckigen Bohlentafel, also unter der Bufferbohle, ist drehbar eine Messerwelle angebracht, welche freigelassen ein Paar Gleitschuhe auf die Schienen senkt, deren Gleiten auf dem Schienenkopfe die richtige Stellung der

Messer bedingt. Diese Messer schneiden 254^{mm} ausserhalb der Schienen in Schienenkopfhöhe, dann auf 203^{mm} Breite innerhalb der Schienen bis 64^{mm} unter den Schienenkopf, und nach der Mitte ist die Schneide so gekrümmt, dass in der Gleisachse das Schneiden wieder in Kopfhöhe erfolgt. Die Messer sind aus fest auf der Achse sitzenden Stahlblättern gebildet. Mitten auf der Achse sitzt ein Arm, an welchem eine von einem doppelarmigen Hebel im Hause kommende Zugstange angreift; mittels dieses Hebels kann man also die Achse drehen und so die Messer von den Schienen abheben. Letzteres geschieht an auf 61^m beiderseits durch Gefahrzeichen gedeckten Punkten, an denen die Messer fremde Körper treffen würden, wie Weichen, Wegübergänge u. dgl.

Die Wirkungsweise ist hiernach klar. Die während der Fahrt niedergelassenen Messer schneiden die vorhandene Schneedecke los, welche sich auf den Messerblättern in die Höhe schiebend auf die schräge Bohlenplatte gelangt; hier wird der Schnee von dem Strome der gefangenen Luft aufwärts gegen die Auswurfbleche getrieben, und durch diese soweit seitwärts geworfen, dass er nicht auf das Gleis zurückrollen kann. Bei 56 km Fahrt soll der Schnee nicht selten bis an die Telegraphendrähte geworfen werden.

Aussergewöhnliche Eisenbahnen.

Locomotiven für Neben-Landstrassen- und Feld-Bahnen, sowie Dampf-wagen auf der Ausstellung in Antwerpen 1885.*)

(Revue générale d. chem. d. fer 1886, 5. Heft, S. 337, von J. Morandièrè, mit Zeichnungen; vergl. Organ 1887, S. 2.)

Die Locomotiven für Neben-Landstrassen- und Feld- (tragbaren) Bahnen sind — wenn man von dem Einflusse der Spurweite auf die Bauart absieht — von einander so wenig verschieden, dass sich aus der Gesamtheit derselben als besondere Abart nur die Locomotiven für Strassenbahnen innerhalb der Städte (Tramways) hervorheben lassen. Diese Theilung ist übereinstimmend mit der Quelle auch nachstehend durchgeführt.

Ausgestellt waren in Antwerpen ausser den in der nachfolgenden Tabelle nach Hauptabmessungen und Namen der Erbauer aufgeführten Locomotiven einige andere, welche mit einander den mit der Ausstellung verbundenen allgemeinen Wettstreit von Locomotiven für Stadt- und Land-Strassenbahnen ausgefochten haben, und welche demnächst besonders besprochen werden.

1. Locomotiven für Neben-Landstrassen- und Feld-Eisenbahnen.

No. 1. Die Schmalspurlocomotive für die Nebenbahn Antwerpen-Gent hat vorne und hinten eine Laufachse, Heusinger von Waldegg Steuerung, Belpaire Feuerbüchse, leicht geneigte Roste, ein Ausströmröhr in der Mitte, Schlittenbremse zwischen Lauf- und Triebachse, welche vom Heizerstande durch Spindel und Zugstange (wie rechts bei der Steuerung) angestellt wird, und unverbundene Längstragfedern

über jeder Achse. Die Wasserkästen haben 2,6 cbm Inhalt; die Kohlenkästen halten 600 kg.

No. 2. Diese Locomotive für Landstrassenbahn hat das Aussehen einer Stadtstrassenbahn-Locomotive. Die drei Achsen derselben liegen hart beieinander, damit scharfe Curven leicht durchfahren werden können. Die Rahmen liegen ausserhalb der Räder, ebenso die Steuerung nach Heus. v. Waldegg. An jedem Ende der Locomotive ist ein Steuerungshändel, eine Bremsspindel und ein Regulatorhebel angebracht. Die Wasserkästen liegen neben dem Kessel. Der Auspuffdampf strömt in einen Behälter innerhalb der Rahmen, verdichtet sich dort zum Theile und strömt dann mit geringem Geräusch durch ein in der Rauchkammermitte angeordnetes Rohr aus, dessen Querschnitt veränderlich ist. Der Schornstein ist doppelwandig.

No. 3. Die dritte Locomotive hat überhängende Feuerbüchse, deren Gewicht durch die Cylinder und den vorn überhängenden Langkessel nebst Dom abgewogen ist. Der Radstand ist auffallend kurz für die Maschine. Die Siederöhre sind aus Messing, Coulissen und Kreuzkopfschuhe sind aus Phosphorbronze, die Steuerung nach Heusinger v. Waldegg; Zug- und Stossvorrichtung sind nach der Einbufferanordnung gebaut. Die Rahmen liegen aussen; die Aenderung für 1,5^m Spurweite (von 1,00^m) ist leicht ausführbar.

No. 4. Die Tender-Locomotive für Italien wurde für eine Eisenbahn in den Apeninnen gebaut, hat ein leichtes Führerdach, Steuerung nach Heusinger v. Waldegg (in unserer Quelle heisst es natürlich stets Walschaert) mit Hebelumstellung, ferner Mittelbuffer mit darüber liegenden Zughaken. Die Wasserkästen fassen 3 cbm; die seitlich angeord-

*) Vergl. Locomotiven für Hauptbahnen auf der Ausstellung zu Antwerpen, Organ 1886, Hef. V., S. 193,

Gattung:	Nebenbahn-, sowie Landstrassen- und Feldbahn-Locomotiven											Tramways	Dampfwagen
	Ungekuppelt	Dreikupppler	Zweikupppler	Dreikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Zweikupppler	Ungekuppelt
Bahnlinie:	Antwerpen-Gent	Vicinalbahn		Italien	Feldbahn (tragbar)	Feldbahn (tragbar)	Panama	Feldbahn (tragbar)	Nebenbahn	Landstrassenbahn	Feldbahn (tragbar)	Java	Normalie des Belg. Staats
Aussteller:	Saint Léonard Lüttich	Société métallurgique Tubize	Haine St. Pierre	Couillet	Couillet	Couillet	Société Franco-Belge	Cail Paris	Krauss	Krauss	Krauss	Carels	La Métallurgique
Spurweite:	1,10	1,00	1,00	1,00	0,60	0,50	0,50	0,80	1,435	1,00	0,60	1,067	1,435
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Rost-Fläche qm	0,85	0,64	0,604	1,10	0,36	—	0,18	0,28	0,63	0,35	0,16	0,64	0,57
„ Länge m	1,10	0,915	0,794	—	—	—	—	0,58	—	—	—	0,85	—
„ Breite „	0,77	0,700	0,749	—	—	—	—	0,49	—	—	—	0,72	—
Heizfläche (äussere) . qm	40,60	28,53	31,46	52,60	11,90	5,60	7,90	14,70	40,00	18,00	4,60	23,00	25,90
Länge m	2,65	1,390	2,245	2,80	1,20	—	1,300	1,66	—	—	—	1,70	1,26
Durchmesser } der (äusserer) } Siede- } rohre mm	42	40	45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32
Zahl	106	160	87	119	60	—	39	65	—	—	—	—	209
Kesselmitte über S.O. . m	1,70	1,405	1,40	1,65	—	—	—	—	—	—	—	1,70	—
Dampfüberdruck at	9	10	9	9	9	9	10	9	12	12	12	11	11
Cylinderdurchmesser . . mm	280	280	250	340	180	135	145	210	260	180	100	250	175
Kolbenhub „	500	360	400	460	300	200	200	250	500	300	160	350	320
Lage der Cylinder aussen	—	—	aussen	—	—	—	—	—	—	—	—	innen	—
Achsenzahl	3	3	2	3	2	2	2	2	2	2	2	2	4
Durchmesser der Triebräder . m	1,50	0,83	0,90	1,04	0,60	0,45	0,45	0,75	1,09	0,58	0,39	0,90	0,98
„ „ Laufräder m	1,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,98
Gesamt-Radstand „	4,00	1,80	1,400	2,60	1,10	0,85	0,495	—	2,00	1,100	0,900	1,600	9,61
Gewicht der leeren Maschine t	17,500	13,000	12,000	18,000	5,000	2,700	3,500	5,450	12,600	6,320	2,500	10,500	21,300
Gewicht der betriebsfähigen Maschine t	22,500	16,000	15,000	24,000	6,200	3,400	4,500	7,100	17,420	8,000	3,150	13,500	31,700
Gewicht der betriebsfähigen Maschine auf den gek. Achsen t	10,000	—	15,000	—	—	—	—	—	17,420	8,000	3,150	13,500	7,500

neten Kohlenkästen 700 kg. Die Feuerbüchse liegt über der Hinterachse.

No. 5. Die unter No. 5 und 6 verzeichneten Feldbahn-Locomotiven von Couillet haben aussen liegende Rahmen, Cylinder und Steuerung (H. v. W.); die Feuerbüchse liegt auch hier über der Hinterachse.

No. 6. Eine von A. Legrand ausgestellte Feldbahn-Locomotive hat das Aussehen der Krauss'schen Locomotiven; sie hat Innenrahmen, Aussen-Cylinder und -Steuerung und Funkenfängerschornstein.

No. 7. Die für Schmalspurbahnen in Panama bestimmte zweiachsige Locomotive, deren Abmessungen unter No. 7 gegeben sind, trägt vorne lothrechte Doppelhebel; an welche oben die Kolbenstangen angeschlossen sind, während von den unteren Enden Pleuelstangen nach der vorne liegenden Triebachse führen. Die Steuerung ist eine vereinfachte Joy'sche, so einfach, dass die Dampfvertheilung für grosse Maschinen unbrauchbar sein würde, während sie bei den vorliegenden kleinen Abmessungen ausreicht. Der Schieberkasten liegt unter dem Cylinder, zwischen diesem und den Rädern.

Alle diese Maschinen sind von Belgien ausgestellt.

No. 8. Die von Frankreich ausgestellte Locomotive für Schmalspurbahnen von 0,80^m Spur, aus den alten Werkstätten von Cail hervorgegangen, hat etwa 800 kg Zugkraft, Funkenfängerschornstein, ein leichtes Schutzdach, Mittelbuffer, ist im Uebrigen aber äusserlich der Gestalt einer schweren Vollbahntenderlocomotive sehr ähnlich.

No. 9. Die Krauss'sche Nebenbahn-Locomotive für normale Spur, vertritt mit 2 Stammesverwandten für 1,00 bzw. 0,6^m Spur Bayern in der Ausstellung. Dieselbe kann 120 Pferdest. bzw. 1860 kg Zugkraft entwickeln und soll nachstehende Lasten mit 15 Stundenkilometer befördern:

240 Tonnen auf der Steigung 1:200

160 < < < < 1:100

100 < < < < 1:62,5

68 < < < < 1:40

28 < < < < 1:20.

Die Bauweise ist die bekannte der Krauss'schen Maschinen, als: Rahmen, die gleichzeitig Wasserkastenwände sind, Aufhängung in 3 Punkten u. s. f.

No. 10. Die Schwesterlocomotive für 1,00^m Spur soll 50 Pferdest. entwickeln bezw. 1100 kg Zugkraft äussern und mit 12 km in der Stunde ziehen können:

90	Tonnen	auf	der	Steigung	1:200
60	<	<	<	<	1:100
26	<	<	<	<	1:40
9	<	<	<	<	1:20.

No. 11. Besondere Beachtung verdient die dritte Krauss'sche Feldbahn-Maschine für 0,60^m Spur durch die kleinen Abmessungen und das geringe Gewicht (leer 2,5 t). Um sie dem Auge des Beschauers bequemer zugänglich zu machen, war sie auf einem Gerüste aufgestellt; sie trug den bezeichnenden Namen: Leopold I.—Congo, kennzeichnet sich übrigens sofort durch die Bauweise als Krauss'sches Erzeugniss und hat Funkenfängerschornstein.

Die mittlere Zugkraft beträgt 250 kg, sie leistet etwa 10 Pferdest. und zieht mit 10 km in der Stunde:

30	Tonnen	bei	1:200
18	<	<	1:100
11	<	<	1:62,5
7	<	<	1:40
2	<	<	1:20.

2. Locomotiven für Bahnen in städtischen Strassen.

No. 12. Die Cavels'sche Java-Tramway-Locomotive hat innenliegende Cylinder, sehr einfache Joy'sche Steuerung, Innenrahmen, Belpaire Feuerbüchse, eiserne Siede-

rohre, seitliche Feuerthür und Einrichtung zur beliebigen Abführung des Auspuffdampfes in die Wasserkästen, daher auch eine Laufpumpe und einen nichtsaugenden Injektor. Der Kessel fasst 770 l Wasser, auf demselben steht ein Latowski'sches Lätewerk. Die Seitenwände des Ueberbaues sind jalousienartig ausgebildet.

3. Dampfswagen.

No. 13. Der Dampfswagen ist nach der Bauweise von Belpaire mit 15,77^m Länge gebaut, hat am freien Ende einen sehr schmalen Schaffnerplatz, dann einen Abtheil I. Kl., der von der anderen Seite von einem Quergange begrenzt ist, von welchem aus gleichzeitig die weiter vorne anschliessende II. Kl. und durch diese die III. Kl. zugänglich ist. Die III. Kl. ist, ebenso wie I. und II. Kl. voneinander, durch einen Quergang vom Gepäckraume getrennt, der hart neben der Maschine liegt. Der eigentliche Wagen ist (ebenso wie die Locomotive) von 2 Achsen gestützt, deren Tragfedern durch die bekannten Winkelhebel und Zugstangen (auch bei der neuen Normal-Personenzug-Locomotive der Preuss. Staatsbahn) verbunden sind und von denen die hinterste zwecks Einstellung in Krümmungen in kreisförmig gekrümmten Achsbuchsführungen läuft. Die Langträger des Wagens sind sehr hoch und durchbrochen. Die Zahl der Plätze ist 59, davon 9 der I. Kl., 20 der II. Kl. und 28 der III. Kl., der Dampfswagen ist für 30 km Geschwindigkeit gebaut. Sch.

Technische Litteratur.

Die Radreifenbefestigungen der Eisenbahn-Fahrzeuge. Vom Vereine deutscher Maschinen-Ingenieure preisgekrönte Arbeit des Regierungs-Bauführers Max Geitel in Berlin.

Der Verein deutscher Maschinen-Ingenieure hatte für das Jahr 1885 eine Preisaufgabe über die Frage ausgeschrieben: »Welche Befestigung der Radreifen auf den Rädern der Eisenbahn-Fahrzeuge ist nach dem Stande der gegenwärtigen Erfahrungen als die zweckmässigste zu erachten?« Die darauf eingegangene einzige Arbeit des Regier.-Bauführers Max Geitel in Berlin wurde von dem Vereine preisgekrönt und ist in den Heften 5 bis 8, 10 und 11 des Bandes XIX von Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen veröffentlicht. Die in die drei Abschnitte getheilte Arbeit: »I. Die Wahl des Materials zu den Radreifen, II. Die Herstellung der Radreifen und III. Die Radreifen-Befestigungen«, ist eine so sehr vollständige und gründliche, wie eine solche über diesen wichtigen Gegenstand noch nicht bestehen dürfte. In dem Abschnitte I werden die bisherigen Erfahrungen mit den Radreifen aus Hartguss, Schmiedeeisen und Stahl mitgetheilt, die Anforderungen in Beziehung auf Festigkeit und Zähigkeit, welche von einer Mehrzahl von Eisenbahn-Verwaltungen an das Material der Radreifen gestellt werden, angeführt, und die von den Techniker-Versammlungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen in den Jahren 1865, 1871, 1878 und 1884 über das Material der Radreifen nach den fortschreitenden Erfahrungen festgestellten Schlussfolgerungen aus den Berichten der einzelnen Verwaltungen zusammengestellt.

In dem Abschnitte II werden die verschiedenen Arten der Herstellung der Radreifen, sowohl die älteren durch Löthen und Schweissen, wie die spätere von Daelen, von Verdicz & Co., C. Braun & Co., das Krupp'sche Verfahren von 1853, das Verfahren des Bochumer Vereins, von Vickers in Sheffield und Vitley in Leeds und endlich das jetzige Herstellungsverfahren mit gegossenen, ausgeschmiedeten, gelochten und ausgewalzten Blöcken ausführlich erläutert.

In dem die eigentliche Preisaufgabe behandelnden Abschnitte III werden die bei der Radreifenbefestigung zu stellenden Anforderungen in folgender Weise bezeichnet:

- Die Befestigung muss eine möglichst hohe Sicherheit gewähren.
- Der Radreifen muss bis zum zulässigen Geringstmafs abgenutzt werden können.
- Der Radreifen muss zum Zwecke der Auswechslung, bezw. des Stauchens oder Hinterlegens leicht vom Radkranze entfernt werden können.
- Die Herstellung der Befestigung muss möglichst einfach und billig sein.
- Die Befestigung muss so construirt sein, dass sie auch bei allen Rädern, auf denen bereits Reifen nach anderen Weisen befestigt waren, Anwendung finden kann.

Nachdem diese theils mit Rücksicht auf Sicherheit (A), theils mit Rücksicht auf Billigkeit (B bis E) zu stellenden Anforderungen besprochen sind, werden die verschiedenen Arten der Radreifen-Befestigungen, und zwar zunächst die Einzel-

Befestigungen mit und ohne Verschwächung des Reifenquerschnittes, sodann die ununterbrochenen Befestigungen ohne und mit Anwendung von Zwischengliedern, und endlich auch die Räder mit Radreifen-Befestigungen ohne Sicherung des Reifens gegen Verschiebung nach dem Umfange, im Ganzen 134 Anordnungen behandelt und durch zahlreiche Zeichnungen erläutert.

Dann folgt eine kurze geschichtliche Entwicklung der Radreifen-Befestigungen und zum Schlusse eine vergleichende Beurtheilung der Radreifen-Befestigungen, sowie das Urtheil über die Bewährung der verschiedenen Befestigungsarten in der Anwendung und der Materialien zu den Radreifen.

Das Schlussresultat ist kurz zusammengefasst folgendes: Als Radreifen-Material verdient zur Zeit noch der Tiegelnstahl den Vorzug. Dadurch aber, dass in jüngster Zeit die Herstellung gewalzter ungeschweisster Feinkorn-Radreifen gelungen ist, dürfte wahrscheinlicher Weise die Wiedereinführung des Schmiedeeisens in die Radreifen-Erzeugung sich im grösseren Umfange vollziehen.

Die zweckmässigste Radreifen-Befestigung ist nach Ausweis von Versuchen und zahlreichen Erfahrungen diejenige mittelst Sprengringes. Die beste Form des letzteren muss sich noch aus den Beobachtungen im Betriebe herausbilden. Jedoch auch auf diesem Gebiete stehen insofern Aenderungen der bisher gültigen und anerkannten Meinungen bevor, als eine Reihe neuerer Erfindungen, wie diejenige von Krupp, Asthörer, Baare, Heusinger und Kassowsky theils eine innigere Verbindung zwischen Reifen und Rad erzielen, theils des die Sicherheit ausserordentlich gefährdende Erhitzen und Aufschumpfen der Reifen vermeiden. —

Wir können diese fleissige und gediegene Arbeit des oben genannten Verfassers zur näheren Kenntnissnahme nur warm empfehlen.

Costruzione ed esercizio delle strade ferrate e delle tramvie. Norme pratiche dettate da una eletta di ingegneri specialisti. Tubi bollitori tubi in rame per l'ing. Stanislao Fadda. Volume IV parte 2^a. Unione tipografico-editrice Torinese. Turin 1887. Preis 2 l (= 1,6 M.)

Dieses Heft des grossen Sammelwerkes enthält eine äusserst eingehende Bearbeitung der Herstellung, Einsetzung und Behandlung der Feuer- und Siederohre, welche durch eine grosse Zahl (141) ganz vorzüglicher Holzschnitte und drei Tafeln in Stein- druck erläutert wird. Die einzelnen Vorgänge und Handwerkszeuge, welche auf die Feuerrohre Bezug haben, sind unter eingehendster Benutzung der deutschen, englischen, französischen und italienischen Litteratur in sorgfältigster Weise zusammengetragen und in klarer Weise dargestellt. Besonders verdient noch hervorgehoben zu werden, dass dem Hefte ein nach den Anfangsbuchstaben geordnetes Verzeichnis der auf die Feuer- und Siederohre sich beziehenden technischen Ausdrücke beige- fügt ist, in welchem sich die deutschen, englischen und franzö- sischen durch einander in die italienischen übersetzt finden. Das Heft bietet dem Eisenbahn-Maschinentechniker so vollständigen Aufschluss über diesen wichtigsten Theil der Locomotivkessel, dass nach seiner Durchsicht wohl kaum noch eine Frage offen

bleiben wird. Wir empfehlen dasselbe den Herren Maschinen- technikern daher angelegentlichst.

Es mag hier noch angefügt werden, dass das ganze, von den ersten Ingenieuren Italiens unterstützte Werk mit vorzüglicher Ausstattung in Druck, Holzschnitten und Zeichnungstafeln in 150 Heften von durchschnittlich 32 Seiten Text und 4 Tafeln zum Preise von je 2 l (= 1,6 M.) das Heft erscheint; dasselbe verdient die Aufmerksamkeit der Fachgenossen in hohem Mafse.

Mittheilungen aus dem Mechanisch-Technischen Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule in München, von J. Bauschinger, o. Professor der technischen Mechanik und graphischen Statik. Heft XV enthaltend: Mittheilung XVII. Ueber das Verhalten gusseiserner und schmiedeeiserner Säulen im Feuer und bei rascher Abkühlung (2. Versuchsreihe) mit 2 Blättern Abbildungen. — Mittheilung XVIII. Zerknickungs-Versuche (1. Reihe). Mit 43 grösseren Tabellen und 2 Blättern Abbildungen. München, Th. Ackermann 1887. Preis 12,0 Mark.

Die beiden Mittheilungen dieser bewährten Quelle für Kenntnis der Eigenschaften unserer Baustoffe bringen wieder in höchstem Mafse beachtenswerthe Erweiterungen der bisherigen Erfahrungen.

Die Untersuchungen über Verhalten eiserner Stützen im Feuer bilden eine Vervollständigung der im Hefte XII veröffentlichten Versuche und bestätigen die dort gemachte Erfahrung, dass gusseiserne Säulen den Wirkungen des Feuers besser widerstehen, als schmiedeeiserne. Die von Gerber zur Verfügung gestellten sorgfältig gearbeiteten schmiedeeisernen Stützen zeigten eine Ueberlegenheit der mittels durchlaufender Nietreihen verbundenen über solche mit Einzelaussteifungen in grösserer Theilung. Kreuzstützen aus 4 L-Eisen mit Einzelverbindungen wichen beim Erhitzen schon stark aus, gaben aber bei kaltem Anspritzen unter der ihnen zugehörigen zulässigen Last unaufhaltsam nach. Kastenstützen aus 2 C-Eisen und 2 Platten, durchweg genietet, hielten sich besser.

Die zahlreichen Zerknickungsversuche gipfeln in einer kritischen Vergleichung der verschiedenen Knickformeln, welche die Euler'sche als die zutreffendste erkennen lässt; die Schwarz'sche giebt bei richtiger Wahl der Werthziffern namentlich für beiderseits flach aufstehende Stützen zuverlässige Querschnitte, während sich die von Lang als am wenigsten zutreffend erweist.

Handbuch des preussischen Eisenbahnrechtes. *) Von Dr. jur. G. Eger, Regierungsrath und Justiziar der Königl. Eisenbahn-Direction, Docent der Rechte an der Universität Breslau. Dritte Lieferung. Breslau 1886. J. U. Kern's Verlag. Preis 2,0 M.

Das 3. Heft, bei dessen Erscheinen wir auf die früheren Besprechungen verweisen, enthält den IV. Abschnitt: Die Organisation der preussischen Staatseisenbahnen und der preussischen Privateisenbahnen, sowie den Beginn des Abschnittes V: »Grunderwerb«.

*) Vergl. Organ 1886, Seite 159 und 241.

Recherches expérimentales sur l'emploi des enveloppes de vapeur et du fonctionnement compound dans les locomotives effectuées sur les chemins de fer Sud-Ouest Russes par A. Borodine, Ingénieur en chef du matériel et de la traction. Sonderabdruck aus Mémoires de la Société des ingénieurs civils. Paris, Baudry & Cie. 1887.

Der Verfasser hat nach dem Vorgange und den Rathschlägen G. A. Hirn's in Colmar seit 1880 im Anschlusse an die Werkstätten in Kieff eine Versuchs-Anstalt für Locomotiven und einen regelmässigen Verkehr von Versuchsätzen eingerichtet, um ausgedehnte Erfahrungen über die Nutzwirkung und den Verbrauch der Locomotiven an Kohlen und Wasser zu sammeln. Namentlich ist die Einwirkung der Verbundanordnung von M. A. Mallet, sowie der Verwendung von Dampfummantelungen an den Cylindern in den Bereich der Versuche gezogen.

Die nach Durchführung und Ergebnissen sehr ausführlich dargestellten Versuche verdienen die Beachtung weiter Kreise der Fachgenossen, und wir machen daher auf das 85 Seiten Text, 7 Tabellen und 3 Tafeln enthaltende Heft besonders aufmerksam.

Statistik der im Betriebe befindlichen Eisenbahnen Deutschlands.

Nach den Angaben der Eisenbahn-Verwaltungen bearbeitet im Reichs-Eisenbahn-Amte. Band VI. Betriebsjahr 1885/86. E. S. Mittler & Sohn, Kgl. Hofbuchhandlung und Hofbuchdruckerei, Berlin, Kochstrasse 68—70. Preis 16,0 M.

Der VI. Band dieser Mittheilungen des Reichseisenbahnamtes schliesst sich in Behandlung und Ausstattung den früheren genau an, und es verdient besonders das frühzeitige Erscheinen des für alle Betriebs-Verwaltungen und weite Kreise der Geschäftswelt so hochwichtigen Stoffes volle Anerkennung, um so mehr, da es nur durch ungewöhnlichen Arbeitsaufwand zu erreichen war. Dem Bande ist eine Uebersichtskarte der Eisenbahn-Verwaltungsbezirke, sowie eine zeichnerische Darstellung der Tragfähigkeit und Ausnutzung der Wagen beigegeben.

An Berichten von Bahn-Verwaltungen und Gesellschaften liegen uns vor:

1) Jahres-Bericht über die Betriebs-Verwaltung der Oldenburgischen Eisenbahnen für das Jahr 1885.

2) Statistischer Bericht über den Betrieb der unter Kgl. Sächsischer Staatsverwaltung stehenden Staats- und Privateisenbahnen mit Nachrichten über Eisenbahn-Neubau im Jahre 1885. Herausgegeben vom Königlich sächsischen Finanz-Ministerium.

3) Nachweisung der am Schlusse des Jahres 1885 bei den unter Kgl. Sächsischer Staatsverwaltung stehenden Eisenbahnen vorhandenen Transportmittel mit Angabe ihrer Constructions-Verhältnisse, Anschaffungs- und Reparatur-Kosten, sowie Leistungen und Verbrauch an Heizmaterial. Beilage zum Berichte No. 2.

4) Rapport des Experts sur le percement du Simplon. Lausanne, A. Borgeaud, 1886, mit Längenprofil und Bergkarte.

5) Geschäftsbericht über den Betrieb der Main-Neckar-Eisenbahn im Jahre 1885. Darmstadt, 1886.

6) Jahresbericht über die Eisenbahnen und die Dampfschiffahrt im Grossherzogthume Baden

für das Jahr 1885. Im Auftrage des Grossh. Ministeriums der Finanzen herausgegeben von der Generaldirection der Badischen Staatseisenbahnen. Karlsruhe 1886, Ch. F. Müller'sche Hofbuchhandlung.

Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Zusammenstellung der Resultate der von den Vereins-Verwaltungen in der Zeit vom 1. October 1883 bis dahin 1884 mit Eisenbahn-Material angestellten Qualitätsproben. Hierzu ein Heft Graphika. Ausgegeben von der geschäftsführenden Direction des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. Berlin, Januar 1887. In Commission bei C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden. Preis 14 Mk.

In dem vorliegenden Hefte ist die übersichtliche Zusammentragung der in dem oben bezeichneten Zeitraume angestellten Prüfungen von alten und neuen Schienen, alten und neuen Achsen, alten und neuen Radreifen und neuen Locomotiv-Kesselblechen nahezu in genau derselben Weise vorgenommen wie in den Vorjahren, so dass ein für die Vergleichung leicht verwendbarer Stoff geschaffen wurde. Der einzige wesentliche Unterschied gegen die früheren gleichartigen Mittheilungen besteht in dem Ausfalle der Aufzeichnungen der Güte unter Benutzung der Festigkeit als Abszissen und der Querschnittseinzichung, bezw. Stabdehnung als Ordinaten, eine Veranschaulichung, welche in der That einen Werth für die Allgemeinheit nicht hat, aus dem gegebenen Stoffe für einzelne Fälle aber mit Leichtigkeit zu erzielen ist.

Die Prüfungen beziehen sich für Schienen, Achsen und Reifen nicht blos auf das Zerreißen, sondern auch auf Schlag- und Biegeproben, und die Ergebnisse der Zerreißen sind nicht blos nach den Vereins-Grundsätzen, sondern zugleich in dankenswerthester Weise auch nach den Vorschlägen des Vereines Deutscher Eisenhüttenleute bewerthet, so dass nach allen Richtungen ein möglichst vollständiger Einblick in die Leistungen dieses Jahres gewährt wird.

Unterstützt werden die Ermittlungen durch eine grosse Zahl von zeichnerischen Ergebnis-Darstellungen, deren jede die an gleichartigen Gegenständen einer und derselben Erzeugungstätte gewonnenen Ergebnisse, geordnet nach Bezirken der untersuchenden Verwaltung, enthält. Für jeden Versuch ist auf besonderer Ordinate Zugfestigkeit, Einziehung, Dehnung, Festigkeit + Einziehung und Festigkeit + Dehnung aufgetragen, und da die mindest zu erreichenden Grenzen dieser fünf Prüfungsmerkmale durch wagerechte Linien eingetragen sind, so liefern die 5 Verbindungszüge der Auftragungspunkte nicht allein ein klares Bild zur Vergleichung der Prüfungen unter einander, sondern auch mit den mindest vorgeschriebenen fünf Güteziffern. Zum Schlusse ist dann eine vergleichende Uebersicht mit den Ergebnissen der beiden Vorjahre geliefert.

Wir müssen es uns an dieser Stelle versagen, auf den hochwichtigen Stoff durch Darstellung der Einzelergebnisse einzugehen, da dieselbe bei der knappen Form der Veröffentlichung zu einer vollständigen Wiedergabe führen würde, wir machen aber auf diese Fortsetzung der verdienstvollen Arbeit des Vereines Deutscher Eisenbahnverwaltungen besonders aufmerksam und empfehlen deren eingehende Durchforschung dringend.

Vorträge über Eisenbahnbau

von A. v. Kaven,

Geh. Reg.-Rath und Professor an der Kgl. technischen Hochschule zu Aachen.



Neu erschienen hiervon:

Band VIII:

Anwendungen der Theorie der Böschungen

auf die Construction von Dämmen und Einschnitten für Strassen und Eisenbahnen und von Erdkörpern überhaupt bei einem vorgeschriebenen Sicherheitsgrade.

Mit einer Theorie der Böschungen und zahlreichen praktischen Beispielen.

Gr. 8. Broschirt. Mit einem Atlas von 26 Tafeln in Folio. Preis 12 Mark.

Die früher erschienenen Bände sind:

- I. Disposition von Brücken und praktische Details. 20 Tafeln mit eingeschriebenem Text. Fol. 6 Mark.
- II. Stützmauern und Steinbekleidungen. Text in gr. 8 mit Atlas von 7 Tafeln in Folio. 4 Mark.
- III. Traciren von Eisenbahnen. 30 Tafeln nebst Text. Folio. 10 M. „Dem Werke kann mit vollem Rechte nachgerühmt werden, dass es bis jetzt in seiner Weise einzig und allein den gewählten Stoff behandelt und beherrscht.“
Mitth. über Gegenst. d. Artillerie- u. Geniewesens. Wien.
- IV. Vorarbeiten zu Eisenbahnen. Text mit 5 Tafeln. Folio. 8 M. „Diese Publicationen gehören zu den besten Producten der technischen Literatur. Sie sind sämmtlich mit umfassender Sachkenntniss als Resultat langjähriger Erfahrung und eingehenden Studiums geschrieben, zeichnen sich durch Schärfe des Urtheils und objective Kritik aus, und stehen stets auf dem neuesten Standpunkt der Wissenschaft und Praxis.“
Zeitschrift des Hannovr. Architektenvereins.
- V. Erdarbeiten bei Eisenbahnen. 37 Taf. mit Literaturbericht. 12 M. „Wie alle von Kaven'schen Werke ist auch dieses mit der grössten Sachkenntniss verfasst, giebt das vorhandene Beste durch mit Maassen versehene Skizzen und einen kurz, klar und präcise gefassten erläuternden Text wieder, und wird somit für jeden Ingenieur zu dem handlichsten und vollständigsten Nachschlagebuch, welches unsere Literatur besitzt.“
Organ für Eisenbahnwesen.
- VI. Traciren und Projectiren von Eisenbahnen. Mit 3 Figurentafeln. Gr. 8. 6 Mark. „Das Werk giebt einen vollständigen Ueberblick über alles bei der Projectirung von Eisenbahnen Erforderliche und Beachtenswerthe, und steht in unserer Literatur ganz einzig da.“
Organ für Eisenbahnwesen.
- VII. Baustatistik einer ausgeführten Eisenbahn. Text gr. 8 mit Atlas von 16 Tafeln in Folio. 8 Mark.

Handbuch der Ingenieur-Wissenschaft

von Max Becker,

Oberbaurath bei Grossherzogl. Ober-Direction des Wasser- und Strassenbaues, vorm. Professor an der technischen Hochschule zu Karlsruhe u. s. w. u. s. w.

Neueste, verbesserte und vermehrte Auflage.

Complet in 4 Bänden und 1 Doppelband mit ca. 200 lithogr. Tafeln in Quer-Folio.

Preis eines jeden der 6 Bände: 16 Mark, eleg. geb. 18 Mark.

- I. Band: Die allgemeine Baukunde des Ingenieurs. 4. völlig umgearbeitete Auflage. 1883. Mit Atlas von 30 Tafeln.
- II. „ Der Brückenbau in seinem ganzen Umfange. 4. Auflage. Mit Atlas von 44 Tafeln.
- III. „ Der Strassen- und Eisenbahnbau in seinem ganzen Umfange. 4. Auflage. Mit Atlas von 42 Tafeln.
- IV. „ Der Wasserbau in seinem ganzen Umfange. 3. Auflage. Mit Atlas von 35 Tafeln.
- V. „ Ausgeführte Constructionen des Ingenieurs. (Doppelband in 2 Abtheilungen.)

Preis des ganzen Werkes auf einmal bezogen: 68 Mark, eleg. geb. 80 Mark.



In neuen wohlfeilen Ausgaben erschienen ferner soeben:

Die Strassenbahnen, deren Anlage und Betrieb

von D. Kinair Klark, C. J.

Mitglied der „Institution of Civil-Engineers“, Verfasser von „Railway-Machinery“, „Railway-Locomotives“ etc.

Autorisirte deutsche Ausgabe durch Befügung der neuesten Verbesserungen, sowie der wichtigsten Strassenbahnanlagen Deutschlands erweitert, von W. H. UHLAND. Mit vielen Holzschnitten und 21 Tafeln. — Neue wohlfeile Ausgabe zum Preis von 12 M. —

und:

Musterconstructionen für Eisenbahnbau.

Herausgegeben von

E. Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur.

Erster Halbband. Gr. Folio. 25 lithogr. Tafeln. Mit Text.

In Mappe. Neue wohlfeile Ausgabe zum Preis von 10 M.

Eiserner Oberbau nach System Hilf für die Bahnen Berlin-Wetzlar und Coblenz-Sierk. — Desgl. für Secundärbahnen System Heusinger von Waldegg. — Weichen und Drehscheiben ausgeführt v. d. Union, Dortmund. — Eiserne Zugbarriere mit Läutevorrichtung, System Büsing. — Eiserne Perronhallen des Centralbahnhofs Magdeburg, von Schwedler. — Wasserstation II. Classe d. Oesterreich. Nordwestbahn, von K. Schlimp. — Centralwerkstätten der K. Bayr. Staatseisenbahn in München. — Schienenbiegeapparate u. s. w. — Weiche mit ganz eisernem Oberbau von Gebr. Lüttgens in Burbach. — Güterschuppen von K. Schlimp. — Eiserne Bahnwärterbude von E. Willmann. — Schienennagelzange von G. Osthoff. — Langschwelen. — Oberbausystem von C. Wilcke. — Bahnhofshalle u. Locomotivschuppen zu Louisville v. A. Frick. — Hebelapparat für centrale Signal- u. Weichenstellung von H. Büsing. — Neue Weichen der Schweizerischen Nordostbahn von L. Vojáček. — Drahtzugbarriere System Troughon. — Drehbares Distanzsignal. — Muldenkippwagen von A. Blauel.

Musterconstructionen für Eisenbahnbetrieb.

Herausgegeben von

E. Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur.

Erster Halbband. Gr. Folio. 25 lithogr. Tafeln. Mit Text.

In Mappe. Neue wohlfeile Ausgabe zum Preis von 10 M.

Tenderlocomotive der Berliner Maschinenbau-Gesellschaft. — Gebirgstenderlocomotive der Eisenbahn Grand-Central-Belge. — Personenwagen I. und II. Classe mit Intercommunication, System Heusinger von Waldegg. — Dampfheizung auf der Carl-Ludwigs-Bahn. — Kohlenwagen der Fabrik Tubéze in Belgien. — Draisinen und Bahnrevisionswagen der europäisch-türkischen Eisenbahnen. — Pferdebahnwagen der Maschinenfabrik Nivelles in Belgien. — Locomotiven der Kaiser-Franz-Josef-Bahn. — Schlafwagen, System Pullmann. — Güterwagen von A. Klose. — Locomotive der Toesstahl-Bahn. — Zwei-etagige Personenwagen der Thüringer Eisenbahn. — Güterwagen der vereinigten Schweizer-Bahnen. — Dampfomnibus, Patent Brunner. — Desgleichen zu Baltimore, Tramway-Loocomotive von Krauss & Co. — Schlafwagen der Finnischen Staatsbahn. — Pferde-stallwagen der Main-Neckar-Bahn. — Federglühofen u. s. w. von J. van Genns.