

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXIV. Band.

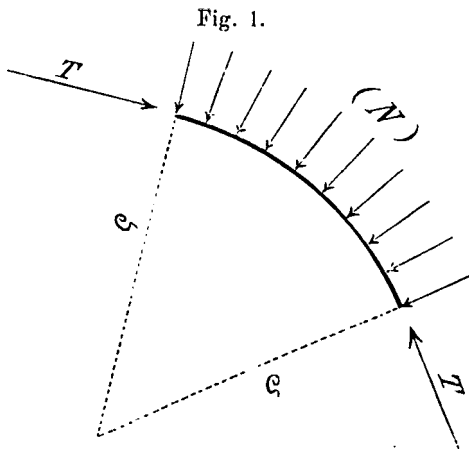
1. Heft. 1887.

Ueber Gleis-Verwerfungen, ihre Ursachen und die Mittel zu ihrer Bekämpfung.

Von W. Fuchs, Königl. Regierungs-Baumeister zu Stettin.

I. Allgemeine Betrachtung.

Die wesentlichste Ursache für die im Betriebe so oft störend empfundenen Gleisverwerfungen sind Längsspannungen im Gleisgestänge, welche in der geraden Strecke nur Längenveränderungen bewirken können, dadurch aber Verflachungen bezw. Verschärfungen der die Geraden verbindenden Bögen bedingen, sobald in letzteren ein Bestreben zu seitlicher Verschiebung entsteht, welches den entgegenwirkenden Widerstand der Bettung zu überwinden im Stande ist. Die Wechselwirkung zwischen den Spannungen T des Gestänges und dem Gegendrucke N der Bettung auf 1 laufendes Meter des Bogens fällt nach Ausweis der nebenstehenden Skizze Fig. 1 unter das Gesetz der Ringspannungen, folgt daher der Gleichung $T = N \cdot \rho$, nach der aus bekannter Längsspannung der erforderliche Gegendruck der Bettung oder umgekehrt zu ermitteln ist.



Seitenverwerfungen in den Geraden beruhen in der Regel auf andern Ursachen. Vorläufig sind die Ursachen der Gleislängsspannungen aufzusuchen.

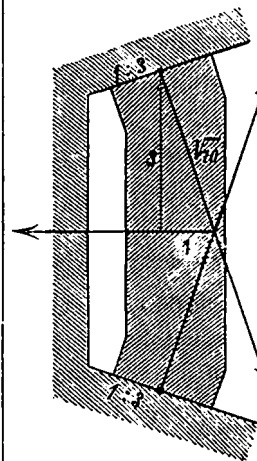
II. Ursachen der inneren Spannungen.

Die wichtigste Ursache der Längsspannungen in den Gleisen ist die Verhinderung der den Wärmeunterschieden entsprechenden Längenänderungen, welche auch bei genügender Weite der Schienenlücken aus übermäßiger Reibung zwischen Laschen und Schienen in Folge zu kräftigen Anziehens der Laschenbolzen mit langen Schlüsseln entspringen kann. Der nicht selten eintretende Grenzwert dieser Reibung folgt aus der Anspannung der Bolzen bis zur Bruchgrenze, 3750 kg auf 1 qcm. Beträgt der Kernquerschnitt eines 25 mm Bolzens 3,57 qcm und die Neigung der Kopfuntersehnung 1:3, so beträgt die ge-

samnte Reibung an einem mit 2 Bolzen in jeder Schiene gelaschten Gleisstosse nach Fig. 2 $\frac{2 \cdot 3,57 \cdot 3750}{2} \cdot \sqrt{10} \cdot 4 \cdot 2 \cdot f$, oder wenn die Reibungswertzahl $f = 0,25$ gesetzt wird:

$$\frac{2 \cdot 3,57 \cdot 3750}{2} \sqrt{10} \cdot 2 = \sim 85000 \text{ kg.}$$

Fig. 2.



Da ein übermäßiges Würgen der Bolzen mittels langer Schraubenschlüssel vielfach zu beobachten ist, so wird dieser Werth häufig zugleich die Längsspannung T darstellen.

Werden bei der gewöhnlichen Unterscheidung 1:4 Bolzen mit 18,6 mm Kerndurchmesser und 2,72 qcm Nutzquerschnitt verwendet, so ergibt sich der Grenzwert ebenso zu

$$T = \frac{2 \cdot 2,72 \cdot 3750}{2} \sqrt{17} \cdot 2 = 84110 \text{ kg.}$$

Bei richtiger Wahl der Laschenbolzen sind also in der beregten Beziehung beide Unterscheidungen etwa gleichwerthig, und ergeben den Grenzwert $T = \sim 85000$ kg. Bei Langschwellenbauten mit gelaschter Schwelle erhöht sich diese Spannung um die Reibung in der Schwellenlaschung, bei einem Gleise nach der Anordnung »Organ« 1886, Tafel V, Fig. 2 mit Rücksicht auf die beiden Reibungsflächen an jedem der 4 Bolzen von 1,961 qcm Nutzquerschnitt, also um $2 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 1,961 \cdot 3750 \cdot f = 2 \cdot 2 \cdot 1,961 \cdot 3750 = 29420$ kg ~ 30000 kg, so dass hier der Grenzwert der Längsspannung $T = 115000$ kg für ein Gleis beträgt.

Eine zweite Ursache für Längsspannungen liegt in den Längskräften, welche von Triebrädern und Brems-Axen auf die Schienen übertragen werden.

Die Treibräder von drei der schwersten Locomotiven übertragen jedoch nur 20000 kg und die vorschriftsmässig in vollen Zügen vorhandenen Bremsen nicht mehr als

	30000 kg	auf dem Gefälle	1 : 40
•	30000	< < < <	1 : 30
	33000	< < < <	1 : 200
	21500	< < < <	1 : 500.

Da aber die Reibung unter den Schienen bei Vernachlässigung der Wirkung der Fusslaschen $630000 \cdot 0,5 = 315000$ kg bis $1180000 \cdot 0,5 = 590000$ kg bei Holzschwellen, und $630000 \cdot \frac{1}{6} = 105000$ kg bis $1180000 \cdot \frac{1}{6} = 197000$ kg bei Eisenschwellen beträgt, so ist zu schliessen, dass, wenn dieselbe auch häufig in Folge der Erschütterungen überwunden wird, doch die das Wandern schliesslich bewirkenden Kräfte den aus dem Bremsen berechneten Betrag von 33000 kg nie annähernderreichen können, und dass demnach ihr Einfluss auf die Längsspannungen dem ersterwähnten gegenüber verschwindet.

Gefährlich wird das Wandern aber gleichwohl durch das Schliessen der Schienenlücken, namentlich auf steilen eingleisigen Rampen, an welche unten eine scharfe Krümmung anschliesst. Da die Gleisberichtigung meist nur einmal jährlich erfolgt, so werden die etwa bei grosser Kälte ganz zusammengeschobenen Schienen bei in der Folge eintretender grösster Tageswärme eine in Norddeutschland etwa 70° C. Wärmeunterschied entsprechende Längenzunahme anzunehmen suchen. Bei

der Ausdehnungsziffer für 1° C. $\frac{1}{90000}$ und dem Elasticitätsmodul $2250000 - 2750000$ kg für Stahl entspricht dieser Längung eine Spannung von $\frac{70 \cdot 2250000}{90000} = 1750$ kg bis $\frac{70 \cdot 2750000}{90000} =$

2130 kg für 1 qcm, also für die Schiene der preussischen Staatsbahnen mit 40 qcm Querschnitt in einem Gleise im Mittel von $\frac{2 \cdot 40 (1750 + 2130)}{2} = \sim 155000$ kg; für die im »Organ«

1886, Taf. V, Fig. 2, gezeichnete Schiene mit $38,5$ qcm Querschnitt stellt sich die Spannung auf 154000 kg, und für die eiserne Langschwelle des Querschnittes $37,6$ qcm, der Ausdehnungsziffer $\frac{1}{80000}$ für 1° C. und des Elasticitätsmoduls 2000000 kg auf $\frac{2 \cdot 37,6 \cdot 70 \cdot 2000000}{80000} = 131600$ kg, so dass der gezeichnete

Oberbau eine mögliche Längsspannung von 285600 kg für ein Gleis ergibt, wenn die Schwellen gleichzeitig mit den Schienen schon von der niedrigsten Temperatur an in der Ausdehnung vollständig behindert werden.

III. Die bei den verschiedenen Gleis-Anordnungen vorhandenen Widerstände.

Den gefundenen Spannungen treten, so lange ein Gleis der Einwirkung der Betriebslasten nicht ausgesetzt ist, nur diejenigen Widerstände gegen Seitenverschiebung entgegen, welche dem unbelasteten Zustande des Gleises entsprechen; die Grösse dieser ist zunächst zu ermitteln.

Es werden im Nachstehenden die verschiedenen Anordnungen, und zwar:

- 1) Holzquerschwellenbau unter Voraussetzung lufttrockener Tannenschwellen,
- 2) Holzquerschwellenbau unter Voraussetzung frischer eichener Schwellen,
- 3) Eisenquerbau unter Zugrundelegung der im Hefte II und III des Jahrgangs 1886 dieser Zeitschrift besprochenen auf Tafel XV Jahrg. 1886 dargestellten Anordnung,
- 4) Eiserner Langbau unter Zugrundelegung der im Hefte I des Jahrgangs 1886 besprochenen auf Tafel V Jahrg. 1886 dargestellten Anordnung,

zur Untersuchung gelangen und zwar in je drei verschiedenen Zuständen, nämlich:

- Fall I: verfüllt bis Schienen-Unterkante;
 « II: « « « Oberkante unter Freilassung der Befestigungsmittel;*)
 « III: vollständig verfüllt bis Schienen*)-Oberkante.

Hierbei soll der einfacheren Rechnung und des bequemeren Vergleichs wegen für alle Querschwellensysteme eine Schienenlänge von $7,5$ m auf 8 Schwellen angenommen werden.

Ursachen seitlicher Widerstände sind hauptsächlich: Reibung zwischen den Unterlagen und der Bettung, und der passive Erddruck gegen die Köpfe der Unterlagen bzw. der Schiene.

Fall 1. I.

Wird das Gewicht zweier $7,5$ m Stahlschienen mit Haken-nagelbefestigung, Fusslaschen und 4 Unterlagsplatten am Stosse zu 570 kg, dasjenige von 8 lufttrockenen Tannenschwellen zu 440 kg angesetzt, so beträgt die Reibung R zwischen Holzschwelle und Bettung bei der Reibungswertziffer $0,5$

$$R = (570 + 440) 0,5 = 505 \text{ kg}$$

bei Verfüllung bis Schwellenoberkante.

Hierzu tritt der passive Erddruck auf 8 Schwellenköpfe von je 25 cm Breite und 16 cm Höhe mit $8 \cdot 0,25 \cdot 0,16^2 \cdot 2 \cdot 1800 =$

$689,32$ kg, mithin auf 1 laufendes Meter Gleis ~ 90 kg.

Im Falle 1. II. vermehrt sich das Gewicht bei $1,7$ m langer Bedeckung der Querschwellen um

$$8 \cdot 0,25 \cdot 0,13 \cdot 1,7 \cdot 1800 = \sim 800 \text{ kg.}$$

Die Reibung R beträgt somit

$$R = 0,5 (570 + 440 + 800) = 905 \text{ kg.}$$

Der passive Erddruck auf die 8 Schwellenköpfe vergrössert sich auf:

$$8 \cdot 0,25 \cdot 2 \cdot 1800 (0,29^2 - 0,13^2) = 483,85.$$

Ausserdem ist der neu auftretende passive Erddruck auf die Schienen zu berücksichtigen mit:

$$2 \cdot 1800 (7,50 - 0,85 - 6 \cdot 0,25) (0,13^2 + 0,09^2) = 463,50 \text{ kg.}$$

Der Widerstand auf $7,5$ m Gleis beträgt somit ~ 1850 kg oder auf 1 m Gleis ~ 250 kg.

Im Falle 1. III. beträgt die Gewichtsvermehrung bei $2,4$ m langen Querschwellen: $8 \cdot 0,25 \cdot 0,13 \cdot 2,4 \cdot 1800 = 1123$ kg und die gesammte Reibung

$$R = (570 + 440 + 1123) 0,5 = \sim 1070 \text{ kg.}$$

Der passive Erddruck auf die 8 Schwellenköpfe bleibt derselbe wie im vorigen Falle = $483,84$ kg.

Der passive Erddruck auf die Schiene ergibt sich aus $7,5 \cdot 2 \cdot 1800 \cdot (0,13^2 + 0,09^2) =$

675 kg.
 Daher Gesamt-Widerstand auf 1 m

Schienenlänge = ~ 2230 kg.
 mithin auf 1 m Gleis ~ 300 kg.

*) Nach Ansicht des Verfassers nehmen die oberen Schichten einer guten lockern Bettung die Luftwärme völlig an, so dass also die Wärme auf einen verfüllten Oberbau ebenso einwirken soll, wie auf einen unverfüllten. Anm. d. Red.

Sind für die Fälle 2 statt der Tannenschwellen frische Eichenschwellen vorhanden, für deren jede man 103 kg als Gewicht annehmen kann, so vergrößert sich der Widerstand gegenüber den drei bisher gefundenen Werthen um:

8.0,50 (103 — 55) = 192 kg auf 1 Schienlänge,
also um $\frac{192}{7,5} = \sim 25$ kg auf 1 laufendes Meter, woraus sich die Gesamt-Widerstände ergeben:

Für Fall 2. I. = 92 + 25 = **~ 120 kg.**
 < < 2. II. = 250 + 25 = **275 <**
 < < 2. III. = 300 + 25 = **325 <**

Als Beispiel für Fall 3. I. diene der Organ 1886 Taf. XV dargestellte eiserne Querschwellen-Oberbau. Das Gewicht beträgt ohne Schwellen für eine Schienlänge von 7,5^m = 613 kg.

Dasjenige von 8 Schwellen = 485 <
 ~ 1100 kg.

Hierzu der in den Schwellenträgen eingeschlossene Bettungskörper von 0,013 qm Querschnitt = (2,3 — 0,5) 0,013 . 1800 . 8 . . . = 337 kg.

Die Verfüllung auf den Schwellenflantschen = 8 . 2,30 (0,10 . 0,25 — 0,0160) 1800 . . . = 300 <
 Gesamtgewicht 1737 kg.

Wird daher die Werthziffer für Reibung von Bettung auf Bettung zu $f = \frac{3}{4}$ angenommen, so ergibt sich der Reibungswiderstand $R = 0,75 \cdot 1737$ = **~ 1300 kg.**

Der passive Erddruck giebt für einen Schwellenkopf 6,9 kg, auf 8 Köpfe also 50 <

Gesamt-Widerstand für eine Schienlänge = 1350 kg.
 mithin für 1 lfd. M. Gleis = $\frac{1350}{7,50}$. . . = **180 <**

Für Fall 3. II. vermehrt sich das Gewicht um 8.0,25 . 0,14 . 1,500 . 1800 = 756 kg, mithin auf 1737 + 756 = **~ 2500 kg**, daher der Reibungswiderstand R auf $\frac{3}{4} \cdot 2500$ = 1875 kg.

Der passive Druck auf den Schwellenkopf wächst auf etwa 21,00 kg, mithin bei 8 Schwellenköpfen auf 8.21,0 = 170 <

Der passive Druck auf die Schienen beträgt 2 . 1800 (7,50 — 0,85 — 6 . 0,25) (0,13² + 0,09²) = **~ 465 <**

Hiernach Gesamt-Widerstand auf eine Schienlänge = 2510 kg.
 daher auf 1 laufendes Meter Gleis . . . = **335 <**

Fall 3. III ergibt bei vollständiger Verfüllung die Gewichtszunahme auf den Schwellen 8.0,25 . 0,14 . 2,20 . 1800 = **~ 1110 kg.**

Daher das Gesamtgewicht = 1110 + 1737 = 2747 <
 also den Reibungswiderstand = $\frac{3}{4} \cdot 2847$. . . = 2136 <

Der passive Druck auf die Schwellenköpfe bleibt derselbe wie im vorigen Falle = 168 <

Dagegen stellt sich der passive Druck auf die Schienen auf 2 . 1800 . 7,5 (0,13² + 0,09²) = 675 <

Daher der Gesamt-Widerstand auf eine Schienlänge = **~ 2980 kg.**
 oder auf 1 laufendes Meter Gleis . . = **rot 400 <**

Bei diesen Rechnungen war Voraussetzung, dass die Bettungskörper unter den Schienen ganz, d. h. bei geschlossenen Schwellenköpfen durch zwei Querstege in der Mitte eingegrenzt sind. Fehlen die letzteren oder ist nur einer da, so wird das Bettungsgewicht in Folge mangelnder Stopfung in der Schwellenmitte nicht voll für die Erzeugung von Reibung ausgenutzt. Die Grösse der Reibung ermässigt sich dann im Falle:

3. I. von 1300 kg auf $\frac{1300}{2} + \frac{1400}{2} \cdot 0,40 = 930$ kg

3. II. < 1875 < < $\frac{1875}{2} = \frac{2156}{2} \cdot 0,40 = 1370$ <

3. III. < 2136 < < $\frac{2136}{2} = \frac{2510}{2} \cdot 0,40 = 1570$ <

oder um 28 %, bezw. 20 % und 19 %.

Für den Fall 4. I. diene die im Organ 1886, Taf. V dargestellte Langschwellenanordnung, das Gewicht beträgt für eine Schienlänge von 9,0^m rund 1350 kg, das Kiesgewicht der Verfüllung bis Schienenunterkante

= (0,32 . 0,085 — 0,00376) 2 . 9 . 1800 . . . = **~ 760 kg**

Hiervon gehen ab die Lücken für die Befestigungen

4 . 2 . (0,32 . 0,045 — 0,06 . 0,04 — 0,10 . 0,045) . 1800 = **~ 110 <**

Mithin Kiesgewicht = 760 — 110 = 650 <

Gesamtgewicht = 2000 kg

Daher Reibungswiderstand = 0,75 . 2000 . . . = 1500 <

Hierzu der passive Druck auf beide Langschwellen

= 1800 (2 . 9 . 2 . 0,085² 2 . 4 . 2 . 0,045²) . . . = **~ 410 <**

Gesamt-Widerstand auf eine Schienlänge von 9,0^m = 1910 kg

oder auf 1 laufendes Meter Gleis . . . = **~ 210 <**

Für Fall 4. II. beträgt das Gewicht des zu verschiebenden Bettungskörpers, nach Abzug der Schiene, der Langschwelle und der Spurrinne 1800 . 2 . 9 . (0,32 . 0,21 —

— 0,00385 — 0,00376 — 0,06 . 0,04) . . . = **~ 1853 kg**

Hiervon ab die Lücken für die Befestigungen

2 . 1800 . 4 (0,32 . 0,17 — 2 . 0,06 . 0,04 — 0,1 .

0,045 — 0,00385) = **~ 593 <**

Bleiben für das Bettungsgewicht = 1260 kg

Hierzu das Metallgewicht des Gleises . . . = 1350 <

Daher Gesamtgewicht = 2610 kg

und der Reibungswiderstand = 0,75 . 2610 . . . = 1960 <

Hierzu der passive Druck auf die beiden Gleis-

hälften = 9,0 . 2 . (0,21² + 0,17²) 1800 . . . = 2365,2 kg

und nach Abzug des auf die Lücken entfallenden

Betrages von 4 . 2 . (0,17² + 0,13²) 1800 =

= 659,5 kg

= 1705 kg.

Gesamt-Widerstand auf eine Schienlänge von

9,0^m = 3665 kg

oder auf 1,0 laufendes Meter Gleis . . . = **407 <**

Für Fall 4. III. bei voller Verfüllung beträgt das Kiesgewicht = 1853 kg.

Das Metallgewicht = 1350 <

Gesamtgewicht = 3200 kg.

Danach der Reibungswiderstand = 0,75 . 2170 = 2400 <

Der passive Druck = 2365 <

Gesamt-Widerstand auf eine Gleislänge . . . = 4765 kg.

Daher auf 1 laufendes Meter Gleis . . . = **530 <**

Laufende Nummer.	Constructions-System	Vorhandener grösster Seiten-Widerstand auf 1 lfd m Gleis (N)			Grösste Ring-Spannung (T) in Folge bis nahe zum Bruche ausge-dehnter Laschenbolzen (Fall A) kg	Entsprechender gefährlicher Krümmungs-Halbmesser (ρ min) für			Maximal-Ring-Spannung (T) bei mangelnden Temperatur-Zwischen-räumen (Fall B) kg	Entsprechender gefährlicher Curven-Halbmesser (ρ min) für			Mindestens erforderlicher Seiten-Widerstand (N) gegenüber den im Falle A bzw. B eintretenden grössten Ringspannungen (T) bei Bogen-Halbmessern von				
		Fall I kg	Fall II kg	Fall III kg		Fall I m	Fall II m	Fall III m		Fall I m	Fall II m	Fall III m	180 m kg	300 m kg	600 m kg	1000 m kg	2000 m kg
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.
1.	Querbau mit luft-trockenen Tannenschwellen	90	250	300	85000	944	340	283	155000	1720	620	520	A 474 B 861	283 517	142 258	85 155	42 78
2.	Querbau mit frischen Eichenschwellen	120	275	325	85000	710	310	260	155000	1290	565	477	A 472 B 861	283 517	142 258	85 155	42 78
3.	Eisen-Querbau mit Doppel-Steg-Schwellen	180	335	400	85000	470	250	210	155000	860	460	390	A 472 B 861	283 517	142 258	85 155	42 78
4.	Eisen-Langbau (Langschwellenenden stets beweglich.)	210	407	530	115000	550	280	217	286000 (184000)	1360 (860)	703 (455)	540 (350)	A 640 B 1590	383 953	192 476	115 286	58 143

Die vorstehende Tabelle, deren Ziffern durch die Köpfe genügend erläutert werden, enthält eine Zusammenstellung der oben gewonnenen Werthe, und der daraus zu ziehenden Schlussfolgerungen.

IV. Erörterung der Ergebnisse.

Die Zusammenstellung lässt unter den ungünstigsten Verhältnissen den eisernen Querbau mit je zwei Stegen in der Schwelle als den steifsten gegen Seitenverschiebung erkennen. Nur wenn bei Langschwellenbau nach Schluss der Schienenlücken die Schwellen beweglich bleiben, liefert dieser etwa gleich günstige Ergebnisse. Wenn jedoch die Schwellendehnung nicht zum Austrage kommen kann, so ist nach den Spalten 11—13 der Langschwellenbau nahezu der ungünstigste von allen.

Wie gross auch die bisher wenig beachtete Vervollkommnung des Langbau's durch Ermöglichung ungehinderter Bewegung der Schwellenenden bei bereits geschlossenen Schienenlücken ist, so ist dadurch eine völlige Gleichwerthigkeit mit dem Eisenquerbau doch noch nicht erreicht; weil der Seiten-Widerstand des Langbau's wegen unvollständiger Unterstopfung der Klammer-Bolzen in Wirklichkeit geringer, als in der Tabelle ange-

nommen, bleibt, während derselbe beim Querbau nach Belieben sich vergrössern lässt.

Vergleichsweise ungünstig stellt sich unter allen Umständen der Querbau auf trockenen Tannenschwellen.

Wird statt Kies Schotter als Bettung angenommen, so trägt die Vergrösserung der Reibungswertzahl wieder zu der Ueberlegenheit des eisernen Querbaues gegenüber den Holzbauten bei.

Wenn auch der durch Verfüllen erzielte Gewinn an Seitensteifigkeit beträchtlich ist, so hat doch das Freilassen der Befestigungsmittel keinen wesentlich vermindern Einfluss; man sollte daher diese Mafsregel in Anbetracht ihrer sonstigen grossen Vortheile stets treffen.

Die Tabelle zeigt aber, dass die mit Rücksicht auf die Längsspannungen geringsten Halbmesser (Spalte 8, 9, 12, 13), welche sich aus der Gleis-Verfüllung ergeben, immer noch so gross sind, dass sie sehr häufig unterschritten werden müssen. Solche scharfen Curven sind dann am Fusse von eingleisigen Rampen besonders gefährlich, weil hier die Triebräder bei der Bergfahrt, und die Bremsräder bei der Thalfahrt auf Schliessung der Schienenlücken hinarbeiten. An solchen Stellen muss die Wahl der Krümmungsradien besonders sorgfältig getroffen werden.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Schlafplatzwagen I. Classe der Gebrüder Gastell in Mainz.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1 u. 2 auf Taf. I.)

Von der Eisenbahnwagen-Bauanstalt der Gebrüder Gastell in Mainz sind für die Königliche Eisenbahndirection zu Frankfurt a. M. Personenwagen geliefert, deren Abtheile I. Classe mit neuartigen Schlafeinrichtungen ausgestattet sind.

Auf Taf. I bringen wir in Fig. 1 u. 2 eine Darstellung der Anordnung der Sitze dieser Wagen, welche in kürzester Zeit und mit geringer Anstrengung in Schlaflager zu verwandeln sind.

Die zu den Sitzkissen gehörigen Rückenpolster sind auf

ihren den Wänden zugekehrten Flächen gepolstert und zum Umklappen eingerichtet. Das Rückenpolster, welches das Kopfpolster des Schlafsofas bilden soll, ist mit seinem Drehpunkte b höher gelagert, als das gegenüber befindliche Rückenpolster, damit es im umgeklappten Zustande eine schwach geneigte Lage annimmt. Die Lagerung des Rückenpolsters, welches das Fusspolster der Schlafeinrichtung bilden soll, ist hingegen so gewählt, dass im umgeklappten Zustande eine wagerechte Lage entsteht.

Höchstens zulässige Ringspannung mit Rücksicht auf den vorhandenen Seitenwiderstand, sowie Mafs des gefährlichen Wärmewechsels in % seines grössten Werthes von 70° C. bei einem Halbmesser von												Bemerkungen.
180 m			300 m			600 m			1000 m			
Fall I kg (%)	Fall II kg (%)	Fall III kg (%)	Fall I kg (%)	Fall II kg (%)	Fall III kg (%)	Fall I kg (%)	Fall II kg (%)	Fall III kg (%)	Fall I kg (%)	Fall II kg (%)	Fall III kg (%)	
19.	20.	21.	22.	23.	24.	25.	26.	27.	28.	29.	30.	
16200 (10 %)	45000 (29 %)	54000 (35 %)	27000 (17 %)	75000 (48 %)	90000 (58 %)	54000 (35 %)	150000 (97 %)	180000 (116 %)	900000 —	250000 —	— —	
21600 (14 %)	49500 (32 %)	58500 (38 %)	36000 (23 %)	82500 (53 %)	97500 (63 %)	72000 (47 %)	165000 (106 %)	195000 —	125000 —	275000 —	— —	
32400 (21 %)	60100 (39 %)	72000 (47 %)	54000 (35 %)	100500 (65 %)	120000 (77 %)	108000 (70 %)	201000 (130 %)	240000 —	180000 —	335000 —	— —	
37800 (13 %)	73260 (25 %)	95460 (33 %)	63000 (22 %)	122100 (43 %)	159000 (56 %)	126000 (44 %)	244200 (86 %)	318000 (112 %)	210000 —	407000 —	— —	Unter No. 4 sind in Colonne 3 die Lücken für die Befestigungs-Mittel abgerechnet.

An letzterwähntem Rückenpolster hängt an eisernen Gellengstangen c ein kleines Kissen k, welches den Zweck hat, die Lücke zwischen den umgeklappten Rückenpolstern auszufüllen und das Ruhelager zu vervollständigen. Durch das Umklappen der Rückenpolster, zu welchem Zwecke die Handhaben d und e zu benutzen sind, werden gleichzeitig durch eine Hebelübersetzung die Sitzkissen nach vorne geschoben, und bilden in dieser Stellung die nöthige Unterstützung für die umgeklappten Rückenpolster und das kleine Mittelkissen k.

Als Vorzüge dieser Schlafeinrichtung gegenüber anderen Anordnungen dürften anzuführen sein:

- 1) Die Herstellung eines Ruhelagers, welches der Körperform angepasst ist und ferner dem Bedürfnisse nach einer geneigten Lage des Oberkörpers Rechnung trägt.
- 2) Die vollständige und sichere Trennung zwischen Sitz- und Schlaf-Polstern und die damit erreichte Schonung der Bezüge.
- 3) Die für den Reisenden nahezu mühelose Herstellung des Ruhelagers. Der Kraftaufwand ist ein sehr geringer, da

der Angriff an dem Rückenpolster ein sehr günstiges Hebelverhältnis schafft, und — in Brusthöhe äusserst bequem liegt.

Gegenüber den jetzt vielfach gebräuchlichen Schlafeinrichtungen sind hier nur 3 gegen 6 Handgriffe nöthig, wie aus Folgendem hervorgeht:

Herausziehen der beiden Sitze . . .	2 Handgriffe
Umwenden der losen Kissen . . .	2 „
Umklappen der halben Rückenpolster . . .	2 „
	6 Handgriffe.
Umklappen der beiden Rückenpolster . . .	2 Handgriffe
Einfügen des Mittelkissens k . . .	1 „
	3 Handgriffe.

Als ein weiterer Vorzug darf noch erwähnt werden, dass auch für den Sitz, welcher der Abortthüre gegenübersteht, ein bequemes Ruhelager gewonnen werden kann, wenn an dessen Rückenpolster oben eine mit Oesen versehene und in entsprechende Haken an beiden Seiten der Abortthüre einzuhängende Hängematte befestigt wird.

Bruch einer Bessemerstahlschiene in 17 Stücke durch einen dieselbe überfahrenden Schnellzug.

Mitgetheilt vom Oberbaurath und Geheimen Regierungsrath a. D. Funk in Hannover.

(Mit Zeichnungen Fig. 3 und 4 auf Taf. I)

Nach Erfindung des Bessemer-Verfahrens zur Erzeugung des Stahles wurden die wirtschaftlichen Vortheile der Anwendung solchen Stahles zu den Eisenbahnschienen sehr bald erkannt. Dass die Eisenbahn-Verwaltungen in der Verwendung des Bessemerstahles zu den Schienen nicht noch rascher vorgingen, als es geschah, hatte seinen Grund wesentlich mit darin, dass solche Schienen in der ersten Zeit erheblich mehr als Eisenschienen kosteten und mehr als diese dem Brechen unterlagen. Die Ver-

sammlung der Techniker des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zu München im Jahre 1868 sprach sich dahin aus:

- »dass die Bessemerstahlschienen rücksichtlich ihrer Abnutzung
- »entschiedene Vortheile in Aussicht stellten, während dieselben
- »wegen der vorgekommenen, wenn auch verhältnismässig geringen Anzahl von Schienenbrüchen noch keine vollständige
- »Sicherheit gewährten.«

Die Techniker-Versammlung zu Düsseldorf im Jahre 1874 äusserte sich in dieser Hinsicht schon dahin:

- >Die Bessemerstahlschienen zeichnen sich durch eine sehr lang-
- >same, gegen Schienen aus Eisen und Puddelstahl weit gleich-
- >mässiger Abnutzung aus und versprechen eine lange Dauer,
- >>wesshalb ihre Verwendung trotz vorgekommener Brüche zu
- >empfehlen ist.<

Durch die Verwendung nur durchaus geeigneten Materials, durch Vermeidung von Fehlern bei der Erzeugung des Stahles, beim Walzen und Richten der Schienen hat die Zahl der Brüche der Bessemerstahlschienen in neuerer Zeit sehr abgenommen, so dass wohl kein Sachverständiger in der Anwendung von solchen Schienen noch eine Beeinträchtigung der Betriebssicherheit erblickt. Die verhältnismässig geringe Zahl von Brüchen der Schienen wird in der Regel von den Bahnwärtern rechtzeitig entdeckt, denen von den meisten Bahnverwaltungen für das rechtzeitige Auffinden von Schienenbrüchen Prämien in Aussicht gestellt und bewilligt werden.

Umsomehr musste es Aufsehen erregen, als am 26. December 1879 auf dem Bahnhofe Langenfeld der Köln-Mindener Bahn durch den Expresszug von Berlin nach Köln eine Bessemerstahlschiene in 17 Stücke zerbrochen wurde.

Das Locomotivpersonal fühlte einen mässigen Stoss, derselbe wiederholte und verstärkte sich in sämtlichen Wagen, so dass die Reisenden aufgeschreckt wurden, jedoch sich bald wieder beruhigt fühlten, nachdem der Zug ohne irgend welche Gefährdung bezw. Entgleisung die Stelle durchfahren hatte.

Die Ursache der verspürten Stösse war der Bruch der kurz vor einer Weiche im einfachen Gleise liegenden linksseitigen, von der Gutehoffnungshütte gelieferten, im Oktober 1874 in das Gleise gelegten Bessemerstahlschiene des Köln-Mindener Profils Kal. V (36,4 kg auf 1^m schwer, 6,59^m lang). Die Schiene war auf eine Länge von etwa 2^m in siebenzehn einzelne Stücke zerbrochen, welche zum Theil 4 bis 5^m vom Gleise entfernt umherlagen. Die Bruchstellen befinden sich mehr im vordern, d. h. der dem ankommenden Zuge zugekehrten Seite der Schiene, der erste 0,82^m lange und der hintere etwa 3,5^m lange Theil der Schiene waren unversehrt geblieben; die Haken-nägel, mit welchen die Schiene auf den hölzernen Querschwellen befestigt war, fanden sich meistens abgebrochen vor; auf den Schwellen und dem hart gefrorenen Unterbettungskiese waren in der Lücke keine Eindrücke der Radreifen zu finden.

Vierzehn Tage vor dem 26. December hatte eine strenge Kälte bis — 12° R. geherrscht, dieselbe hatte am 26. December jedoch nachgelassen und betrug am Abend dieses Tages — 3° R.

Die nähere Untersuchung der auf Tafel I in Ansicht und Grundriss dargestellten Bruchstellen der Schiene hat ergeben, dass bei a b auf beiden Seiten des Fusses ein alter Bruch vorhanden gewesen war und wird auf dieser Stelle durch die Räder der Locomotive des Expresszuges der erste vollständige Bruch des ganzen Profils stattgefunden haben. Kurz vor dem Passiren desselben hatte an der Stelle ein Güterzug rangirt, wobei ein Bruch der Schiene oder gar eine Lücke im Gleise nicht bemerkt worden ist.

Das durch die Laschenverbindung gehaltene Stück I ist in seiner Lage verblieben. Aller Wahrscheinlichkeit nach sind die Stücke II und III unter den Rädern der Locomotive gleichzeitig abgebrochen, weil an der Bruchstelle bei d der Kopf des Stückes III nicht niedergehämmt ist. Wie aus den Eindrücken im Stege bei f und g zu schliessen ist, sind die Stücke II und III umgekippt und haben verschiedene Wagenräder auf dieselben aufgesetzt.

Durch das Aufschlagen der Räder ist bei i die Schienenkante niedergehämmt und das Stück IV abgebrochen, in gleicher Weise ist die Kante bei i¹ niedergehämmt und dadurch das Stück V abgebrochen, und sind darauf durch das, bei der grösser werdenden Lücke immer heftiger werdende Aufhämmer der Wagenräder an den Stellen i², i³, i⁴, i⁵, i⁶ und i⁷ die folgenden Stücke VI, VII, IX, XI, XIV und XV eines nach dem andern abgebrochen. Die grösste Zerstörung hat auf der zweiten und nahe vor der dritten Schwelle stattgefunden, wo eine Mehrzahl kleinerer Stücke VII, VIII, X, XII, XIII und XVI abgebrochen und zur Seite geschleudert sind.

Bei einer so ausserordentlichen Zerstörung der Schiene lag die Vermuthung nahe, dass ein hartes und sprödes, vielleicht zu phosphorreiches Material zu derselben verwendet sei, wengleich das Ansehen sämtlicher Bruchflächen auf einen gleichmässig guten nicht zu harten Stahl schliessen liess. Um hierüber einen zuverlässigen Aufschluss zu erhalten, wurde das Material sowohl durch Fallproben, wie durch Zerreiissmaschinen und auch auf die chemische Zusammensetzung untersucht; es ergab sich dabei das Folgende.

Die auf dem Werke der Gutehoffnungshütte mit einem 1,5^m langen, aus dem 3,5^m langen unbeschädigt gebliebenen Reste der Schiene geschnittenen Stücke angestellten Fallproben mit einem 500 kg schweren Fallbüren bei freier Auflage von 1,0^m der auf den Fuss gestellten Schiene hatten folgendes Ergebnis:

Nr. des Schlages	Fallhöhe m	Durchbiegung		Bemerkungen.
		lothrecht mm	seitlich mm	
1	2	18	15	Wegen ungünstiger Führung des Bären trat auch eine starke seitliche Biegung ein, bei dem 3. und 4. Schlage fiel die Schiene um und brach seitlich.
2	3	43	36	
3	4	61	87	
4	5	Bruch	—	

Die Bruchfläche zeigte ein ziemlich feinkörniges, zum Theil zackiges, schönes Material und liess auf ein mittelweiches Material schliessen.

Die Zerreiissproben wurden im mechanisch-technischen Laboratorium der technischen Hochschule zu München, in der Eisenbahn-Central-Maschinen-Werkstatt zu Dortmund und in der Gutehoffnungshütte in Sterkrade vorgenommen und zwar mit 400^{mm} langen Probestücken von 20^{mm} bezw. 25^{mm} Durchmesser, welche aus den Köpfen der Schienenstücke I und III, sowie aus dem 3,5^m langen Reststücke XVII gewonnen waren. Die Versuche ergaben folgendes:

1. in München.

Bezeichnung der Stäbe.	Zugfestigkeit auf 1 qmm kg	Querschnittsverminderung in %/o des ursprünglichen Querschnitts.	Verlängerung in %/o der ursprünglichen Länge.
K. M. E. 30a	49,70	54,5	25,3
" 30b	50,10	54,5	21,5
" 30c	50,30	53,0	23,7
" 30d	50,10	54,5	23,6
durchschnittlich	50,05	54,13	23,53

2. in Dortmund.

1	44,80	55,4	27,0
2	45,20	55,9	27,2
3	45,80	54,3	21,2
4	44,10	54,8	20,8
durchschnittlich	45,00	55,1	24,05

3. in Oberhausen.

I	50,01	53,96	24,0
II	48,70	54,10	22,5
durchschnittlich	49,35	54,03	23,25

Im Durchschnitt aller Proben.

	48,13	54,42	23,61
--	-------	-------	-------

Hiernach wird die vom Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für Schienen empfohlene geringste Festigkeit von 50 kg für 1 qmm allerdings nicht ganz erreicht, dagegen die vorgeschriebene Querschnittsverminderung (Zähigkeit) von 20 % um mehr als das Doppelte überschritten. Die vorgeschriebene geringste Gütezahl von 85 als Summe der Festigkeit und Zähigkeit wird durch die Durchschnittszahl $48,13 + 54,42 = 102,55$ ebenfalls erheblich überschritten; die gebrochene Schiene bestand demnach aus einem guten und zähen, nicht spröden Materiale.

Ebenso hat auch die in München und Oberhausen vorgenommene chemische Untersuchung des Materiales die fol-

genden durchaus zufriedenstellenden Ergebnisse darge-
than, da das Materiel der Schiene nach der Untersuchung ent-
hielt:

	Einheitsstoff.	In München.	In Oberhausen.
1	Kohlenstoff	0,24 %/o	0,22 %/o
2	Phosphor	0,088 "	0,10 "
3	Schwefel	0,03 "	0,03 "
4	Mangan	0,12 "	0,10 "
5	Kohlensäure	eine Spur	—
6	Silicium	—	0,04 "
7	Arsen	eine Spur	—
8	Kupfer	—	0,09 "

Hiernach kann auch in der chemischen Zusammensetzung ein Grund für das Zerbrechen der Schiene durch einen dieselbe überfahrenden Zug in 17 Stücke nicht gefunden werden. *)

Es bleibt für dieses auffallende, so weit dem Verfasser bekannt, bis jetzt einzig in seiner Art dastehende Vorkommen nach dem Vorstehenden nur der Schluss übrig, dass auch eine Schiene aus einem guten, den verlangten Eigenschaften durchaus entsprechenden Bessemerstahl unter ungünstigen Umständen durch heftige Stösse dem mehrfachen Zerbrechen ausgesetzt ist, insbesondere, wenn eine auch nur kleine Beschädigung derselben am Kopfe oder Fusse vorliegt. — Erfahrungsmässig kommen solche ungünstigen Umstände glücklicher Weise jedoch nur sehr selten vor, und es sind z. B. von den auf den früher Köln-Mindener Bahnlängen verlegten 632666 Stück Bessemerstahlschienen bei einem grössten Alter von $17\frac{1}{2}$ und einem durchschnittlichen Alter von 11,7 Jahren im Ganzen nur 0,52 % gebrochen. Durch keinen dieser Schienenbrüche ist ein Unfall veranlasst.

Hannover, im October 1886.

*) Vergl. Seite 52 in den „Mittheilungen der Anstalt zur Prüfung von Baumaterialien am eidg. Polytechnikum in Zürich, 3. Heft: Methoden und Resultate der Prüfung von Eisen und Stahl und anderer Metalle“. Zusammengestellt von L. Tetmayer, Ingen. Professor am eidg. Polyt. u. Vorstand der Anstalt zur Prüfung der Baumaterialien. Müller & Zeller in Zürich 1886.

Personenwagen der Holländischen Eisenbahn mit Drehgestell.

D. R. P. No. 37687.

Von G. A. A. Middelberg, Maschinen-Betriebschef der Holländischen Eisenbahn-Gesellschaft in Amsterdam.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—3 auf Taf. II und Fig. 1—5 auf Taf. III.)

Der Grundgedanke der Anordnung der vorzüglichsten aller bis jetzt in grösserer Ausdehnung angewendeten Drehgestelle für Personenwagen, wie er von Pullmann aufgestellt, und mehrfach mit mehr oder minder wesentlichen Aenderungen wieder benutzt worden ist, besitzt einige Fehler, welche eine Verbesserung der Anordnung dringend erwünscht erscheinen lassen.

Wie bekannt, ruht der Wagenkasten nach Pullmann auf einer Wiege, welche zum Drehgestelle gehört, und zwar mittels eines eisernen Drehzapfens. Die schaukelnde Bewegung wird durch Gleitstücke oder Führungsrollen verhindert.

Die beiden Federgruppen bedingen zu ihrer Bewegung wieder Führungen, welche das freie Spiel durch Reibung hemmen, und — was von grösserer Bedeutung erscheint — durch die Berührungspunkte übereinander gleitender, unelastischer, harter Körper Erschütterungen und Geräusche auf den Wagenkasten übertragen.

Stellt man diese Drehgestelle ganz oder theilweise aus Holz her, belegt man die Fussböden mit Filz u. s. w., so werden die Nachteile in gewissem Masse wieder gehoben, dass sie aber namentlich bei einigermassen ausgelaufenen Personenwagen vor-

handen sind, davon kann man sich leicht durch den Aufenthalt auf dem Endperron oder in den Wascheinrichtungen der Schlafwagen überzeugen.

Bei der zunehmenden Einführung sehr langer Personenwagen mit möglichst ruhigem Gange, welche von jeher bei den amerikanischen Eisenbahnen eingebürgert waren, in Russland nachgeahmt wurden und in den letzten Jahren auf englischen Hauptlinien (z. M. Midland-Eisenbahn), sowie bei den grossen Expresszügen des Festlandes angenommen wurden, erscheint es wünschenswerth, nach Anordnungen von Drehgestellen für Personenwagen zu suchen, welche bei wenig schaukelnder Bewegung der Wagenkasten einen geräuschlosen, vollkommen ruhigen Gang erzielen. Als die wesentlichsten Mittel zur Erreichung dieses Zweckes stehen zur Verfügung die Vermeidung allen Gleitens oder Reibens in Führungen, die wiederholte Unterbrechung der starren Verbindungen oder Zwischenglieder vom Rade zu dem Wagenkasten und die Einfügung elastischer, Geräusch und Erschütterungen nicht fortpflanzender Körper, verbunden mit freier Beweglichkeit der Drehgestelle.

Die Lösung dieser Aufgabe erfolgte für die neuen vierachsigen Personenwagen der Holländischen Eisenbahn-Gesellschaft in der unten zu beschreibenden Weise, welche z. Th. als Weiterentwicklung der älteren, im »Organe« 1884, Seite 1 beschriebenen und auf Taf. II daselbst abgebildeten Anordnung für dreiachsige Personenwagen angesehen werden kann. Beide Anordnungen haben denselben Grundgedanken.

Auf Taf. I, Fig. 2 und 3 ist dieser Personenwagen in Seitenansicht und Grundriss dargestellt. Die Fig. 1 auf Taf. II und Fig. 3 auf Taf. III deuten das zweiachsige Drehgestell nebst der Verbindung mit dem Wagenkasten in grösserem Mafsstabe an.

Der Wagenkasten ruht an beiden Enden statt auf einem eisernen Drehstücke (Drehzapfen, Drehlager) auf einem in der Mitte des Drehgestelles liegenden, den Drehzapfen ersetzenden Kautschukbuffer a und ist ausserdem mittels Hängestangen f an vier ausserhalb der Mitte gelagerten Kautschukbuffern b, c, d und e aufgehängt. Letztere können auch Metallfedern sein.

Bei der ganz freien Drehung des Gestelles nehmen die Hängestangen f eine etwas geneigte Lage an, wodurch der Wagenkasten gehoben wird und ein Streben entsteht, das Drehgestell in seine gerade Stellung zurückzuführen.

Allerdings wird der mittlere Tragbuffer bei jeder Drehung des Drehgestelles auf Verdrehen in Anspruch genommen; diese

Bewegung der oberen Endfläche des 100^{mm} hohen Buffers gegen die untere beträgt aber nur 2,5^{mm} im Umfange gemessen, ist somit ganz unerheblich.

Die Tragfähigkeit und Elasticität der Kautschukbuffer a, b, c, d und e, Fig. 1, Taf. II und Fig. 3, Taf. III, wird durch Umlegen von schneckenförmig gewundenen Ringen g nach Bedarf eingerichtet. Das Gewinde auf den Hängestangen f erlaubt jede gewünschte Vertheilung des Wagengewichtes auf die fünf Stützpunkte eines Drehgestelles mittels der Muttern h.

Um einer Verschiebung der gegenseitigen Lage von Drehgestell und Untergestell des Wagenkastens — z. B. in Folge zu starker Rangirbewegungen — vorzubeugen und die genau lothrechte Lage der Hängestangen f im geraden Gleise zu sichern, sind in der Längs- und in der Querrichtung nahezu wagerechte Spannstrangen i und k angebracht, welche einerseits in das Drehgestell, anderseits in das Untergestell des Wagenkastens eingreifen und fest verschraubt sind.

Für den Fall des Bruches dieser Spannstrangen sind die gussstählernen Lagerkasten der Tragbuffer a mit angegossenen Vorsprüngen versehen, welche gleichfalls zur Feststellung des Wagenrahmens gegen den des Drehgestelles beitragen.

Die beiden Tragfedern an einer Seite eines Drehgestelles sind durch Gelenke und Hebel l und m, Fig. 4, Taf. II, mit einander in Verbindung gebracht und bilden eine Feder von der doppelten Länge der einzelnen, eine Anordnung, welche bei Locomotiven und Tendern gebräuchlich ist.

Zwischen die drei oberen Blätter der Tragfedern sind Kautschukplatten gelegt, wie früher im »Organe« 1884 Seite 1 beschrieben ist.

Der Wagenkasten liegt auf dem Untergestelle mit Zwischenlagen von Filz- und Kautschukscheiben auf.

Die allgemeine Anordnung des Personenwagens, welche aus Taf. II, Fig. 2 u. 3 ersichtlich ist, weicht insofern von der gewöhnlichen Anordnung ab, als die Thüren zu dem Wasch-Abort-Raume nicht neben die Fenster gelegt, die beliebten Fensterplätze somit erhalten geblieben sind, unter Beibehaltung eines getrennten Wasch- und Abort-Raumes für jede Abtheilung.

Der hier beschriebene Personenwagen, welcher im Durchgangsverkehre läuft, zeichnet sich durch einen ruhigen und geräuschlosen Gang während der Fahrt auch bei grösster Geschwindigkeit aus.

Amsterdam, im August 1886.

Radreifen-Stärkemesser.

Von F. Stürtz, Werkführer der Main-Neckarbahn zu Darmstadt.

(Hierzu Zeichnungen Fig 4 und 5 auf Taf. II.)

Die in Fig. 4 u. 5 auf Taf. II dargestellte Vorkehrung zum Messen der Stärke der Radreifen ist so einfach, dass eine wörtliche Beschreibung derselben überflüssig erscheint. Es mag nur hervorgehoben werden, dass das feste Stück mit Handgriff aus Rothguss, jeder bewegliche Theil aus Stahl gebildet ist.

Die Vorkehrung ist in der Hauptwerkstätte der Main-Neckar-Bahn zu Darmstadt seit Februar 1886 mit gutem Erfolge in Gebrauch. Die unmittelbaren Kosten ihrer Herstellung betragen etwa 8,5 M.

Schauwecker's neueste patentirte Oeltropf-Vorrichtung für Schieber und Kolben der Locomotiven. †)

(D. R. P.)

Von Fr. Schauwecker, Fabrikant in Weiden (Oberpfalz).

(Hierzu Zeichnung Fig. 6 auf Taf. II.)

Gegenüber den seit langer Zeit von der Schauwecker'schen Fabrik in Weiden (Oberpfalz) gelieferten Oeltropf-Vorrichtungen, sind verschiedene Anforderungen entstanden, welche abermals zu einer Umgestaltung der Vorrichtung geführt haben. Die neue Gestalt ist in Fig. 6 auf Taf. II dargestellt.

Die Zwecke, welche durch die Abänderung angestrebt werden, sind im wesentlichen die folgenden:

- 1) Der Oelstand im Gefässe soll mit leichter Mühe zu sehen sein.
- 2) Die Oelung soll je nach Bedarf und je nach dem Flüssigkeitsgrade des Oeles jederzeit augenblicklich zu ändern sein, so dass für sehr dickflüssige Oelarten eine Veränderung der inneren Einrichtung unnöthig ist.
- 3) Auch während des Ganges der Maschine oder bei nicht abgesperremten Dampfe soll die Vorrichtung gefüllt werden können.

In Fig. 6 auf Taf. II ist A der Oelraum, J die Füllschraube, R das Dampfrohr, o, ax die Ausflussöffnungen, T die Einstellung, P der Oelstandszeiger und C die Absperrung.

1) Erkennung des Oelstandes. Wegen der Zerbrechlichkeit der bislang verwendeten Oelstandszeiger und der Leichtigkeit, mit welcher sie undicht werden, hat man sich bisher meist gescheut, solche an den Locomotiv-Schmier-Vorrichtungen anzubringen.

Der Oelinhalt beträgt 500 g, also das Zweifache der älteren Vorkehrung für Locomotiven, was für die lange Strecken ohne Halt durchfahrenden Schnellzüge von grossem Werthe ist.

Bei der neuen Gestalt der Schauwecker'schen Vorrichtung ist der Oelstandszeiger mit der Füllschraube verbunden, daher vor dem Zerbrechen geschützt; in keinem Falle wird durch das Zerbrechen der Glasröhre die Wirkung der Vorrichtung gestört. Schraubt man die Füllschraube J einwärts, so öffnet sich das Ventil v und die mit Metallhülse umgebene Glasröhre L füllt sich mit Oel bis zur Höhe des Standes im Gefässe. Schraubt man die Füllschraube heraus, so schliesst das Ventil v ab, wo-

durch die in der Glasröhre enthaltene Flüssigkeit abgeschlossen ist, und da die Metallhülse, welche die Glasröhre umgiebt, der Länge nach mit schmaler Oeffnung versehen ist, so lässt sich der Oelstand leicht und deutlich erkennen. Hält man das Ende des Oelstandszeigers an die Kante a, so steht der Oel Spiegel im Glase auf gleicher Höhe mit dem im Gefässe.

2) Die Einstellung auf den Flüssigkeitsgrad des Oeles ist erforderlich, um die mit der Reibungsgrösse veränderliche selbstthätige Haarröhren-Wirkung, welche der Vorrichtung eigenthümlich ist, stets gleich und ungestört zu erhalten.

Zu diesem Zwecke ist die Drehscheibe T mit 4 oder mehr Oeffnungen a, b, c, d . . . von verschiedener Grösse versehen.

Je nachdem man die eine oder die andere dieser Haarröhren vor die Oeffnung x dreht, entsteht schnellerer oder langsamerer Oelaustritt. Bisher musste man bei Einführung einer neuen dickeren oder flüssigeren Oelart die Vorrichtung zerlegen, und die Haarröhren grösser bohren oder kleiner gebohrte einsetzen. Bei diesem Zerlegen und Zusammensetzen durch unkundige Hand wurde die Vorrichtung häufig beschädigt und unbrauchbar gemacht.

3) Die Möglichkeit der Füllung auch ohne den Dampf abzusperrern ergibt sich aus der Betrachtung der Figur ohne weiteres. Je nachdem man den Dampf einströmen lassen oder absperrern will, drehe man die Schraube auf oder zu bis sie feststeht. Man kann die Regelung der Vorrichtung zur Noth auch mittels der Schraube durch den Dampfdruck erzielen.

Für die Güte der Vorrichtung, welche nicht blos für Locomotiven, sondern auch für alle Dampfmaschinen über 18 Pferdestärken hergestellt wird, spricht der Umstand, dass bereits mehr als 20000 derselben in alter und neuer Gestalt im Gebrauche sind. Sie vermindern die Kosten für Oel, Brennstoffe und Ausbesserung erheblich. Auch steht es frei, diese Vorkehrungen ohne Oelstandszeiger, jedoch mit Drehscheibe, sowie ohne Drehscheibe jedoch mit Oelstandszeiger zu beziehen.

Studien über die Wirkung der Eisenbahnwagen-Bremsen.

Von J. Bartl, K. K. o. ö. Professor an der Technischen Hochschule zu Brünn.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—9 auf Taf. IV.)

Bei der grossen Bedeutung, welche die Bremsen für die Betriebssicherheit eines Eisenbahnzuges haben, erscheint das Bestreben gerechtfertigt, in das Wesen ihrer Wirkung tiefer einzudringen, als bisher gelungen ist.

Versuche, welche von Pippart*) und insbesondere von

*) Organ f. d. F. d. Eisenbahnwesens 1878, S. 231.

Captain Douglas Galton*) angestellt worden sind, haben gezeigt, dass die Bremswirkung am grössten ist, wenn bei möglichst kräftiger Gegendampfwirkung, bezw. möglichst kräftig an-

*) „Proceedings of the Inst. of Mech. Eng.“ 1878 (S. 467, 590); „Engineering“ 1878 I., S. (432, 470); „Organ f. d. F. d. E.“ 1879, S. 153 u. 193.

†) Vergl. „Organ“ 1867 Seite 29 u. 215, 1868 Seite 192, 1869 Seite 148, 1871 Seite 192, 1876 Seite 201, 1880 Seite 243 u. 1886 Seite 175.

gezogenen Backenbremsen das Vorwärtsrollen der gebremsten Räder grade noch besteht, und dass die Bremswirkung auffallend schwächer, d. h. dass die durch das Bremsen in der Zeiteinheit erzielte Geschwindigkeitsabnahme geringer wird, wenn die Räder durch die Bremsen festgehalten, oder bei Anwendung der Gegen-dampfbremse zurückgedreht werden.

Lochner*), Ferron**) und Georg Meyer***) haben die Theorie der Bremswirkung an einem einzigen Räderpaare behandelt, in welches sie die gesammte Zugmasse verlegten. Aus dem Erfahrungssatze, dass die »Reibungs-Werthziffer der Ruhe« zwischen Rad und Schienen wie bei jeder Reibung grösser ist, als die »Reibungs-Werthziffer der Bewegung« zwischen denselben, haben sie nachgewiesen, dass die Bremswirkung durch das Festsperrn der Räder eine Abschwächung erfährt.†)

Nicht in allen Fällen ist aber diese Verlegung der Zugmasse in ein Räderpaar gestattet, weil nicht in allen Fällen die Bewegung des wirklichen Zuges mit der des gedachten Räderpaares übereinstimmt.

Eine völlig befriedigende Antwort auf die bei Beurtheilung der Bremswirkung auftauchenden Fragen kann — wie das Nachfolgende zeigen wird — nur aus einer Untersuchung des Wagens bezw. Zuges gewonnen werden, welche die thatsächlichen Verhältnisse berücksichtigt. Die folgende Untersuchung wird zeigen.

- 1) dass auch bei Untersuchung des wirklichen Wagens bezw. Zuges das Eintreten der höchsten Bremswirkung in dem Augenblicke, wo die Räder eben noch rollen, nachzuweisen ist;
- 2) dass die Massenvertheilung im Bremswagen einen sehr bedeutenden Einfluss auf die grösstmögliche Bremswirkung hat;
- 3) dass für die Sicherheit der Befahrung von Gefällstrecken die Massenvertheilung in den Bremswagen ganz besondere Beachtung verdient, weil nur bestimmte Massenvertheilungen zulässig sind, wenn das Stellen des Zuges durch die Bremsen möglich bleiben soll.

I. Bremswirkung an einem Räderpaare.

Wie bei der Vorwärtsbewegung einer Treibachse die Reibung zwischen Radkranz und Schiene die einzige Bewegung erzeugende äussere Kraft ist, so dass eine Beschleunigung nur so lange möglich bleibt, wie diese Reibung den vom Rahmen auf den Achsschenkel übertragenen Zugwiderstand übertrifft, so ist bei dem zwischen die Bremsbacken eingeklemmten Bremsrade dieselbe Reibung die einzige äussere Kraft, welche eine Verzögerung der vermöge ihrer Trägheit den Schub H (Fig. 2, Tafel IV) auf den Achsschenkel übertragenden Bewegung bewirken, zugleich aber die Drehung des Rades zwischen den Backen möglich erhalten kann. Bei dem Raddrucke N und der Reibungswerthziffer f ist nun aber der äusserste Werth,

*) Heusinger's „Handbuch f. spec. Eisenbahntechnik“ Locomotivbau 1875, S. 762.

**) „Organ f. d. Fortschritte d. Eisenbahnwesens“ 1878, S. 141 und 1879, S. 135.

***) Georg Meyer's „Grundzüge d. Eisenbahnmaschinenbaues 1884, II. Theil S. 112.

†) Wir erinnern auch an die von Wöhler schon im Jahre 1866 angestellten Versuche und an das demselben im Jahre 1867 ertheilte Patent einer Bremse, durch welche das Feststellen der Räder vermieden und doch eine günstige Bremswirkung erreicht wird. Vergl. Supplementband III des Organs f. d. F. d. E. Seite 199—202 und Heusinger's Handbuch für spec. Eisenbahn-Technik, zweiter Band, 1. Ausgabe 1870, S. 236.

welchen diese Reibung F annehmen kann $= fN$, und man kann sich daher den Einfluss der Schiene auf den Radkranz durch denjenigen einer Zahnstange auf ein darüber hingleitendes Zahnrad versinnbildlichen, bei welcher die nach Fig. 1, Tafel IV mit dem Gewichte fN an einem Winkelhebel beschwerten Zähne ausweichen, sobald der vom Zahnrade auf sie ausgeübte Druck die Grösse $F = f \cdot N$ übersteigt; in diesem Falle gleitet das Zahnrad ohne Drehung über die Stange, entsprechend dem glatten Rade auf der Schiene, wenn die Kraft, welche zur Verzögerung der den Schub H auf den Achsschenkel übertragenden Bewegung erforderlich ist, einen Werth $> fN$ annimmt. Ist diese Kraft $= fN$, so entsteht der in Fig. 1, Tafel IV dargestellte Grenz-zustand des Rollens des Bremsrades.

Greift nach Tafel IV, Fig. 2 an jedem Ende des wagerechten Durchmessers eines Bremsrad-Satzes ein Backenpaar mit dem Drucke D bei dem Reibungswinkel ψ^1 an, so ist die gesammte Drehung verhindernde Umfangskraft $= 2 \frac{\mathfrak{B}}{2} = 2 \cdot D \cdot \operatorname{tg} \psi^1$, während die schief gerichtete Gesamtkraft B an jeder Seite $B = D \frac{1}{\cos \psi^1}$ beträgt. Es sei ferner:

\mathfrak{R} die in lothrechter Richtung,

H die in wagerechter Richtung vom Wagen auf die Achse ausgeübte Kraft; diese ist nach vorwärts gerichtet, da die Wagenmasse vermöge ihrer Trägheit die Achse nach vorwärts treibt;

N der in lothrechter Richtung wirkende Gegendruck der Schienen; F die in wagerechter Richtung von beiden Schienen auf den Radsatz übertragene Kraft, die Grenze des Zahndruckes aus Fig. 1, Tafel IV;

m die Masse des Räderpaares, daher

$m \cdot g$ das Gewicht desselben, wenn $g = 9,81^m$ die Beschleunigung der Fallbewegung bedeutet;

J das centrale Trägheitsmoment des Räderpaares, dann ist

$\mu = \frac{J}{r^2}$ die im Radumfang des Halbmessers r vereinigte Masse des Räderpaares;

p die durch Bremsen entstehende Verzögerung (Geschwindigkeitsabnahme in der Zeitsekunde),

so wird, so lange das Rollen der Räder nicht verhindert ist, die Verzögerung der Drehbewegung gleichfalls p sein.

Für die fortschreitende Bewegung ist $p = \frac{F - H}{m}$. Da im lothrechten Sinne keine Bewegung erfolgt, ist $N = \mathfrak{R} + mg$.

Für die Drehbewegung ist $p = \frac{\mathfrak{B} - F^*}{\mu}$. Daraus ergeben sich

die Beziehungen: $H + mp - F = 0$, $\mathfrak{R} + mg - N = 0$, $F + \mu p - \mathfrak{B} = 0$. Diese Gleichungen können nach dem d'Alembert'schen Satze sofort hingeschrieben werden, da nach diesem »bei einem bewegten Körper jederzeit Gleichgewicht besteht zwischen den wirklich vorhandenen Kräften und dem Umgekehrten der gedachten Kräfte, welche die vorhandenen Beschleunigungen erzeugen würden«. Für die verzögerte fortschrei-

*) Die Zapfenreibung und die „rollende Reibung“ werden wegen ihrer Kleinheit gegenüber der Bremsbackenreibung vernachlässigt.

tende Bewegung des Räderpaares ist diese gedachte Kraft mp nach vorwärts gerichtet einzuführen, da die Verzögerung p als eine nach rückwärts gerichtete Beschleunigung gelten kann. Für die verzögerte Drehbewegung ist aus gleichem Grunde das gedachte Kräftepaar ($\mu p, \mu p$) im Sinne der Drehung wirkend zu denken.

Von den obigen drei Gleichungen gilt die erste für das Gleichgewicht der wagerechten, die zweite für das der lothrechten, die dritte für dasjenige der um die Schwerpunktsachse des Räderpaares (Mittellinie der Achse) drehenden Kräfte.

Obige Gleichungen liefern: $H + mp + \mu p - \mathfrak{B} = 0$, also $p = \frac{\mathfrak{B} - H}{m + \mu}$. Das Rollen wird nur so lange bestehen, wie die von den Schienen auf die Räder ausübende Kraft F die dselbst bestehende Reibung fN nicht übersteigt, wie also $F \leq fN$ oder $\frac{F}{N} \leq f$ ist.

II. Bremswirkung an einem Wagen, der auf wagerechter Bahn fährt.

Es sei für die folgende Behandlung ein zweiachsiger Wagen vorausgesetzt und hierbei folgendes angenommen:

- 1) dass alle Bremsräder beiderseitig Bremsklötze haben, so dass sich die Klotzdrücke an jedem Rade aufheben;
- 2) dass der Wagenkasten ohne Vermittelung von elastischen Federn auf den Achsstummeln ruhe;
- 3) dass die Bewegung des Wagens ohne Stösse erfolge;
- 4) dass der Einfluss des Luftwiderstandes, der Zapfen- und rollenden Reibung unmerklich sei;
- 5) dass sich der Schwerpunkt von Wagen und Ladung stets genau über der Gleismitte befinde.

Nach dem d'Alembert'schen Satze besteht Gleichgewicht innerhalb folgender Kräftegruppen*) Tafel IV, Fig. 4. An dem vorderen Radsatze zwischen den Kräften: $H_{1r}, F_1, mp; \mathfrak{N}_{1r}, mg, N_1$ und den Kräftepaaren mit den Momenten $+ \mu p \cdot r$ und $- \frac{\mathfrak{B}_r}{2} \cdot 2r = - \mathfrak{B}_r \cdot r$; am hinteren Radsatze zwischen den Kräften: $H_{2r}, F_2, mp, \mathfrak{N}_{2r}, mg, N_2$ und den Kräftepaaren mit den Momenten $+ \mu p r$ und $- \frac{\mathfrak{B}_r}{2} \cdot 2r = - \mathfrak{B}_r \cdot r$; am Wagenkasten selbst zwischen den Kräften: $H_{1w}, H_{2w}, M, p, \mathfrak{N}_{1w}, \mathfrak{N}_{2w}, Mg$ und den Kräftepaaren mit dem Momente $+ \mathfrak{B}_w \cdot r$ (vom Vorderräderpaar auf den Kasten übertragen) und $+ \mathfrak{B}_w \cdot r$ (vom Hinterräderpaar auf den Kasten übertragen).

Offenbar heben sich unter diesen die gleichbenannten Kraft- und Gegenkraftwirkungen an Achsen und Wagen auf, nämlich: $H_{1r} = H_{1w}, \mathfrak{N}_{1r} = \mathfrak{N}_{1w}, H_{2r} = H_{2w}, \mathfrak{N}_{2r} = \mathfrak{N}_{2w}$ und die Paare mit den Gesamtmomenten: $- 2 \mathfrak{B}_r \cdot r$ und $+ 2 \mathfrak{B}_w \cdot r$. Von den übrigbleibenden Kräften mögen mg, mg und Mg zur Mittelkraft $(M + 2m) \cdot g$ mit dem Angriffe im Schwerpunkte S der Gesamtmasse vereinigt werden, ebenso die Massenkkräfte mp, mp und Mp zur ebenfalls in S angreifenden Mittelkraft $(M + 2m) \cdot p$. Es besteht nun Gleichgewicht unter den Kräften:

*) Der Zeiger r ist den Kräften beigesetzt, welche vom Wagenkasten auf eines der Räderpaare übertragen werden; der Zeiger w ist den gleichgrossen Gegenkräften beigesetzt, welche von den Räderpaaren zurück auf den Wagenkasten geüsst werden.

$F_1, F_2, (M + 2m) \cdot p, N_1, N_2, (M + 2m) g$ und den Kräftepaaren mit dem Gesamtmoment $+ 2 \mu p r$.

Für jedes der Räderpaare gilt wegen des Gleichgewichtes der an ihm wirkenden Kräfte mit Bezug auf die Drehbewegung nach dem Momentensatze:

$F_1 \cdot r + \mu p \cdot r - \mathfrak{B} \cdot r = 0$ und $F_2 \cdot r + \mu p \cdot r - \mathfrak{B} \cdot r = 0$, woraus folgt:

$$F_1 = \mathfrak{B} - \mu p \text{ und } F_2 = \mathfrak{B} - \mu p \quad \dots (1)$$

Für das Gleichgewicht der an der Gesamtmasse (Kasten und beide Räderpaare) wirkenden Kräfte ist: $F_1 + F_2 = (M + 2m) \cdot p$, daher nach Einführung obiger Werthe: $2(\mathfrak{B} - \mu p) = (M + 2m) \cdot p$, woraus folgt:

$$p = \frac{2\mathfrak{B}}{M + 2m + 2\mu} \quad \dots (2)$$

$$\text{und: } F_1 = F_2 = \frac{(M + 2m) \cdot p}{2} = \frac{M + 2m}{M + 2m + 2\mu} \cdot \mathfrak{B} \quad (2')$$

Diese Gleichungen gelten aber nur so lange, wie die Räder nicht gleiten, sondern rollend sich so bewegen, dass in jedem Zeittheilchen ihre Umfangsverrückung der gleichzeitig erfolgten Vorwärtsbewegung des Wagens gleichkommt.

Für die »Reibung der Ruhe« und die »Reibung der Bewegung« zwischen Rädern und Schienen seien die Werthziffern f bzw. f' und die ihnen entsprechenden Reibungswinkel φ bzw. φ' , dann ist $f = tg \varphi$ und $f' = tg \varphi'$.

Die Bedingungen für reines Rollen beider Achsen sind dann:

$$\frac{F_1}{N_1} \leq tg \varphi \text{ und } \frac{F_2}{N_2} \leq tg \varphi \quad \dots (3)$$

Wird \mathfrak{B} so weit gesteigert, dass dadurch an einem oder beiden Räderpaaren ein diese Grenze überschreitendes F bedingt wird, so stellen sich die Räder fest, und gleiten auf den Schienen wie Schlittenkufen*). Bis dahin wächst nach Gl. (2) p, d. h.

*) Sind die Bremsen so angeordnet, dass jedes Rad nur von einem Backen gebremst wird, und dass dafür der von diesem erzeugte Bremswiderstand jenem von beiden Backen erzeugten gleichkommt, dann wird die Bremswirkung doch die gleiche sein, wie in jenem Falle. Der Unterschied zwischen beiden Bremswirkungen liegt nur in den zwischen den Räderpaaren und dem Wagenkasten übertragenen Druckkräften und den diesen gleichkommenden Gegendrücken; Druck und Gegendruck heben sich wieder bei Zusammenfassung aller Kräfte gegenseitig auf. In Fig. 3, Tafel IV bedeutet $2D_r$ den ganzen einseitigen Backendruck, $2D_w$ ist der gleichgrosse Gegendruck, den die Räder auf die Backen und mithin auf den Wagenkasten zurückgeben. Ist $D_r = D_w$ so gross, wie der Druck D, der im obigen Falle von einer Seite auf die beiderseitig gebremsten Räder ausgeübt wurde, dann ist auch in beiden Fällen der ganze an einem Räderpaar wirkende Bremswiderstand \mathfrak{B} derselbe. — In Fig. 3, Tafel IV bedeutet \mathfrak{B}_r die von den Backen auf die Räder ausgeübte, die Bewegung dieser hemmende Kraft und \mathfrak{B}_w die gleichgrosse Gegenwirkung der Räder auf die Backen, und mithin auch auf den Wagenkasten. — Da sich diese inneren Kräfte bei Zusammenfassung aller am Wagenganzem herrschenden Kräfte gegenseitig vernichten, so bleibt schliesslich dieselbe Kräftegruppe übrig, wie sie oben gefunden wurde. — Für die Räderpaare ergeben sich mit Bezug auf die Drehbewegung dieselben Gleichungen (1), mithin auch (2) und (2'), wie oben. — Mit Bezug auf das Gleichgewicht der an jedem Räderpaare wirkenden wagerechten und lothrechten Kräfte ergeben sich aber noch die Gleichungen: $H'_r + mp - 2D_r - F = 0$ und $\mathfrak{N}'_r + mg - \mathfrak{B}_r - N = 0$, wonach die an den Achsbüchsen übertragenen Kräfte (die Zeiger r seien weggelassen): $H'_{1,2} = (F_{1,2} - mp) + + 2D$ und $\mathfrak{N}'_{1,2} = (N_{1,2} - mg) + \mathfrak{B}$ sind. Die in Klammern eingeschlossenen Ausdrücke bedeuten die Kräfte $H_{1,2}$ und $\mathfrak{N}_{1,2}$ für den früher oben behandelten Fall, wo jedes Rad durch zwei gleichstark gedrückte Gegenbacken gebremst wird.

die Bremswirkung, mit gesteigertem \mathfrak{B} . Von der Ueberschreitung der Rollgrenze an nimmt die Bremswirkung erheblich ab, wie später gezeigt werden soll.

Um die an der Rollgrenze eines Räderpaares erzielte Bremswirkung zu ermitteln, werde die Fig. 5, Tafel IV benutzt. Die von den Schienen auf die Räderpaare übertragenen Kräfte heissen F_1, N_1 und F_2, N_2 ; ihre Mittelkräfte mögen mit R_1 bzw. R_2 bezeichnet sein. Im Schwerpunkte S der Gesamtmasse greifen an: Die Kräfte $(M + 2m) \cdot g = G$ und $(M + 2m) \cdot p = V$. Werden über S zwei gleich grosse und entgegengesetzt wirkende wagerechte Kräfte \mathfrak{B} und $-\mathfrak{B}$, welche gleich V seien und im Abstände $\mathfrak{S}S = \frac{2\mu}{M + 2m} \cdot r$ wirken, angesetzt, dann wird das Kräftepaar $(V_1, -\mathfrak{B})$, dessen Moment $= -V \cdot \mathfrak{S}S = -2\mu p \cdot r$ ist, aufgehoben durch die an den umlaufenden Räderpaarmassen wirkend gedachten Kräftepaare, deren Gesamtmoment $+2\mu p \cdot r$ ist. Von der ursprünglichen Kräftegruppe bleiben also die Kräfte: $G, \mathfrak{B}, F_1, N_1, F_2$ und N_2 übrig, zwischen denen das Gleichgewicht besteht. — Wird bezüglich der durch A_1 gelegten Querachse (\perp zur Bildfläche) der Momentensatz auf diese Kräfte angewendet und die Coordinaten des Punktes \mathfrak{S} bezüglich des in der Figur bezeichneten Coordinatensystems $x A_1 y$ mit x und y eingeführt, dann gilt die Momentengleichung:

$$\mathfrak{B} \cdot y + N_2 \cdot l - G \cdot x = 0.$$

Da für die Rollgrenze der Hinterräder $N_2 = \frac{F_2}{\text{tg } \varphi} = \frac{(M + 2m) \cdot p}{2 \cdot \text{tg } \varphi}$, da ferner $\mathfrak{B} = (M + 2m) \cdot p$, $G = (M + 2m) \cdot g$ ist, so ergibt sich die Gleichung:

$$y = \frac{g}{p} \cdot x - \frac{l}{2 \text{tg } \varphi} \quad \dots \quad (4)$$

Diese Gleichung ist die einer Geraden, in welcher der Angriffspunkt \mathfrak{S} der Kräfte \mathfrak{B} und G stets liegen muss, wenn bei Eintritt der Rollgrenze an den Hinterrädern gerade die Verzögerung p erzielt werden soll. In diese Gerade muss aber auch die Mittelkraft $\mathfrak{S}R$ der Kräfte \mathfrak{B} und G zu liegen kommen, da ja deren Angriffspunkt \mathfrak{S} nur in dieser Richtung $\mathfrak{S}R$ verlegt werden kann, wenn das Gleichgewicht der Kräfte nicht gestört werden soll.

Obige Gleichung (4) gibt für $x = 0, y = -A_1 Q = -\frac{l}{2 \text{tg } \varphi}$, also ist der Abstand $A_1 Q = \frac{l}{2 \text{tg } \varphi}$ des Durchschnittspunktes von $\mathfrak{S}R$ mit der durch A_1 gehenden Lothrechten ganz unabhängig von der Lage des Punktes \mathfrak{S} . Durch den Punkt Q geht mithin stets die Richtung der Mittelkraft $\mathfrak{S}R$ der Kräfte G und \mathfrak{B} , wenn die Rollgrenze der Hinterräder erreicht ist, mag \mathfrak{S} wo immer gelegen sein. In gleicher Weise wird auch die Richtung der Mittelkraft SK der Kräfte G und V stets durch den bestimmten Punkt Q' hindurchgehen, dessen Lage durch den Abstand $QQ' = \mathfrak{S}S = \frac{2\mu}{M + 2m} \cdot r$ bestimmt ist, weil $SK \parallel \mathfrak{S}R$ läuft.

Da $A_1 P = \frac{l}{\text{tg } \varphi}$ ist, muss der Punkt Q im Mittelpunkte der Strecke $A_1 P$ gelegen sein.

Es besteht nun das Verhältnis:

$$P F_1 : Q P = \mathfrak{B} : G.$$

Da $\mathfrak{B} = (M + 2m) \cdot p$ und $F_1 = F_2 = \frac{M + 2m}{2} p$ ist,

gilt auch:

$$P F_1 : Q P = F_1 : \frac{G}{2},$$

d. h. wenn die Strecke $A_1 P$ die Kraft G , daher $Q P$ die Kraft $\frac{G}{2}$ versinnbildlicht, dann stellt die Strecke $P F_1$ den Schienenwiderstand $F_1 = F_2$ dar, welcher bei obiger Bremswirkung hervorgerufen wird.

Wird $P P' = A_1 P \cdot \frac{\mu}{M + 2m}$ aufgetragen, dann ist $Q P' = A_1 P \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\mu}{M + 2m} \right)$.

Aus dem $\triangle Q P' \mathfrak{B}$ ist aber $P' \mathfrak{B} : Q P' = p : g$ und nach Einführung des Werthes für $Q P'$ auch: $P' \mathfrak{B} : A_1 P =$

$$= \left(\frac{M + 2m}{2} + \mu \right) \cdot p : (M + 2m) g = \mathfrak{B} : G.$$

Dieses Verhältnis zeigt, dass die Strecke $P' \mathfrak{B}$ die Bremskraft \mathfrak{B} darstellt, welche obige Bremswirkung erzeugen kann, wenn $A_1 P$ das Gesamtgewicht G bedeutet.

Da zwischen den Kräften $\mathfrak{S}R, R_1$ und R_2 Gleichgewicht besteht, müssen sich die Richtungen derselben in einem Punkte schneiden (der hier nicht mehr auf der Bildfläche liegt); ein Blick auf die Fig. 5, Tafel IV zeigt daher, dass R_1 mit der Lothrechten einen Winkel einschliesst, der kleiner als $\angle \varphi$ ist, was besagt, dass bei der Schwerpunktslage in S , und wenn die Bremsung die Hinterräder an die Rollgrenze gebracht hat, die Vorderräder noch nicht an der Grenze des Rollens sind. Werden die Punkte S und \mathfrak{S} nach links gerückt bis sie in S_m und \mathfrak{S}_m so liegen, dass die Gerade $\mathfrak{S}_m Q$ gegen die Lothrechte auch den $\angle \varphi$ bildet, also \parallel zu R_2 ist, dann muss auch R_1 so gerichtet sein, d. h. bei dieser Schwerpunktslage und allen in die Gerade $S_m Q'$ fallenden Lagen gelangen beide Räderpaare gleichzeitig an die Rollgrenze; die hierzu an jedem Paare nothwendige Bremskraft ist durch die Strecke $P' \mathfrak{B}_m$ dargestellt.

Bei allen links von $\mathfrak{S}_m Q$ befindlichen Schwerpunktslagen werden die Vorderräder zuerst an die Rollgrenze gelangen. Die Richtung der Mittelkraft der in \mathfrak{S}_2 angreifenden Kräfte \mathfrak{B} und G geht dann immer durch den Punkt Ω , der erhalten wird, wenn $\angle A_1 \mathfrak{B} A_2 = \angle \varphi$ und $A_2 \Omega = \Omega \mathfrak{B}$ gemacht wird. Der Beweis hierfür kann ganz ebenso geführt werden, wie für die oben gewählte Schwerpunktslage S , bei welcher zuerst die Hinterräder an die Rollgrenze gelangen.

Werden die an den zuerst erreichten Rollgrenzen bei den Schwerpunktlagen S_m, S, S_1, S_2 bewirkten Verzögerungen mit p_m, p, p_1, p_2 , bezeichnet, dann gelten die Beziehungen:

$$p_m : g = \mathfrak{B}_m : G = \mathfrak{S}_m \mathfrak{D} : \mathfrak{D} Q \text{ und ebenso}$$

$$p : g = \mathfrak{B} : G = \mathfrak{S} \mathfrak{D} : \mathfrak{D} Q, \text{ mithin}$$

$$p_m : p = \mathfrak{S}_m \mathfrak{D} : \mathfrak{S} \mathfrak{D} \text{ und } p_m : p_1 = \mathfrak{S}_m \mathfrak{D} : \mathfrak{S}_1 \mathfrak{D} \text{ und } p_m : p_2 = \mathfrak{S}_m \mathfrak{D} : \mathfrak{S}_2 \mathfrak{D}'.$$

In Fig. 6, Tafel IV sind wieder durch die kleinen Kreise die Räderpaare versinnlicht. Werden die Geraden $A_2 P$ und $A_1 \mathfrak{B}$ unter den $\angle \varphi$ gegen die Lothrechte geneigt gezeichnet, die Strecken $A_1 P$ und $A_2 \mathfrak{B}$ durch Q bzw. Ω in gleiche Theile

getheilt, und von Q und Q aus Strahlen bis in den Bereich des über den Räderpaaren gedachten Wagenkastens gezogen, dann enthält jeder Strahl alle jene Punktlagen S, bei denen die Rollgrenze eines der Räderpaare bei gleicher Bremskraft und daher auch gleicher Verzögerung erreicht wird, und zwar wird bei allen Massenvertheilungen, für welche der zum Schwerpunkte S gehörige Punkt S rechts von der Geraden Q Q zu liegen kommt, die Rollgrenze zuerst bei den Hinterrädern eintreten; liegt S links von Q Q, dann tritt die Rollgrenze zuerst bei den Vorderrädern ein. Liegt S in Q Q, dann gelangen beide Räderpaare gleichzeitig an die Rollgrenze. Wird die Massenvertheilung nach und nach derartig geändert, dass S von Q Q aus auf einer Wagerechten gegen rechts oder links rückt, dann ändert sich die an der zuerst eintretenden Rollgrenze erzielte Verzögerung im Verhältnisse der Abstände der Punktlagen S_m und S von der durch A₁ bzw A₂ geführten Lothrechten.

Die grösste Verzögerung p_m, welche erhalten werden kann, wenn S in Q Q liegt, und mithin die Räderpaare gleichzeitig an die Rollgrenze gelangen, ergibt sich nach Fig. 6, Tafel IV aus: p_m : g = S_m D : D Q = tg φ : 1, also

$$p_m = g \cdot \text{tg } \varphi \quad \dots \quad (5)$$

Werden beim Ueberschreiten der Rollgrenze, etwa der Hinterräder, diese festgehalten, dann wird die erzielte Verzögerung eine sehr merkbare Aenderung erfahren hätte; dies soll in Folgendem gezeigt werden (Fig. 7, Tafel IV). Da die festgehaltenen Hinterräder auf den Schienen gleiten, gilt die Beziehung: F'₂ = f' · N'₂, also F'₂ = N'₂ · tg φ'. — Die in S angreifende Massenkraft V' = (M + 2m) · p' kann mit dem an den Vorderrädern wirkend gedachten Kräftepaar (μp', μp') in ähnlicher Weise vereinigt werden, wie dies oben in Fig. 5, Tafel IV mit jener Kraft V und den beiden Kräftepaaren (μp, μp) geschehen ist. Die Mittelkraft ist die in S' angreifende Kraft B' ≠ V'; der Abstand S' S ist gleich $\frac{\mu}{M+2m} \cdot r$.

Für die wagerechten Kräfte besteht die Gleichgewichtsbeziehung:

$$B' = F'_1 + F'_2 = (B - \mu p') + N'_2 \cdot \text{tg } \varphi' = (M + 2m) \cdot p',$$

woraus folgt:

$$N'_2 = \frac{(M + 2m + \mu) \cdot p' - B}{\text{tg } \varphi'}$$

Nach dem Momentensatze besteht für die durch A₂ gehende Querachse die Beziehung:

$$B' \cdot y + N'_2 \cdot l - G \cdot x = 0,$$

woraus sich nach Einführung der Werthe B' und N'₂ und Vereinfachung ergibt:

$$y + \frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m} = \frac{g}{p'} \cdot \left(x + \frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{B}{(M + 2m)g} \right) \quad (6)$$

Dies ist die Gleichung einer Geraden, in der der Punkt S' immer liegen wird, wenn bei festgehaltenen Hinterrädern und der an den Vorderrädern wirkenden Bremskraft B die bestimmte Verzögerung p' erzielt wird. In dieser Geraden muss demnach auch die Mittelkraft S' R' der Kräfte B' und G liegen, da eben nur in dieser Richtung der Angriffspunkt S' verschoben

werden darf, wenn bei ungeänderter Grösse aller Kräfte das Gleichgewicht zwischen ihnen noch erhalten bleiben soll.

Obige Gleichung zeigt, dass der Punkt mit den Coordinaten:

$$x = - \frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{B}{(M + 2m)g} \quad \text{und} \quad y = - \frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m}$$

in der erwähnten Geraden, also in der Richtung der Mittelkraft S' R' liegt; er hat eine besondere Bedeutung. Angenommen, es werde $\sphericalangle A_2 U A_1 = \varphi'$ gemacht, dann U U' = = A₁ U · $\frac{\mu}{M + 2m}$ aufgetragen, dann ist A₁ U = $\frac{l}{\text{tg } \varphi'}$ und

$$A_1 U' = A_1 U + U U' = A_1 U \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m} = \frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m}$$

Jener bemerkenswerthe Punkt liegt daher in der durch U' gezogenen Wagerechten, und da er in der Geraden S' R' ebenfalls liegt, ist er der mit B_u bezeichnete Durchschnittspunkt

beider Geraden. Der Abstand U' B_u ist also gleich $\frac{l}{\text{tg } \varphi'} \cdot \frac{B}{(M + 2m)g}$,

oder es ist: U' B_u : $\frac{l}{\text{tg } \varphi'}$ = U' B_u : A₁ U = B : (M + 2m) · g, was besagt, dass die Strecke U' B_u die Bremskraft B versinnlicht, wenn A₁ U das Gewicht (M + 2m)g = G darstellt.

Da die Coordinaten dieses Punktes B_u von den Coordinaten von S' gänzlich unabhängig sind, so müssen durch B_u alle Mittelkräfte S' R' hindurchgehen, wenn bei festgehaltenen Hinterrädern und noch fortrollenden Vorderrädern die bestimmte Bremskraft B die Bremsung der Vorderräder bewirkt.

Nach Erforschung der an der Rollgrenze der Hinterräder erzielten Bremswirkung ist Folgendes bekannt: Wird S S' = = $\frac{2\mu}{M + 2m} \cdot r$ aufgetragen, $\sphericalangle A_2 P A_1 = \varphi$ gemacht, die Strecke

$$A_1 P \text{ in } Q \text{ in zwei gleiche Theile getheilt, dann } P P' = A_1 P \cdot \frac{\mu}{M + 2m}$$

hinzugefügt und die Gerade S Q B gezogen, dann bedeutet die wagerechte Strecke P' B den Werth der Bremskraft B, welche die Bremsung an der Rollgrenze der Hinterräder hervorbringt, wenn A₁ P das Gewicht G darstellt. Es besteht das Verhältnis: P' B : A₁ P = B : G. Wird die Gerade A₁ B bis zur Wagerechten U' B_u verlängert, dann ist: U' B_u : A₁ U' = P' B : A₁ P' und weil

$$A_1 U' = A_1 U \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m} \quad \text{und} \quad A_1 P' = A_1 P \cdot \frac{M + 2m + \mu}{M + 2m},$$

auch U' B_u : A₁ U = P' B : A₁ P = B : G. Dies besagt, dass für die bildliche Darstellung des Gewichtes G durch die Strecke A₁ U die die Rollgrenze der Hinterräder, — und bei einer selbst unmerklich kleinen Vergrößerung deren Feststellung — bewirkende Bremskraft durch die Strecke U' B_u dargestellt wird. Die Gerade S' B_u giebt die Mittelkraft S' R' nach grade erfolgter Feststellung. Aus dem über B' und G gedachten Kräfteparallelogramm ergibt sich: $\frac{p'}{g} = \frac{B'}{G} = \text{Tangente des Neigungswinkels der Geraden S' R' T gegen die Lothrechte. Für die Verzögerung } p \text{ vor dem Ueberschreiten der Rollgrenze besteht: } \frac{p}{g} = \frac{B}{G} = \text{Tangente des Neigungswinkels der Geraden S R Q gegen die Lothrechte. Ein Blick auf die Figur zeigt, dass der erste Winkel immer kleiner, als der zweite sein$

wird, mithin die nach erfolgter Feststellung der Räder erzielte Verzögerung p' immer kleiner als die vor dem Ueberschreiten der Rollgrenze erzielte p ausfällt*).

Wird die Bremsung so weit gesteigert, dass, während die Hinterräder der Reibungswertzhiffer $f' = \text{tng } \varphi'$ entsprechend gleiten, die Vorderräder auch an die Grenze des Rollens gelangen, dann wird die Gesamteinwirkung der Schienen R_1 (Fig. 7, Tafel IV) nach $A_1 O$ gerichtet sein, wenn $\sphericalangle O A_1 y = \varphi$ ist. Die Schienenreaction auf die gleitenden Hinterräder ist nach $A_2 O$ gerichtet, wenn $\sphericalangle O A_2 \Omega = \sphericalangle \varphi'$ ist. Durch den Durchschnittspunkt O beider Schienendrücke muss die in \mathcal{S}' angreifende Resultante von \mathfrak{B}' und G gehen, da diese Kräfte im Gleichgewichte sind. Schliesst die Gerade $O\mathcal{S}'$ mit der Lothrechten einen grösseren Winkel ein, als die Gerade $\mathcal{S}Q$ mit der Lothrechten bildet, dann wird nach erfolgter Feststellung der Hinterräder noch eine Steigerung der Bremswirkung durch eine bedeutende Vergrösserung der Bremskraft bewirkt werden können. Werden die Räder lange festgehalten, dann leiden deren Reifen, wie auch die Schienen ungemein; aus diesem Grunde und weil bei vielen Massenvertheilungen insbesondere solchen, welche den Schwerpunkt in die Nähe der Wagenmitte bringen, jene Steigerung der Bremswirkung nach erfolgter Feststellung der Hinterräder nicht möglich ist, muss also jene Bremswirkung für einen Wagen mit bestimmter Beladung als grösste zulässige bezeichnet werden, bei welcher gerade eines der Räderpaare an der Rollgrenze ist, während das andere nach rollt.**)

Werden beide Räderpaare festgestellt, dann sind beide Reactionen R_1 und R_2 unter dem $\sphericalangle \varphi'$ gegen die Lothrechte geneigt, mithin die mit ihnen im Gleichgewicht stehende Kraft SK , Mittelkraft von G und $V = (M + 2m) \cdot p'$, beide in S angreifend, ebenfalls so gerichtet, es ist also $\frac{V}{G} = \frac{p'}{g} = \text{tng } \varphi'$ und

$$p' = g \cdot \text{tng } \varphi' \dots \dots \dots (7)$$

Liegt \mathcal{S}' in der Geraden $O A_1$ (Fig. 7, Tafel IV), dann wird bei jener Bremswirkung, bei welcher die Hinterräder festgestellt sind und die Vorderräder gerade noch rollen, die in der Richtung $O\mathcal{S}' A_1$ gelegene Mittelkraft $\mathcal{S}' R'$ unmittelbar von der Schienenkraft R_1 , die nach $A_1 O$ gerichtet ist, vernichtet; die zweite Schienenkraft R_2 muss demnach gleich Null sein. Deshalb ist auch $N_2 = 0$, d. h. in diesem Falle ist die Stelle,

*) Es liesse sich leicht der Nachweis erbringen, dass für alle Punkte \mathcal{S}' einer Wagerechten die gerade nach erfolgter Feststellung der Hinterräder entstehende Mittelkraft $\mathcal{S}' R'$ immer durch denselben Punkt T hindurchgehen muss. — Weiter würde für weit links liegende Schwerpunkte die beim Ueberschreiten der zuerst eintretenden Rollgrenze der Vorderräder erzielte Bremswirkung genau nach obigem Verfahren erforscht werden können. Die Figur enthält die erforderlichen Linien $\mathcal{S}\Omega\mathfrak{B}'$, $A_2\mathfrak{B}'\mathfrak{B}'_u$, $\mathcal{S}'\mathfrak{I}\mathfrak{B}'_u$.

**) In meiner Abhandlung: „Zur Theorie der Bremsen der Eisenbahnwagen“ (Civiling. XXXI, S. 312) habe ich alles bisher Ermittelte auf dem Wege der Graphostatik gefunden. Das Gebiet der Punktlagen \mathcal{S}' , welche nach Feststellung des einen Räderpaares noch eine Steigerung der Bremswirkung ermöglichen lassen, ist dort von dem Gebiet jener Punkte \mathcal{S}' , welche dies nicht mehr zulassen, durch eine dort ermittelte Gerade getrennt.

in welcher die Hinterräder die Schienen berühren, gänzlich entlastet.

Liegt \mathcal{S}' rechts von $O A_1$, dann wird bei festgehaltenen Hinterrädern schon vor der Rollgrenze der Vorderräder jene Entlastung eintreten. — Um die Bremskraft hierfür zu bestimmen, bedenke man, dass wegen $N'_2 = 0$ und $F'_2 = N'_2 \cdot \text{tng } \varphi' = 0$ das Gleichgewicht nur zwischen den Kräften herrscht: $\mathfrak{B}' = (M + 2m) \cdot p'$, $G = (M + 2m) \cdot g$, F_1' und N_1' ; mithin muss die Mittelkraft von \mathfrak{B}' und G nach A_1 gerichtet sein, damit sie von der Mittelkraft R_1' der Kräfte F_1' und N_1' vernichtet werden kann. Ausserdem ist: $\mathfrak{B}' = F_1'$, also $(M + 2m) \cdot p' = \mathfrak{B} - \mu p'$, mithin schliesslich $\mathfrak{B} = (M + 2m + \mu) \cdot p'$.

Nun ist noch wegen dieses Gleichgewichts: $\mathfrak{B}' \cdot y = G \cdot x'$, also $p' \cdot y = g \cdot x'$; die für die gänzliche Entlastung der Hinterräder nöthige Bremskraft ist mithin:

$$\mathfrak{B} = (M + 2m + \mu) \cdot \frac{x'}{y} \cdot g.$$

Wird die Bremskraft über diesen Werth gesteigert, dann nimmt die Verzögerung, also auch die Kraft \mathfrak{B}' zu; die Mittelkraft aus \mathfrak{B}' und G geht dann nicht mehr durch A_1 , sondern rechts vorbei. Sie kann also nicht mehr durch R_1' vernichtet werden; sie wird geradezu ein Kippen des Wagens um A_1 , also ein Aufheben der Hinterräder bewirken. Die Möglichkeit des Aufkippens des Hintertheils des Wagens in Folge einer starken Bremswirkung besteht für alle Massenvertheilungen, bei denen \mathcal{S}' rechts von $A_1 O$ gelegen ist. — Aehnliches liesse sich bezüglich des Aufkippens des Vordertheils des Wagens, wenn die Vorderräder schon festgestellt sind, für alle jene Beladungen nachweisen, bei denen \mathcal{S}' links von der Geraden $A_1 P$ gelegen ist*).

Damit nun selbst bei Anwendung jener Bremswirkung, welche bei Feststellung des einen Räderpaares für das andere grade die Rollgrenze herstellt, die Gefahr des Kippens für den Wagen nicht geschaffen werde, darf man nur solche Beladungen zulassen, bei denen \mathcal{S}' zwischen die Geraden $A_1 \mathfrak{B}$ und $A_2 P$ zu liegen kommt. Und da der aufrechte Stand des Wagens auch bei der entgegengesetzt gerichteten Fahrt gesichert sein soll, muss \mathcal{S}' auch zwischen $A_2 \mathfrak{B}_1$ und $A_1 P_1$, also im Rhombus $A_1 a A_2 h$ liegen. Diese Geraden bilden mit der Lothrechten gleichfalls den $\sphericalangle \varphi$. — Der Schwerpunkt S liegt immer im Abstände $\mathcal{S}' S = \frac{\mu}{M + 2m} \cdot r$ lothrecht unter \mathcal{S} . Wird jenes Rhombus um dieses Stück lothrecht nach abwärts in die Lage $A_1' a' A_2' h'$ gerückt, dann grenzt es das Gebiet aller zulässigen Schwerpunktlagen S ein.

Mit Rücksicht auf die Forderung, dass der Wagen auf der steilsten Gefällstrecke beim ungünstigsten Zustande der Schienenoberfläche zur Ruhe gebracht werden soll, wird sich jedoch nach dem Folgenden das Gebiet der zulässigen Schwerpunktlagen noch weiter einengen.

*) Das Letztgesagte hat wohl nur eine Bedeutung für Bahnen, bei denen die Wagen an den Schienen hängen, mithin die Punkte S und \mathcal{S}' unter diese zu liegen kommen.

III. Bremswirkung an einem Wagen, der auf geneigter Bahn abwärts fährt.

Für diesen Fall erfordert die Bremswirkung eine besondere Untersuchung. Eine kräftige Bremswirkung ist hier ungemein wichtig, weil der Wagen hier nicht wie auf wagerechter Bahn auch ohne Bremsen zum Stillstande kommt und in Ruhe bleibt, weil er vielmehr schon auf mittelsteilem Gefälle in Folge der im Gefälle der Bahn wirkenden Seitenkraft des Wagengewichtes in eine beschleunigte Bewegung gerathen wird, wenn die Bremswirkung zu schwach ist.

Es ist hier vor Allem eine Schwerpunktslage S_0 (Fig. 8, Taf. IV) aufzusuchen, bei welcher ein auf geneigter Bahn abfahrender Wagen an der Rollgrenze der Hinterräder eine solche Bremswirkung \mathfrak{B}_0 ermöglichen lässt, dass grade die beschleunigte Bewegung des Wagens verhindert ist, es ist hierfür $p = 0$, also die Bewegung eine gleichförmige.

Wird das in S_0 angreifend gedachte Gewicht $G = (M + 2m) \cdot g$ in die Seitenkräfte $G \cdot \sin \alpha$ (\parallel zur Bahn) und $G \cdot \cos \alpha$ (\perp zur Bahn) zerlegt, und der Momentensatz für alle Kräfte bezüglich der durch A_1 gelegten Querachse angewendet, dann ist:

$$G \cdot \sin \alpha \cdot y + N_2 \cdot l - G \cdot \cos \alpha \cdot x = 0.$$

Nun ist für die Rollgrenze $F_2 = N_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi$, und weil $F_2 = F_1 = \mathfrak{B}_0$ ist (siehe Gl. (1) Seite 11), und für das Gleichgewicht der mit der Bahn gleich gerichteten Kräfte die Gleichung besteht: $F_1 + F_2 = G \cdot \sin \alpha$, so ist $N_2 = \frac{F_2}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{G \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi}$.

Wird dieser Werth in obige Gleichung gesetzt, und selbe vereinfacht, so folgt:

$$y = \operatorname{cotg} \alpha \cdot x - \frac{1}{2 \operatorname{tg} \varphi} \dots \dots \dots (8)$$

Dies ist die Gleichung einer Geraden; die Veränderlichen x und y derselben beziehen sich auf das in der Fig. 8 auf Taf. IV bezeichnete Coordinatensystem $x A_1 y$. Für $x = 0$ wird $y = -\frac{1}{2 \operatorname{tg} \varphi}$, daher geht obige Gerade durch den bekannten Punkt Q , der erhalten wird, wenn $\sphericalangle A_2 P A_1 = \sphericalangle \varphi$ und $A_1 Q = QP$ gemacht wird. Diese Gerade ist gegen die Bahn unter dem $\sphericalangle (90^\circ - \alpha)$ geneigt, sie ist mithin lothrecht gerichtet, wenn der Wagen auf dieser Gefällstrecke steht. Sie ist der geometrische Ort aller jener Schwerpunktslagen, bei denen durch die die Rollgrenze der Hinterräder veranlassende Bremswirkung gerade noch die Beschleunigung der Abwärtsbewegung verhindert werden kann.

Liegt der Schwerpunkt links von dieser Grenzgeraden $S_0 Q$, dann erhält die Hinterachse einen grösseren Druck, mithin wird die an der Rollgrenze der Hinterräder wirkende Bremskraft $> \mathfrak{B}_0$ sein; es wird dann eine Verzögerung p resultiren, d. h. der Wagen wird bei solcher Schwerpunktslage zum Stillstande gebracht werden können. — Liegt der Schwerpunkt rechts von der Geraden $S_0 Q$, dann erfährt die Hinterachse eine Entlastung, mithin wird die die Rollgrenze der Hinterräder herbeiführende Bremskraft $< \mathfrak{B}_0$ sein; es wird hier nicht einmal die beschleunigte Bewegung verhindert werden können.*)

*) Zu diesen Ergebnissen kommt man auch auf folgendem Wege (Fig. 8, Taf. IV): In S greife an: das Gewicht $G = (M + 2m) \cdot g$ (lothrecht gerichtet) und die Kraft $(M + 2m) \cdot p$ (gleichlaufend mit

Zur Ermittlung jener Schwerpunktslagen S_0' , welche bei der zuerst erreichten Rollgrenze der Vorderräder grade die Wirkung $p = 0$ erzielen lassen, wäre eine ähnliche Rechnung anzustellen. Das Ergebnis ist dem oben erzielten ähnlich; macht man $\sphericalangle A_1 P A_2 = \sphericalangle \varphi$ und $A_2 \Omega = \Omega P$ und zeichnet die Lothrechte durch Ω , so ist diese Gerade der geometrische Ort jener Punkte S_0' . — Soll der Wagen auf dem Gefälle noch zum Stillstande gebracht werden, dann muss der Schwerpunkt S zwischen den Geraden $S_0 Q$ und $\Omega S_0'$ gelegen sein. Dieses Gebiet wird bei bestimmtem l um so kleiner, je weiter Q und Ω von den Schienen wegrücken, d. h. je kleiner $\sphericalangle \varphi$, und auch um so kleiner, je grösser der $\sphericalangle \alpha$ ist. Das Gebiet ist also am schmalsten für den geringsten Werth von $\sphericalangle \varphi$, für $\operatorname{tg} \varphi_{\min} = \frac{1}{20}$ (Glatteis oder Fett) und den gleichzeitig auftreten-

den grössten Werth des $\sphericalangle \alpha$, für $\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{1}{32}$ (Arlbergbahn).

Die Punkte n und n' , in welchen diese Grenzlinien die Schienen-Oberkante treffen, liegen in den Abständen $A_2 n' = A_1 n = A_1 Q \cdot \operatorname{tg} (A_1 Q n) = \frac{1}{2 \operatorname{tg} \varphi} \cdot \operatorname{tg} \alpha$. Für das schmalste Gebiet ergibt sich

$$A_2 n' = A_1 n = \frac{1}{2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\min}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{1}{2 \cdot \left(\frac{1}{20}\right)} \cdot \frac{1}{32} = \frac{5}{16} \cdot l.$$

Die durch n und n' gehenden Grenzlinien haben in diesem Falle gegen die Winkelrechte zur Bahn die Neigung von $\frac{1}{32}$.

Das Gebiet der zulässigen Schwerpunktslagen wird aber

der Bahn). Werden mit letzterer Kraft die Kräftepaare, deren Gesamtmoment $+ 2 \mu \cdot r$ ist, auf bekannte Art vereinigt zu der in \mathfrak{S} angreifenden Mittelkraft, welche gleich und gleichlaufend mit $(M + 2m) p$ ist, und von der in S angreifenden Kraft den Abstand $\frac{2 \mu}{M + 2m} \cdot r$ hat, dann wirken in \mathfrak{S} die Kräfte G (lothrecht) und $(M + 2m) p$ (gleichlaufend mit der Bahn). Wird G zerlegt in die beiden Seitenkräfte $G \cdot \cos \alpha = (M + 2m) \cdot g \cos \alpha$ (\perp zur Bahn) und $G \sin \alpha = (M + 2m) \cdot g \sin \alpha$ (\parallel zur Bahn), dann können jene zwei Kräfte ersetzt werden durch die Kräfte $(M + 2m) g \cos \alpha$ (\perp zur Bahn) und $(M + 2m) (g \sin \alpha + p)$ (\parallel zur Bahn). Zur Bestimmung der Bremswirkung an der Rollgrenze der Hinterräder wird die in den früheren Fällen durchgeführte zeichnerische Ermittlung angewendet werden können: $\sphericalangle A_2 P A_1 = \sphericalangle \varphi$, $A_1 Q = QP$ und Ziehen der Geraden $\mathfrak{S} Q F_1$, wobei $P F_1 \parallel$ zur Bahn gezogen ist. — Dann ist bekanntlich: $V : G \cos \alpha = (g \sin \alpha + p) : (g \cos \alpha) = P F_1 : QP$. Wird $Q G$ lothrecht gezeichnet, dann ist: $g \sin \alpha : g \cos \alpha = P G : QP$, mithin aus beiden Verhältnissen $(g \sin \alpha + p) : g \sin \alpha = P F_1 : P G$ also $p : g \sin \alpha = G F_1 : P G$. Nun ist aus $\Delta Q P G$ noch: $g : g \sin \alpha = Q G : P G$, mithin aus diesem und dem letzten Verhältnisse $p : g = G F_1 : Q G$. Bedeutet $Q G$ die Beschleunigung $g = 9,81^m$ für 1 Secunde, dann stellt $G F_1$ die an der Rollgrenze der Hinterräder erzielte Verzögerung p dar. Wird S nach rechts gerückt, dann rückt F_1 gegen G : die Verzögerung wird kleiner und verschwindet ganz ($p = 0$), wenn F_1 in G einrückt und mithin S in die Verlängerung der Lothrechten $G \cdot Q$ zu liegen kommt. Liegt S irgendwo in dieser Geraden, dann wird grade die Beschleunigung der Abwärtsbewegung verhindert werden können; bei allen links davon gelegenen Punkten S wird eine Verzögerung erzielt, also der Stillstand des Wagens herbeigeführt werden können; bei allen rechts von $S_0 Q G$ gelegenen Punkten S würde die Verzögerung negativ (F_1 links von G), d. h. die Bewegung ist eine beschleunigte; die Bremswirkung reicht nicht hin, die beschleunigende Wirkung der Kraft $G \cdot \sin \alpha$ zu vernichten.

noch weiter beschränkt, wenn der Wagen auch in der entgegengesetzten Fahrriichtung auf einem Gefälle von $\frac{1}{32}$ selbst bei ungünstigster Beschaffenheit der Schienenoberfläche so gebremst werden soll, dass er zum Stillstande gebracht werden kann.

In Fig. 9, Taf. IV ist der Wagen auf wagerechter Bahn stehend dargestellt. Dort ist $A_2 n' = A_1 n = \frac{5}{16} l$ aufgetragen und es sind durch n und n' je zwei schiefe Grade gezeichnet, die gegen die Winkelrechte zur Bahn eine Neigung von $\frac{1}{32}$ haben. Die Geraden $\sigma n r$ und $r' n' \sigma'$ begrenzen das Gebiet der zulässigen Schwerpunktslagen für eine von links nach rechts gerichtete Fahrt auf einem Gefälle von $\frac{1}{32}$. Die anderen Geraden $s n \rho$ und $\rho' n' s'$ begrenzen das Gebiet der zulässigen Schwerpunktslagen für eine von rechts nach links gerichtete Fahrt auf einem gleichen Gefälle.

Nach dem früheren Abschnitte soll aber mit Rücksicht auf die stete Sicherung der Standfestigkeit des Wagens während der Fahrt nach beiden Richtungen der Schwerpunkt innerhalb des Rhombus $A_1 a' A_2 h'$ liegen. Hierfür ist $A_1 A_1' = A_2 A_2' =$

$= \frac{\mu}{M + 2m} \cdot r$, und der Winkel der Rhombuseiten gegen die Winkelrechte zur Bahn $= \varphi_{\max}$, worin $\operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{1}{3}$ zu setzen ist.

Die Figur $a' \rho' n' \sigma' h' \rho n \sigma$ umschliesst also das Gebiet, in welchem der Schwerpunkt eines einzelfahrenden Wagens liegen muss, wenn dieser selbst unter den ungünstigsten Verhältnissen in jeder Fahrriichtung gegen Kippen standfest sein, und selbst auf dem steilsten Gefälle ($\frac{1}{32}$) durch Bremsung zum Stillstande gebracht werden soll. Die Höhe des Punktes a' über den Schienen ist

$$= \frac{3}{2} l - \frac{\mu}{M + 2m} r = \frac{3}{2} l - \frac{1}{30} \cdot r;$$

die Tiefe des Punktes h' unter Schienenoberkante ist $= \frac{3}{2} l + \frac{1}{30} r$.

Ist der Wagen in einen Zug eingestellt, dann erfährt das Gebiet der zulässigen Schwerpunktslagen bei gewissen Voraussetzungen eine noch weiter gehende Einengung.

(Schluss folgt im nächsten Hefte.)

Compound-Locomotiven.

Vom Maschinen-Inspector von Borries in Hannover.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 10 u. 11 auf Taf. IV.)

Seit der Veröffentlichung meines im »Organe« 1885 S. 151 enthaltenen Berichtes hat die Anwendung der Compound-Wirkung bei Locomotiven wieder erhebliche Fortschritte gemacht.

Zunächst sind im Sommer 1885 für den hiesigen Eisenbahn-Directionsbezirk wieder 4 Compound-Schnellzug-Locomotiven der daselbst beschriebenen Gattung zur Ablieferung gelangt, bei welchen einige kleine Mängel der Anordnung der Steuerungstheile, welche sich bei der ersten Lieferung herausgestellt hatten, verbessert sind; auch sind diese Locomotiven mit dem ebendasselbst beschriebenen neuen Anlass-Ventile versehen, wodurch ein stets zuverlässiges und kräftiges Anziehen der schwersten Züge erreicht wurde.

Diese Locomotiven arbeiten in jeder Beziehung ausgezeichnet; in Folge ihrer Gesamtanordnung laufen sie selbst über schlecht liegende Gleisstrecken ruhig und stetig, welche Eigenschaft in Verbindung mit dem durch die Compound-Wirkung herbeigeführten gleichmässigeren Dampfdrucke auf die Kolben, erheblich grössere Kilometer-Leistungen zwischen zwei allgemeinen Ausbesserungen, als bei anderen Locomotiven, welche denselben Dienst versehen, ermöglicht; die Folge dieser längeren Dauer der Triebwerkstheile ist eine Herabminderung der Unterhaltungskosten für 1 durchfahrenes Kilometer.

Die Anordnung der vor den Cylindern liegenden, mässig belasteten Laufachse, kann für alle 3achsigen Personen- und Schnellzug-Locomotiven auf das Beste empfohlen werden, namentlich auch mit Rücksicht auf die Schonung des in Deutschland meist etwas schwachen Oberbaues, welcher in Folge des ruhigen

Ganges solcher Maschinen und der sehr verringerten Stärke des von der Laufachse ausgeübten Seitendruckes jedenfalls weit weniger, als durch Locomotiven der gewöhnlichen Anordnung leidet. Der mit dieser Anordnung verbundene lange Radstand ist für das Befahren enger Krümmungen kein Hindernis, vielmehr fahren diese Locomotiven grade in solchen viel stetiger als andere, welche in Folge des überhängenden Gewichtes leicht Neigung zu ruckweiser Ablenkung zeigen und dadurch dem Gleise sehr schaden. Für 3achsige Compound-Maschinen mit äusseren Cylindern sollte man daher keine andere Anordnung wählen.

Mit den Schnellzug-Locomotiven der zweiten Lieferung sind keine Versuche über den Kohlenverbrauch angestellt worden, da von vornherein feststand, dass sich dieselben mindestens ebenso günstig verhalten würden, wie die der ersten Lieferung. Diese Maschinen leisten erheblich mehr als die älteren, sonst sehr guten Schnellzug-Locomotiven von gleicher Heiz- und Rostfläche. Zum Beispiel fahren die Compound-Locomotiven in den Berlin-Kölner Tagesschnellzügen auf der Strecke Hannover-Minden bis 40 Achsen ohne Vorspann, während bei anderen Maschinen schon bei 30 Achsen in der Regel Vorspann erforderlich wird. Diese grössere Leistungsfähigkeit dieser Compound-Locomotiven ist für die Kostenersparnis bei Weitem wichtiger, als der verringerte Kohlenverbrauch. Nimmt man zum Beispiel für den genannten Fall an, wie es der Wirklichkeit annähernd entspricht, dass für diese Züge im Jahre an etwa 120 Tagen je $2 \times 64 = 128$ Locomotiv-Kilometer Vorspann, beziehungsweise Leerfahrten zu

0,3 M. erforderlich werden, so beträgt die bei Verwendung einer Compound-Maschine durch Wegfall des Vorspannens erzielte Ersparnis $120 \times 128 \times 0,3 =$ rund 4600 M. jährlich. Nun würde man zwar auch Locomotiven gewöhnlicher Anordnung ebenso leistungsfähig herstellen können, dieselben würden aber über 42 t wiegen, also 4 Achsen erfordern und erheblich theurer sein. In Folge der bedeutenden Kosten, welche der Vorspanndienst heutzutage auf vielen Hauptlinien, namentlich bei Schnellzügen verursacht, ist die Einführung einer besonders leistungsfähigen Schnellzug-Maschine von der grössten Wichtigkeit, und hierzu eignet sich die Compound-Maschine wegen ihrer besseren Ausnutzung des Dampfes am besten. Die Leistungsfähigkeit der beschriebenen Compound-Schnellzug Locomotive kann übrigens ohne Schwierigkeit und ohne erhebliche Gewichtsvermehrung noch um 10—13 % dadurch gesteigert werden, dass man die Dampfcylinder von $420/600$ mm auf $440/630$ mm vergrössert, die Heizfläche durch Anwendung von 214 Siederöhren von 41 mm innerem Durchmesser und 3800 mm Länge zwischen den Wänden von 98 auf 110 qm bringt, und den Rost nach hinten um 50 mm verlängert. Eine solche Maschine dürfte den heutigen Anforderungen auf den meisten Strecken völlig genügen; wo dies ausnahmsweise nicht der Fall ist, würde zweckmässig eine 4 achsige Maschine mit Drehgestell Anwendung finden.

Als Ersatz für die Preussische Normal-Personenzug-Locomotive gestatte ich mir in Uebereinstimmung mit den eben dargelegten Erfahrungen die in Fig. 10 u. 11, Taf. IV dargestellte Compound-Locomotive in Vorschlag zu bringen. Cylinder und Steuerung sind denen der vorgenannten Schnellzug-Locomotiven gleich, Kessel und alle Einzeltheile in Uebereinstimmung mit der Normal-Maschine gedacht. Das Verbindungsrohr ist über den Langkessel und um das Ansehen der Maschine nicht zu beeinträchtigen, unter dem Sandkasten durchgeführt; das Haupteinströmungsrohr und das Hilfsdampfrohr liegen neben dem Verbindungsrohr. Diese Rohre können auch durch die Rauchkammer geführt werden Cylinderdurchmesser (420 mm bzw. 600 mm) und Kolbenhub (600 mm) sind derart gewählt, dass eine volle Ausnutzung der Verdampfungsfähigkeit des Kessels stattfindet.

Diese Compound-Locomotive wird etwa 800 kg oder 2,2 % schwerer, dafür aber 10—15 % leistungsfähiger als die Normal-Maschine und verbraucht für gleiche Leistungen mindestens 15 % weniger Brennstoff als letztere. Von dem Gesamtgewichte von 37,5 t würden die Laufachse 11,5 t, die Kuppel- und Triebachse je 12,5 t erhalten.

Zu den im Jahre 1883 von der Königlichen Eisenbahn-Direction zu Hannover beschafften 2 Compound-Güterzug-Locomotiven*) sind in den Jahren 1885 und 1886 weitere 13 Stück getreten, welche in Folge leichterer Ausführung der Rauchkammer fast gleiches Gewicht und gleiche Lastvertheilung wie die preussische Normal-Güterzug-Locomotive haben; die letzte Lieferung derselben ist mit ganz selbstthätig wirkenden Anlassventilen versehen; das Schliessen derselben nach Absperrung des Dampfes wird durch ein Gewicht bewirkt, welches von aussen auf den Ventilschaft drückt.

*) Siehe „Organ“ 1883, S. 146, 190.

Weitere Compound-Locomotiven nach der Anordnung des Verfassers sind seit meinem letzten Berichte erbaut worden, bzw. noch im Bau:

6 Schnellzug- und 6 Güterzug-Locomotiven für die Königl. Eisenbahn-Direction zu Hannover, erstere mit den vorstehend angegebenen verstärkten Abmessungen, sowie 2 Personenzug-Locomotiven nach den genannten Vorschlägen für die Königl. Eisenbahn-Direction zu Frankfurt a. M.

Eine Güterzug- und eine Personenzug-Locomotive für die Königlich Sächsischen Staatsbahnen, erbaut von der Sächsischen Maschinenfabrik von Hartmann, Chemnitz, beide der Anordnung nach mit den hiesigen Maschinen nahezu übereinstimmend. Die erstere ist seit dem December 1885 mit bestem Erfolge im Betriebe, letztere noch im Bau.

Eine Güterzug- und 2 Personenzug-Locomotiven für die Argentinische Entre-Rios, bzw. Staatsbahn, erbaut von der Locomotivfabrik Dubs & Co. in Glasgow. Die erstere hat im August d. J. sehr befriedigende Probefahrten auf der Caledonian-Bahn bei Glasgow gemacht; die letzteren mit breiter Spur werden mit 2 gleichzeitig gebauten Locomotiven der Anordnung Webb in Vergleich treten.

Eine Personenzug-Locomotive für Süd-Amerika in der Locomotivfabrik von Beyer & Peacock in Manchester; eine Trambahn-Maschine ebendasselbst.

Eine Express- und eine Güterzug-Locomotive für die englische North-Eastern-Bahn in den Werkstätten derselben zu Gateshead on Tyne.

Die letztgenannten 4 Maschinen werden nach den vereinigten Anordnungen des Herrn Maschinendirectors Worsdell in Gateshead und des Verfassers ausgeführt. Weitere Compound-Locomotiven sind in Vorbereitung; die Gesamtzahl derselben wird nach Vollendung der noch im Bau begriffenen 58 Stück betragen.

Zu den am oben genannten Orte mitgetheilten Versuchen mit den hiesigen Compound-Güterzug-Locomotiven ist noch nachzutragen, dass eine derselben im 1. Halbjahre 1885 an die Königliche Eisenbahn-Direction (rechtsrheinisch) zu Köln abgegeben war, und daselbst 4 Monate lang auf der Strecke Deutz-Giessen mit Steigungen 1 : 80 Dienst geleistet hat. Der Kohlenverbrauch auf 100 Achskilometer betrug 18,2 kg, gegen 21,6 kg der gleichen Dienst verrichtenden Normal-Locomotiven, woraus sich eine Brennstoff-Ersparnis von 16 % berechnet. Auch im Uebrigen verhielt sich die Compound-Locomotive durchaus zufriedenstellend.

Um die Frage aufzuklären, in welchem Grade die durch die Compound-Anordnung erzielte Brennstoff-Ersparnis eine Folge des dabei angewandten höheren Dampfdruckes sei, wurden drei der im Jahre 1884 gelieferten 7 Normal-Güterzug-Locomotiven zeitweise mit einem Dampfdrucke von 12 at in Betrieb gegeben, und, vom 1. Juni 1885 beginnend, mit den übrigen 4 Locomotiven und einer Compound-Locomotive zu einer besonderen Tour ohne Nebendienst auf der Strecke Minden-Hamm vereinigt. Diese Fahrten, welche mit kurzen Unterbrechungen und Wechsel einzelner Maschinen 8 Monate gedauert haben, lieferten folgende Ergebnisse.

	Kohlen- Verbrauch kg	Loco- motiv- km.	Geleistete Achs-km	Durch- schnitts- Zug- stärke. Achsen.	Verbrauch	
					für 1 Achs- km	in %
Normal-Loc. mit 10 at	856525	69191	6260579	90	13,7	100
Normal-Loc. mit 12 at	709925	62578	5678300	91	12,5	91,5
Compound-Loc. mit 12 at	333125	31332	2907677	93	11,5	84

Die Züge auf dieser Strecke sind meistens schwer belastet, und gaben daher den mit 12 at arbeitenden Maschinen günstige Gelegenheit den höheren Dampfdruck nutzbringend zu verwerthen, und gegen die gleichen Locomotiven mit 10 at eine Ersparnis von 8,5 % zu erzielen; auf der Main-Weser-Bahn früher mit anderen, unter sich gleichartigen Locomotiven in derselben Weise angestellte Versuche hatten keinen Unterschied im Kohlenverbrauche ergeben. Da die theoretische Rechnung eine Ersparnis von nur 4—5 % ergibt, so muss man wohl annehmen, dass die in Minden erzielten Ergebnisse die höchsten sind, welche unter günstigen Umständen durch Erhöhung des Dampfüberdruckes von 10 auf 12 at erzielt werden können, im Durchschnitte aber nicht erreicht werden. Da zu diesen Versuchen besonders schwere Züge ausgesucht waren, so waren Vorspann-Maschinen auf den langen Steigungen von $\frac{1}{300}$ — $\frac{1}{200}$ vielfach erforderlich und wurde alsdann den Zugmaschinen für die betreffenden Strecken nur die halbe Achsenzahl angerechnet; die auf diese Weise aus den Spalten 2 und 3 ermittelte durchschnittliche, von den Locomotiven allein gefahrene Zugstärke von 90, 91 und 93 Achsen zeigt, dass die Locomotiven mit 12 at Druck denjenigen mit 10 at bezüglich der Leistungsfähigkeit nur wenig voranstellen, und dass die Compound-Maschinen die schwersten Züge befördern konnten.

Allgemein ist noch zu bemerken, dass die Ersparnisse und Leistungen der Compound-Locomotiven voraussichtlich noch etwas zunehmen werden, da neuere Beobachtungen gezeigt haben, dass das Füllungsverhältnis in beiden Cylindern noch günstiger gestaltet werden kann, als es bei den zu den bisherigen Versuchen verwendeten Maschinen war. Die Locomotiven arbeiten am besten, wenn einem Füllungsgrade von 40 % im kleinen Cylinder, ein solcher von 50 % im Grossen entspricht, während bisher grössere Füllungen im letzteren angewendet wurden.

Die verschiedenen Füllungsgrade, bei sonst ganz gleicher Anordnung der Steuerung auf beiden Seiten, werden ohne Theilung der Steuerwelle dadurch erreicht, dass die Hängestangen der Coulissen verschiedene Längen erhalten, sodass die Coulisse des kleinen Cylinders für Vorwärtsgang der Mitte näher steht als diejenige des grossen Cylinders, der Längenunterschied muss etwa 6 % des Coulissenhubes betragen. Man erhält dann annähernd folgende gleichzeitigen Füllungsgrade:

	Vorwärts				Rückwärts
Kleiner Cylinder . . .	75	50	40	30	78
Grosser Cylinder . . .	78	59	50	42	75

Bei der Allan'schen Steuerung lassen sich gleiche Endfüllungsgrade auf die im »Organ« 1883, Seite 146, 190 beschriebene Weise dadurch erreichen, dass die Hebel auf die Steuerwelle unter gewissen Winkeln aufgesetzt werden; man erhält dadurch folgende gleichzeitigen Füllungsgrade.

	Vorwärts				Rückwärts
Kleiner Cylinder . . .	75	50	40	30	75
Grosser Cylinder . . .	75	58	50	42	75

Für die Rückwärtsfahrt wirkt diese Steuerung umgekehrt, sodass hier nur die Füllungsgrade von 60—75 % brauchbar sind; das ist aber bei Locomotiven mit Tendern von keinem Belange, da auch dann schon eine etwa 3fache Gesamtausdehnung des Dampfes stattfindet. Tender-Maschinen und solche, welche regelmässig rückwärts laufen, müssen bei einem Querschnittsverhältnisse der Kolben von 1 : 2 — 1 : 2,1 getheilte Steuerwellen und eine Kurbelschleife an der Handhabe erhalten, um gleich richtige Dampfvertheilung vor und rückwärts zu bewirken; oder die Kolben müssen ein Querschnittsverhältnis von 1 : 2,3 — 1 : 2,4 erhalten, wobei ungetheilte Welle und gleiche Füllungsgrade an beiden Cylindern zulässig sind.

Bei Gelegenheit der Steuerungsverhältnisse gestatte ich mir, auf die Ergebnisse der sehr sorgfältigen Versuche zurückzukommen, welche unter Leitung des Herrn Maschinen-Direktors Borodin in Kieff auf der russischen Südwestbahn mit Mallet'schen Compound-Locomotiven seit 1880 angestellt worden sind.)* Bei denselben wurden die zu den Versuchen verwendeten Locomotiven zunächst als Betriebsmaschinen der Werkstätte, dann mit möglichst gleichförmiger Leistung vor Zügen (mit Vorspannmaschine zur Aushilfe) und schliesslich im regelmässigen Dienste verwendet; die Locomotiven waren mit Dampfmänteln an den Cylindern versehen, deren Wirkung ebenfalls erprobt wurde. Die Versuche der ersten und zweiten Art, bei welchen die Maschinen verhältnissmässig geringe Leistungen zu verrichten hatten, lieferten für den Dampfmantel ein günstiges, für das Compound-System ein sehr günstiges Ergebnis, während die Versuche im regelmässigen Betriebe für die Dampfmäntel keine wesentliche, für die Compound-Maschine eine Ersparnis an Brennmaterial von 15—20 % ergaben, welche letztere mit den hiesigen Ergebnissen genau übereinstimmt.

In dem Berichte ist ferner bemerkt, dass es nicht möglich sei, bei einem bestimmten Füllungsverhältnisse in beiden Cylindern für verschiedene Geschwindigkeiten eine gleiche Vertheilung der Arbeit auf beide Kolben zu erhalten, und dass für den grossen Cylinder ein Füllungsgrad von 0,5 am vortheilhaftesten sei, eine Steigerung desselben auf 60—70 % jedoch wenig Nachtheil bringe; dass somit doppelte Steuerungshandhaben erforderlich seien. Hierzu erlaube ich mir zu bemerken, dass, da die Geschwindigkeit keinen erheblichen Einfluss auf die Arbeitsvertheilung hat und der Füllungsgrad im grossen Cylinder mit demjenigen im kleinen wechseln sollte, weil nicht nur die übertretende Dampfmenge in Folge früher beginnender Zusammendrückung im kleinen Cylinder mit abnehmendem Füllungsgrade

*) Instit. of Mechanical Engr. London 1886.

daselbst abnimmt, sondern auch namentlich bei voller Leistung eine gleiche Arbeitsvertheilung auf die Kolben zur vollen Ausnutzung der Schienenreibung nöthig ist, es doch zweckmässig erscheint, den Füllungsgrad im grossen Cylinder in der oben beschriebenen Weise mit demjenigen im kleinen Cylinder ab- und zunehmen zu lassen; umso mehr, als man dann nur eine Steuerungshandhabe und ungetheilte Welle erhält. Uebrigens ist es nicht schwer, bei getheilte Welle eine einfache Vorkehrung einzuschalten, welche selbstthätig zum Beispiel die Füllungsgrade: Kleine Cylinder 0,75 0,6 0,4 0,2
Grosse Cylinder 0,75 0,6 0,5 0,4
vor- und rückwärts hervorbringt und die grösstmögliche Dampfersparnis erzielen würde. Mir scheint indess hierfür noch kein Bedürfnis vorzuliegen, namentlich nicht bei Personenzug-Locomotiven, welche überhaupt nur mit Füllungsgraden zwischen 0,3 und 0,5 im kleinen Cylinder arbeiten.

Die in dem Berichte weiter angegebene Beobachtung, dass die Compound-Locomotive mit 1 kg Brennstoff mehr Wasser als die anderen verdampft habe, dürfte auf die, durch Beseitigung der heftigen Dampfschläge verbesserte Verbrennung zurückzuführen sein.

Zum Schlusse sei nochmals hervorgehoben, dass die von

verschiedenen Seiten gegen die Compound-Anordnung erhobenen Bedenken, als: Vermehrung der zu unterhaltenden Theile, vermehrte Aufmerksamkeit des Führers, und grössere Unterhaltungskosten bei der Anordnung des Verfassers nicht zutreffen, da das Anlass-Ventil, welches weder erhebliche Unterhaltungskosten, noch besondere Aufmerksamkeit seitens des Führers erfordert, der einzige neu hinzugefügte Theil ist. Im Uebrigen werden die Unterhaltungskosten wegen der geringeren Beanspruchung des Triebwerkes und des geringeren Kohlenverbrauchs im Verhältnisse zu den Leistungen jedenfalls geringer sein, als diejenigen anderer Locomotiven. Die Vortheile der Compound-Locomotiven: grössere Leistungsfähigkeit und geringerer Kohlenverbrauch, sind also mit keinen Nachtheilen verbunden.

Erfahrungsmässig ist es sehr schwer, in praktischen Dingen eine vorgefasste Ansicht durch schriftliche Erörterungen zu ändern, hierzu ist die wirkliche Anschauung weit geeigneter; es wäre daher sehr erwünscht, wenn die Herren, welche den Compound-Locomotiven noch nicht recht trauen, sich durch Besichtigung derselben im Dienste von deren Verhalten und Wirksamkeit ein zutreffendes Bild verschaffen wollten.

Hannover, im November 1886.

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

Von Cornelius Pecz, Ingenieur-Assistent zu Budapest.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 14 auf Taf. IV und Fig. 11—13 auf Taf. V.)

Als Beispiel der Anordnung der Joy'schen*) Steuerung zeigen wir in Fig. 14 auf Taf. IV die Anordnung der Steuerungstheile einer Güterzug-Locomotive, welche Ende der 70er Jahre vom Ingenieur Webb für die London und North-Western Bahn entworfen wurde. Im Punkte a der Lenkstange, ist ein Hebel a b drehbar befestigt, welcher im unteren Ende b von einer am Rahmen bei c gleichfalls drehbar befestigten Stange gehalten wird. An diesen von der Lenkstange bewegten Hebel schliesst im Punkte d ein zweiter doppelarmiger Hebel d e f an, dessen Drehpunkt bei e liegt, und dessen oberer Kopf f das Ende der Schieberstange trägt, welche von dem schwingenden Hebel hin und her bewegt wird. Der Drehpunkt e dieses Hebels kann aber offenbar kein fester sein, er bewegt sich vielmehr entsprechend dem Wege des Punktes d auf und nieder, wobei er durch Gleitklötze in zwei Nuthen der Gleitbacken h geführt wird. Diese Backen sind um eine wagerechte Achse mittels des Hebels e g und der Schubstange g i vom Führerstande aus drehbar, und ihre beiden Neigungen gegen die Mittellage entsprechen der Vorwärts- und Rückwärts-Steuerung, die Stärke der Neigung bemisst den Füllungsgrad.

Die Einstellung der Steuerung und die Bemessung der Einzeltheile sind bislang namentlich bei der allmählichen Entwicklung der Vorkehrung durch Modelle versuchsweise festgestellt.

*) Engineering Band XXX, 1880, Seite 125, 139, 271, 294; Band XLI, 1886, Seite 62. Appareils de Distribution par tiroirs etc. par Pichault. Paris. Bernard & Co.

Theoretische Erläuterungen der Wirkung liegen unseres Wissens bisher wenige*) vor, wir wollen daher im Folgenden untersuchen, wie man die Steuerung für gegebene Fälle unmittelbar ohne Versuche festlegen kann.

In Fig. 11, Taf. V bezeichnet d h die Triebstange, $a_1 c_1$ und a c sind zwei Lagen des an der Triebstange befestigten Hebels, welcher in c_1 bzw. c mit dem Gegenlenker $c_1 i$ bzw. c i der Länge R_1 , und in b_1 bzw. f mit dem Steuerungshebel in Verbindung steht; in der Fig. 11, Tafel V sind die Wege eingezeichnet, welche a_1 und b_1 bei einem Doppelhube durchlaufen. o ist die Mitte, zugleich Drehpunkt der Gleitbahn sowie die Mittelstellung des beweglichen Drehpunktes des Steuerungshebels $b_1 p e_1$ bzw. f o e_2 . Die Gleitbahn des Hebel Drehpunktes ist in $p_1 o p$ in gerader, in $w_1 v_1 o v_2 w_2$ kreisbogenförmig nach dem Halbmesser R gekrümmt dargestellt. Im oberen Theile der Fig. 11, Taf. V ist die Bahn des oberen Endes des Steuerungshebels, zugleich des Schieberstangen-Endes in $e_3 u_1 e_2 u_2$ und zwar für gekrümmte Gleitbahn dargestellt, während e_1 der Stellung des Schieberstangen-Endes für die Triebstangenstellung 13 bei gerader Gleitbahn entspricht. Die Kurbel habe den Halbmesser r.

Zunächst ergibt sich aus der Stellung $b_1 p e_1$ (No. 13) des Steuerungshebels für gerade Gleitbahn

$$m e_1 = p q + p e_1 \sin \gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad I.$$

*) Vergl. obige Quellenangabe.

Weiter ist $e_1 m + n_1 o_2 = b_1 e_1 \sin \gamma$, also $\sin \gamma = \frac{e_1 m + n_1 o_2}{b_1 e_1}$,
und $p g = o q \operatorname{tg} \alpha$. folglich

$$m e_1 = o q \operatorname{tg} \alpha + \frac{p e_1 (e_1 m + n_1 o_2)}{b_1 e_1}$$

da $b_1 e_1 - p e_1 = p b_1$ ist, so folgt hiernach

$$m e_1 = \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot o q \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{p e_1}{p b_1} \cdot n_1 o_2 \quad \text{I a.}$$

Aus der Bewegung der Triebstange ist nun $a_1 n = r \cdot \sin w \frac{d a_1}{d h}$
und bei gegenüber r sehr langer Triebstange annähernd $n o_1 = r \cos w$, somit

$$n_1 o_2 = n o_1 \frac{c_1 b_1}{c_1 a_1} = r \cdot \frac{c_1 b_1}{c_1 a_1} \cos w \quad \text{(1)}$$

$$o q = b_1 n_1 + p b_1 \cos \gamma - o f \cos \gamma_3, \text{ oder da } o f = p b_1$$

$$o q = b_1 n_1 + p b_1 (\cos \gamma - \cos \gamma_3).$$

$b_1 n_1$ ist $= a f \cos \beta_1 + a_1 n - a_1 b_1 \cos \beta$ oder da $a f = a_1 b_1$

$$\text{und } a_1 n = r \sin w \frac{d a_1}{d h}$$

$$b_1 n_1 = r \sin w \frac{d a_1}{d h} - a_1 b_1 (\cos \beta - \cos \beta_1), \text{ folglich}$$

$$o q = r \cdot \sin w \frac{d a_1}{d h} - a_1 b_1 (\cos \beta - \cos \beta_1) + p b_1 (\cos \gamma - \cos \gamma_3) \quad \text{(2)}$$

Setzt man 1 und 2 in I a ein, so ergibt sich:

$$m e_1 = \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot \frac{d a_1}{d h} \cdot r \cdot \sin w \cdot \operatorname{tg} \alpha + e_1 b_1 (\cos \gamma - \cos \gamma_3) \operatorname{tg} \alpha - \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot a_1 b_1 (\cos \beta - \cos \beta_1) \operatorname{tg} \alpha + \frac{p e_1}{p b_1} \cdot \frac{c_1 b_1}{c_1 a_1} r \cos w.$$

Dieser Ausdruck nimmt die Form an:

$$m e_1 = A \cos w + B \cdot \sin w + C \quad \text{I b.}$$

wenn gesetzt wird:

$$A = \frac{p e_1}{p b_1} \cdot \frac{c_1 b_1}{c_1 a_1} r \quad \text{II.}$$

$$B = \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot \frac{d a_1}{d h} r \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{III.}$$

$$C = e_1 b_1 (\cos \gamma - \cos \gamma_3) \operatorname{tg} \alpha - \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot a_1 b_1 \cdot (\cos \beta - \cos \beta_1) \operatorname{tg} \alpha \quad \text{IV.}$$

Nach der früheren Annahme $n o_1 = r \cos w$ ergibt sich:

$$a_1 c_1 \sin \beta = o_1 n = r \cos w, \text{ also } \sin \beta = \frac{r \cos w}{a_1 c_1} \text{ und}$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2 w}{(a_1 c_1)^2}}, \text{ somit ist:}$$

$$C = e_1 b_1 \cdot (\cos \gamma - \cos \gamma_3) \operatorname{tg} \alpha - \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot a_1 b_1 \cdot$$

$$\left(\sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2 w}{(a_1 c_1)^2}} - \cos \beta_1 \right) \operatorname{tg} \alpha \quad \text{IV a.}$$

Die Gleichung I b zeigt, dass die Wirkung der Steuerung einem Zeuner'schen Schieberdiagramme der Coordinaten A und B (Fig. 13, Taf. V) um so genauer entspricht, je kleiner das Glied C ist. Aus diesem lassen sich die Abweichungen beurtheilen, und aus seiner Bildung kann man die Anordnungen entnehmen, welche zu treffen sind, um dasselbe möglichst verschwinden, und die Steuerung somit thunlichst genau dem Zeuner'schen Diagramme entsprechend wirken zu lassen. Zur Durchführung dieses Vorgehens möge C

a) für die Werthe $w = 0^\circ$ und 180° ,

b) $w = 90^\circ$ und 270° bzw. wenig von diesen abweichende untersucht werden.

a) $w = 0^\circ$ oder 180°

ergibt, da für die Endstellungen 10 und 20 von $a_1 \gamma = \gamma_3$,

$$\text{ferner } \cos \beta_1 = \frac{\sqrt{(a c)^2 - (o_1 a)^2}}{a c} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{(a_1 c_1)^2}}, \text{ und } \cos w = 1$$

ist: $C = 0$.

Hieraus folgt, dass das lineare Voreilen in den todten Punkten konstant ist, — ein wesentlicher Vortheil dieser Steuerung —, und dass in den den beiden w -Werthen entsprechenden Augenblicken vor und hinter dem Kolben gleiche Kanalöffnungen erreicht sind.

b) $w = 90^\circ$ oder 270° . $\cos \beta = 1$.

Hierfür wird gemäss Gl. IV a

$$C = e_1 b_1 \cdot (\cos \gamma - \cos \gamma_3) \operatorname{tg} \alpha - \frac{e_1 b_1}{p b_1} \cdot a_1 b_1 \cdot (1 - \cos \beta_1) \operatorname{tg} \alpha \quad \text{IV b.}$$

Der allgemeine Ausdruck $(\cos \beta - \cos \beta_1)$ in IV ist also in $1 - \cos \beta_1$ übergegangen; es müsste somit für die Werthe

$w = 90^\circ$ $\cos \beta = 1$, als $\beta = 0$ werden, was nur bei unendlich langer Triebstange zutrifft. Da diese eine endliche Länge hat,

so wird zur Ermöglichung der Bedingung $w = 90^\circ$ $\beta = 0$ eine

Berichtigung durch besondere Führung des Punktes c Fig. 11, Taf. V erforderlich, auf welche wir später eingehen. Zunächst

ist zu untersuchen, wie auch für $w = 90^\circ$ $C = 0$ gemacht

werden kann. Nach IV b ist Bedingung hierfür

$$p b_1 \cdot (\cos \gamma_1 - \cos \gamma_3) = a_1 b_1 \cdot (1 - \cos \beta_1) \quad \text{V.}$$

Diese Gleichung kann benutzt werden um den Werth $\cos \gamma_1$ zu ermitteln, welcher unter Bedingung $C = 0$ den Stellungen

$w = 90^\circ$ also annähernd den Punkten 15 und 5 entspricht. Zu dem

Zwecke wird die Länge $p b_1 = o f$ den Verhältnissen entsprechend angenommen. Die Grösse $a_1 b_1 (1 - \cos \beta_1) = a f (1 - \cos \beta_1)$ kann

nach folgender Betrachtung unter den Verhältnissen entsprechender Annahme von $a_1 c_1 = a c$, d. h. von β_1 ermittelt werden.

Da die Punkte 5 und 15 der lothrechten Mittelachse sehr nahe liegen, so kann man ohne wesentlichen Fehler die Gleichungen aufstellen

$$o_1 s_1 = a_1 b_1 - r \frac{d a_1}{d h} = a f \cdot \cos \beta_1 - y_1 = a_1 b_1 \cdot \cos \beta_1 - y_1$$

$$o_1 s_2 = a_1 b_1 + r \frac{d a_1}{d h} = a f \cdot \cos \beta_1 + y_2 = a_1 b_1 \cdot \cos \beta_1 + y_2$$

$$\frac{2 \cdot a_1 b_1}{y_2 - y_1} = \frac{2 \cdot a_1 b_1 \cos \beta_1 + y_2 - y_1}{y_2 - y_1}$$

$$\text{oder } y_2 - y_1 = 2 \cdot a_1 b_1 \cdot (1 - \cos \beta_1) \quad \text{VI.}$$

Hiernach kann das doppelte des gesuchten Werthes $a_1 b_1 \cdot (1 - \cos \beta_1)$ durch ein Versuchsverfahren bestimmt werden.

Nachdem $a c$, also, da r bekannt, β_1 zweckentsprechend angenommen ist, nehme man für $a f$ eine beliebige Länge l , zeichne

auf Grund dieser die $w = 90^\circ$ entsprechenden beiden Punkte

15 und 5, und untersuche, ob der Ordinaten-Unterschied $y_2 - y_1$

dem zu berechnenden Werthe $l(1 - \cos \beta_1)$ gleich ist; beim

ersten Versuche wird das nicht zutreffen, durch Wiederholung

wird man aber schnell zu dem Werthe von l kommen, welcher

dieser Bedingung genügt. In diesem hat man dann die auszuführende Länge $a f$ gefunden, und der zugehörige Unterschied $y_2 - y_1$ giebt unmittelbar das Doppelte des gesuchten

$a_1 b_1 (1 - \cos \beta_1)$. Nun kann nach V $\cos \gamma_1$ aus

$$\cos \gamma_1 = \frac{a_1 b_1}{p b_1} (1 - \cos \beta_1) + \cos \gamma_3 \quad \text{VII.}$$

berechnet werden, denn da $p b_1 = o f$ angenommen ist, und nun auch f festliegt, so ist γ_3 aus $f o_2$ und $o f$ bekannt. Den so ermittelten Winkel γ_1 gegen das Loth trage man an 15 und 5 auf, und setze auf den gewonnenen Richtungen die Länge $p b_1 = o f$ ab; man gelangt so zu den Punkten w_2 und w_1 , nach welchen für $w = \frac{90^\circ}{270^\circ}$ der Coulissenstein zu führen ist, wenn auch für diese $C = o$ sein soll. Diese Führung erfolgt dadurch, dass man der gerade angenommenen Coulisse eine Krümmung des Halbmessers R giebt, welcher aus den Punkten w_2 o w_1 zu bestimmen ist. Die gezeichnete Schieberwegcurve in Fig. 11, Taf. V entspricht der krummen Coulisse, für die gerade sind nur die Punkte 3 und 13 in 3_1 bzw. e_1 nebengezeichnet. Bei dieser Anordnung werden nun auch für $w = \frac{90^\circ}{270^\circ}$ die Kanalöffnungen vor und hinter dem Kolben gleich.

Die Krümmung der Coulisse, d. h. R , kann man auch auf folgende Weise festlegen. Man lege in der üblichen Kolben- und Schieberweg-Darstellung (Fig. 11, Taf. V) den als günstigsten gewählten Füllungsgrad (hier 66 %) fest, und bestimme dadurch t_1 und t_2 ; bestimme ferner die den zugehörigen Kurbelstellungen entsprechenden Punkte μ und ρ zwischen 6, 7, bzw. 16, 17, schlage von t_1 und t_2 Kreisbögen mit der Länge der Schieberstange, ebenso von μ und ρ solche mit der Länge des Steuerungshebels $b_1 e_1$, und erhält so die Punkte u_1 und u_2 der Schieberwegcurve. Nun von u_1 und u_2 auf den Richtungen $u_1 \mu$ und $u_2 \rho$ die obere Hebellänge $p e_1$ absetzend gelangt man zu den Punkten v_1 und v_2 , welche mit o den Halbmesser R festlegen.

Nun bleibt noch die oben schon erwähnte Berichtigung anzubringen, welche ermöglicht, dass für $w = \frac{90^\circ}{270^\circ}$ trotz endlicher Länge $d h$ der Triebstange doch $\beta = o$ also $\cos \beta = 1$ werden kann. Hierzu ist nur nöthig, c so zu führen, dass es für die Kurbelstellungen von genau oder nahezu $\frac{90^\circ}{270^\circ}$ lothrecht unter die Punkte kommt, in welche a_1 für diese Stellungen gelangt. Da in der Gleichung IVa $a_1 c_1 \sin \beta = r \cos w$ angenommen ist, woraus $\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2 \cos^2 w}{(a_1 c_1)^2}}$ folgt, so enthält schon diese Gleichung die Bedingung, dass Punkt c sich

in der Lothrechten $c o_2$ (Fig. 12, Taf. V) bewege, d. h., wenn eine gerade Coulisse nicht angewendet werden kann, dass der den Punkt c führende Gegenlenker (ci) möglichst lang sei, und dessen Drehungspunkt i behufs symmetrischer Auf- und Abwärtsbewegung unter der Linie $d o$ und zwar in der Entfernung $a c$ genommen werde, so dass $ci = R$ sei. (Fig. 12, Taf. V.)

Bei dieser Steuerung gehen die Schieberwegcurven für alle Coulissenstellungen durch die Punkte e_2 und e_3 (Fig. 11, Taf. V), daher ist die lineare Voreilung in den todten Punkten stets dieselbe, und die Schwankung des Schieberwegmittels gering; letztere kann also durch verschiedene innere und äussere Deckungen leicht beseitigt werden.

Bei der Anordnung einer derartigen Steuerung schlage man nun den folgenden nach den obigen Betrachtungen sich ergebenden Weg ein.

Von vorn herein sind die vortheilhafteste Füllung, die äussere Schieberdeckung und die Grösse der linearen Voreilung als gegeben anzusehen; nach diesen kann man das Zeuner'sche Schieberdiagramm (Fig. 13, Taf. V) auftragen, welches die Werthe A und B liefert. r ist bekannt, ebenso $d h$ und nun werden $d a_1$, sowie $c_1 a_1 = c a$ zweckentsprechend angenommen, womit dann auch β_1 festliegt. Nach dem geschilderten Verfahren bestimme man auf Grund der Gleichung VI $a_1 b_1 = a f$, womit dann $f c$ festliegt. Nachdem nun noch $p b_1 = o f$ nach den äusseren Verhältnissen festgelegt ist, erfolgt mittels Bestimmung der Punkte $w_1 w_2$ auf Grund der Gleichung V bzw. VII die Festlegung von R , also der Form der Coulisse. Ferner lege man nun den Halbmesser R_1 fest und berechne aus II

$$A = \frac{p e_1}{p b_1} \frac{c_1 b_1}{c_1 a_1} r \quad p e_1 \quad \text{mit} \quad p e_1 = \frac{A \cdot p b_1}{r} \cdot \frac{c_1 a_1}{c_1 b_1}, \quad \text{wonach}$$

$b_1 e_1$ festliegt und aus III

$$B = \frac{c_1 b_1}{p b_1} \frac{d a_1}{d h} r \operatorname{tng} \alpha \quad \operatorname{tng} \alpha \quad \text{mit} \quad \operatorname{tng} \alpha = \frac{B \cdot p b_1}{r \cdot c_1 b_1} \frac{d h}{d a_1}, \quad \text{wo-$$

mit die Ausschlagstellung der Coulisse feststeht.

Damit sind alle Theile bestimmt.

Es mag noch darauf hingewiesen werden, dass die obige Betrachtung das stete Verbleiben des Kurbelmittelpunktes (Fig. 11, Taf. V) auf der Wagerechten $d o_1$ voraussetzt, was in Folge der Feder-Einbiegungen nicht zutrifft. Es erwächst hieraus der Steuerung eine Fehlerquelle, welche mit der bei der Steuerung von Gooch auftretenden gleich ist.

Die Worthington-Pumpe.

Mitgetheilt von Th. Lange zu Sudenburg-Magdeburg, früher Obermaschinenmeister der Magdeburg-Leipziger Eisenbahn zu Buckau.

Bei der hervorragenden Wichtigkeit, welche die Dampf-pumpe auch für den Eisenbahntechniker besitzt, halten wir es für nicht unangemessen, im Folgenden eine kurze Beschreibung der amerikanischen Dampf-pumpe von Worthington zu geben, welche schon auf der Londoner Ausstellung 1862 Aufsehen erregte, dann aber in Folge der wenig thatkräftigen Förderung ihrer Verbreitung seitens der ausführenden Londoner Fabrik bald in Vergessenheit gerieth.

Jetzt haben die Herren Weise und Monski in Halle a. S. den Bau der Worthington-Pumpe übernommen, und da es ihnen gelungen ist, derselben eine rasche Verbreitung zu verschaffen, so hat sie nunmehr auch für Deutschland an Bedeutung gewonnen, zumal bereits langjährige Erfahrungen über dieselbe vorliegen.

Besonders eigenthümlich sind dieser äusserst einfach angeordneten Pumpe ihre Steuerung und Dampfvertheilung, welche einen von Stössen und Schlägen freien Gang erzeugen.

Zwei Dampfpumpen ohne Kurbelmechanismus und Schwungrad sind, — wie aus den Figuren 3 u. 4 hervorgeht —, neben einander gestellt und so mit einander verbunden, dass sie wechselseitig auf ihre Dampfschieber einwirken. Die Bewegung des einen Kolbens verursacht die Bewegung des Dampfschiebers des anderen Kolbens, und so erfolgt die Dampfvertheilung, indem jede Kolbenstange mittelst eines langen Hebels, einer Steuerwelle und eines kurzen Hebels ihre Bewegung auf den Schieber der nebenliegenden Maschine überträgt. Die Schieber werden auf diese Weise zwangsläufig gesteuert, und die Kolben sind derartig eingestellt, dass sich der eine in der Mitte seines Hubes befindet, wenn der andere im todtten Punkte steht. — Jeder Kolben muss bei Beendigung seines Hubes warten, bis der zugehörige Schieber entsprechend bewegt ist, damit er den neuen Hub beginnen kann. Diese Pause gestattet den Pumpenventilen sich ruhig auf ihre Sitze zu setzen, und es wird somit jede stossende und schlagende Bewegung des Wassers und der Ventile vermieden.

Da der eine von beiden Schiebern immer einen Dampfkanal offen lässt, so geht die Pumpe in jeder Stellung sofort an; sie wird also lediglich durch das Oeffnen oder Schliessen des Absperrventils angelassen oder abgestellt. Die Uebelstände, welche sich bei andern unmittelbar wirkenden Dampfpumpen häufig finden, dass sie unter Umständen nicht angehen und mit der Hand gesteuert werden müssen, treten bei dieser wegen der zwangsläufigen Bewegung der Schieber nicht auf. Dabei kann dieselbe Pumpe ebensowohl 60 Hübe in der Minute machen, wie nur einen.

Eine weitere Folge dieser Anordnung ist, dass die eine Hälfte der Pumpe in dem Augenblicke die Bewegung beginnt,

wo die andere sie endigen will. Hieraus ergibt sich auch bei Abwesenheit eines Windkessels eine ganz stossfreie Förderung des Wassers. Zur Dampfvertheilung ist seiner einfachen Gestalt und Unterhaltung wegen der Flachschieber gewählt. Da hierbei alle sich bewegenden Steuerungstheile stets mit einander in Berührung bleiben, so entfällt auch der Schlag, welcher bei Anordnungen mit Daumen und Anschlagnocken nicht zu vermeiden ist.

Fig. 3.

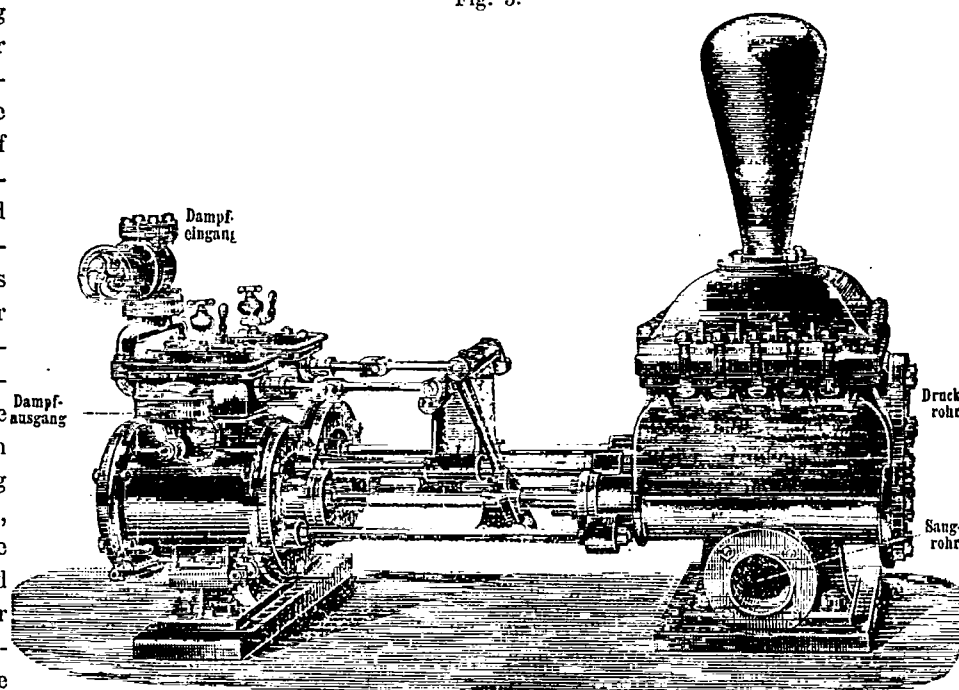
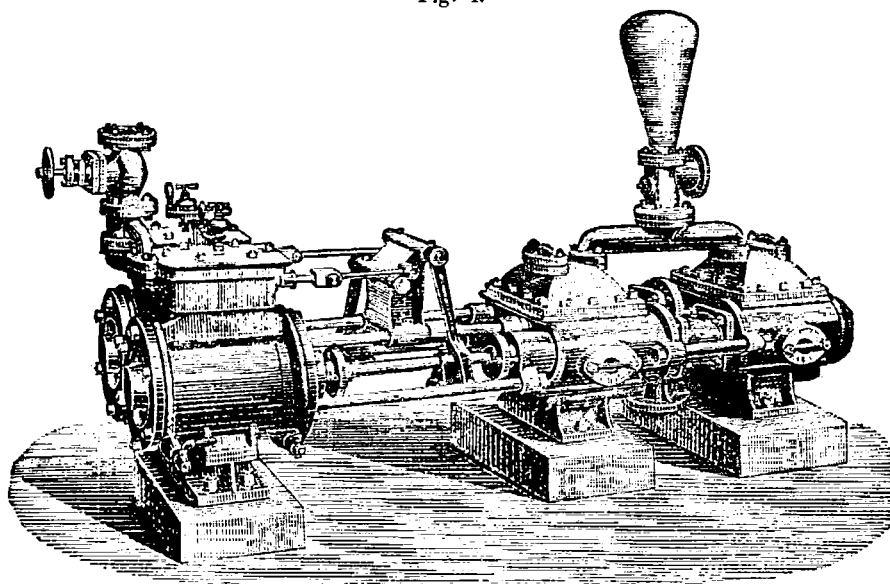


Fig. 4.



Es ist ferner noch zu erwähnen, dass die Dampfcylinder doppelte Dampfkanäle haben, um den Dampfkolben an den Enden ihrer Hübe Dampfkissen zu geben. Der Kolben steht dann einen Augenblick still, bis der zugehörige Dampfkanal durch fortgesetzte Bewegung des andern Kolbens und des damit verbundenen Schiebers wieder geöffnet wird.

Wegen des stossfreien Ganges ist hier das sonst zur Minderung der Zahl der Schläge wohl gewählte Mittel langer Kolbenhübe unnöthig; man kann der Pumpe unbedenklich eine hohe Hubzahl geben.

Die erläuterte Anordnung wird für alle möglichen Zwecke angewandt; als Kesselspeisepumpe, als Feuerspritze, für Eisenbahn-Wasser-Stationen, für unterirdische Wasserkhaltung, für Wasserversorgung von Städten, als Druckpumpe für Wasserdruckanlagen und Beförderung von

Flüssigkeiten durch lange Leitungen geringer Weite (Petroleum).

Selbstverständlich werden für diese verschiedenen Zwecke auch die Pumpencylinder und ihre Ventile verschieden angeordnet und ausgeführt; immer wird für ausreichend grosse Wasserwege durch eine grosse Zahl kleiner Ventile gesorgt.

Für grosse Anlagen werden diese Maschinen auch in der Form von Verbund-Condensationsmaschinen gebaut. Nahezu 40%

der gesammten Wasserversorgung der Städte in den Vereinigten Staaten werden durch diese Pumpen geleistet.

Ferner bestehen in Amerika etwa 70 Stück solcher Verbund-Condensations-Pumpmaschinen bei den Petroleumrohrleitungen in Stärken bis zu 500 Pferdekraft.

Die grösste dieser Leitungen ist eine von 150^{mm} lichtigem Durchmesser und 150 km Länge. Andere Arten von Pumpen haben wegen Entstehens von Stössen in diesen Fällen nicht genügt, selbst solche mit kreisender Bewegung nicht.

Die Worthington-Pumpe ist immer billiger, als eine Pumpe mit Kreis-Bewegung, weil die Kurbelübersetzung, die Schwungradwelle und das Schwungrad entfällt. Auch lässt sie eine minder umfangreiche leichtere Gründung zu, weil Dampf- und Wassercylinder fest mit einander verbunden sind und kein Stoss oder Druck auf den Unterbau übertragen wird.

Sudenburg-Magdeburg, im September 1886.

Vereinsangelegenheiten.

(Hierzu Fig. 12 u. 13 auf Taf. IV, Fig. 1—10 auf Taf. V und Fig. 5 auf Taf. VI.)

Seitens der in Stuttgart vom 26. bis 28. August 1886 zusammengetretenen General-Versammlung des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen wurden die nachfolgenden für die Technik im Eisenbahnwesen wichtigen Beschlüsse gefasst.

I. Die Schraubenkuppelung.

Die Schraubenkuppelung Blatt C und D des Abdruckes der »Technischen Vereinbarungen« vom Jahre 1882 soll nach der Darstellung Fig. 5, Tafel IV in sofern abgeändert werden, als der bewegliche Kuppelungsschwengel in Zukunft ohne Gewicht am äusseren Ende auszuführen ist. Derselbe wird um einen vernieteten Gelenkbolzen drehbar befestigt, und trägt ein Eigentumszeichen der Verwaltung, welcher er gehört.

Die Abänderung ist von der Königl. Eisenbahn-Direction zu Hannover beantragt und wie folgt begründet.

Es ist wahrgenommen worden, dass bei der Normalschraubenkuppelung der bewegliche, zum Anspannen dienende und mit Gewicht versehene Schwengel leicht zu Beschädigungen Anlass giebt, indem, wenn die Schraubenspindel so gedreht wird, dass der Schwengel nach oben steht, letzterer sich in Folge seiner Beweglichkeit umlegt, so dass das an demselben angebrachte Gewicht auf der Spindel ruht. In vielen Fällen hat aber das Gelenk des Schwengels Spielraum, so dass dann das Gewicht nicht auf der Spindel liegen bleibt, sondern seitlich an derselben niedergeht und dabei unter die eine Scheere der Kuppelung gelangen kann, wenn letztere durch Zusammenziehen schlaff wird. Beim Anziehen liegt dann das Gewicht zwischen Scheere und Spindel und hindert beide aneinander vorbeizugehen, bezw. giebt zu Verbiegungen und Brüchen Veranlassung. Durch eingehende Versuche ist festgestellt worden, dass der beschriebene Uebelstand am einfachsten durch Entfernung des Gewichts vom Schwengel beseitigt wird, da die Anwendung eines festen Schwengels ohne Gelenk Verletzungen der Arbeiter beim Einhängen der Sicherheitskuppelung herbeiführen kann. Da wo das Gewicht am Schwengel noch vorhanden ist, soll dieser nicht auf die Spindel gelegt, sondern stets nach unten gedreht werden.

II. Kuppelungen der Bremsschläuche.

Um in der Form der Kuppelungen für Bremsschläuche die erforderliche Einheitlichkeit zu erzielen, wurden Muster für dieselben festgestellt, welche demnächst den »Technischen Ver-

einbarungen« auf einem Blatte G und II beigegeben werden sollen. Dieselben betreffen sowohl die Kuppelungen für Druck-, wie solche für Saugebremsen, und sind in den Fig. 1—10 auf Tafel V dargestellt.

In den »Technischen Vereinbarungen« soll ein bezüglicher Paragraph unter No. 146a aufgenommen werden, auf welchen bezüglich der Locomotiven in § 125, bezüglich der Tender in § 131 hinzuweisen ist. Dieser Paragraph erhält den folgenden, soweit er gesperrt gedruckt ist, obligatorischen Wortlaut:

§ 146a.

Kuppelungen für Luftdruck- und Vakuum-Bremsen.

1. Luftdruckbremsen.

»Die Kuppelungsschläuche und Mundstücke erhalten die auf Blatt G dargestellte Construction (Fig. 1—6 auf Taf. V). Die Kuppelungsmundstücke müssen sich mit den einfachen Mundstücken nach Westinghouse verbinden lassen; die Länge des Kuppelungsschlauchs beträgt von der Stirnfläche des Schlauchgewindestücks bis zur Mitte des Mundstücks (im Bogen gemessen) 700 bis 730^{mm}: (empfohlen wird 715^{mm}).

Wagen ohne Uebergangsbrücken erhalten an jeder Stirnseite je einen Schlauch. Die Entfernung von Mitte Kuppelungsschlauch bis Wagenmitte beträgt 150 bis 300^{mm} (empfohlen wird 200^{mm}); der Höhenabstand von Mitte Schlauchkrümmer bis Zugstangenmitte beträgt 500 bis 750^{mm} (empfohlen wird 550^{mm}); das vom Wagenende abstehende Ende dieses Krümmers liegt in einer Entfernung von 500 bis 350^{mm} hinter der die Bufferstossflächen berührenden Verticallebene (empfohlen wird 500^{mm}).

Wagen mit Uebergangsbrücken erhalten an jeder Stirnseite zwei Kuppelungsschläuche, deren Mitten 480 bis 800^{mm} von Wagenmitte abstehen (empfohlen wird 480^{mm}); die horizontalen Schenkel der Schlauchkrümmer dürfen bei tiefer Lage nicht über die Oberkante der Wagenplattform herausragen; bei hoher Lage beträgt der Verticalabstand von der Mitte derselben bis Zugstangenmitte 500

bis 750^{mm} (empfohlen wird 550^{mm}); die vom Wagen abstehenden Enden dieses Krümmers liegen in einer Entfernung von 500 bis 350^{mm} hinter der die Bufferstossfläche berührenden Verticalebene (empfohlen wird 500^{mm}).

Für jeden Kuppelungsschlauch ist eine Leerkuppelung bezw. eine Schlauchstütze anzubringen.

Für jeden Kuppelungsschlauch (auch für diejenigen an den Leitungswagen) ist unmittelbar unter dem Schlauchkrümmer ein Absperrhahn anzubringen, welcher so eingerichtet ist, dass nur eine Vierteldrehung möglich ist und der Hahnschlüssel horizontal steht, wenn die Durchgangs-Oeffnung frei ist, dagegen vertical nach oben, wenn dieselbe verschlossen ist.

An der Rückseite der Tender und Tender-Locomotiven sind die Kuppelungsschläuche nach den für die Wagen giltigen Vorschriften anzubringen. Die Anbringung von Kuppelungsschläuchen am Vorderende der Locomotiven wird zur Ermöglichung des Vorspanngebens sowie zur Ankuppelung in verkehrter Stellung empfohlen.

2. Vakuumbremsen.

Die Kuppelungsschläuche und Mundstücke erhalten die auf Blatt H (Fig. 7—10, Taf. V) dargestellte Construction, als Kuppelungsmundstücke sind die Hardy'schen Muffen von 58^{mm} lichtigem Durchmesser in solcher Stellung zu verwenden, dass die Klinke bei herabhängendem Schlauche dem flachen Buffer zugewendet ist; die Länge des Bremschlauchs von Aussenkante des Schlauchverbindungsstücks bis Dichtungsfläche der Muffe beträgt 770 bis 870^{mm} (empfohlen wird 820^{mm}). (Fig. 9, Taf. V.)

Jeder Wagen erhält an jeder Stirnseite einen Kuppelungsschlauch. Die Entfernung von Mitte Kuppelungsschlauch bis Mitte Wagen beträgt 150 bis 300^{mm} (empfohlen wird 200^{mm}); das Vakuumrohr mündet an der Stirnfläche des Wagens horizontal in einem Verticalabstand von höchstens 200^{mm} unter Zugstangenmitte; die Stirnfläche des Schlauchverbindungsstücks liegt in einer Entfernung von 500 bis 670^{mm} hinter der die Bufferstossflächen berührenden Verticalebene (empfohlen wird 600^{mm}).

Für jeden Kuppelungsschlauch ist eine Leerkuppelung anzubringen.

An der Rückseite der Tender und Tender-Locomotiven sind die Kuppelungsschläuche nach den für die Wagen giltigen Vorschriften anzubringen. Die Anbringung von Kuppelungsschläuchen am Vorderende der Locomotive wird zur Ermöglichung des Vorspanngebens sowie zur Ankuppelung in verkehrter Stellung empfohlen.

Abweichungen von vorstehenden Vorschriften für die Kuppelungen der Luftdruck- und Vakuum-Bremsen sind für solche Fahrzeuge, die nicht über die eigene Bahn hinausgehen, ohne Weiteres, für auf fremde Bahnen übergehende Fahrzeuge nur mit Zustimmung aller benutzenden Verwaltungen zulässig.◀

III. Handgriff für Nothsignale und Nothbremsen.

Um die Benutzung der Nothsignale bezw. Nothbremsen für die Reisenden zu erleichtern, ist beschlossen, denselben eine einheitliche Gestalt, und zwar die eines unter der Wagendecke mit entsprechender Umschrift angebrachten Handgriffes zu geben, der Art wie er in Fig. 12 u. 13, Taf. IV dargestellt ist.

Bezüglich der Anbringung dieser Handgriffe wird in die »Technischen Vereinbarungen« ein Paragraph 146 b mit nachfolgendem, soweit er gesperrt gedruckt ist, obligatorischem Wortlaute angenommen:

§ 146 b.

Nothsignale und Nothbremsen.*)

Es wird empfohlen, die Griffe für die mit den durchgehenden Bremsen verbundenen Nothsignale bezw. Noth-Bremsen an der Wagendecke zwischen den Sitzen anzubringen und so einzurichten, dass durch Herabziehen des Griffes das Nothsignal bezw. die Bremse in Thätigkeit gesetzt wird.

Es wird empfohlen, in jeder Wagenabtheilung mindestens einen Griff von der in Fig. 12 u. 13 auf Tafel IV dargestellten Form anzubringen.

Dicht bei jedem Griffe ist in auffälliger Weise die Anschrift »Nothsignal«, ausserdem an leicht sichtbarer Stelle in jeder Wagenabtheilung eine den Gebraucherklärende Anweisung anzubringen.

In § 225 der »Technischen Vereinbarungen« ist als zweiter Absatz zuzusetzen:

»Bei Personenzügen, die mit solchen durchgehenden Bremsen ausgerüstet sind, welche bei einer Zugtrennung selbstthätig in Wirksamkeit treten und die es ausser dem Locomotivführer auch dem wachhabenden Fahrbeamten und den Reisenden ermöglichen, den Zug zum Stehen zu bringen, darf von der Mitführung der Zugleine oder der dieselbe ersetzenden Vorrichtung (Abs. 1) Abstand genommen werden.«

*) Diese Einrichtung für Nothsignale und Nothbremsen ist von der General-Versammlung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zu Stuttgart vom 26.—28. August 1886 zwar beschlossen, hat jedoch die Genehmigung einer genügenden Anzahl der Verwaltungen des Vereins nicht gefunden und tritt daher nicht in Kraft.
Die Red.

Nachruf

Gustav Reder †.

Am 24. Mai 1886 verschied zu Berlin einer der den Dienstjahren nach ältesten und erfahrensten Eisenbahn-Techniker, der allgemein bekannte und beliebte Königl. Regierungs- und Baurath a. D. Gustav Reder im 65. Lebensjahre, der zu der Redaction dieses Blattes in vielfachen Beziehungen gestanden hat, und dessen Tod in weite Kreise der Eisenbahn-Techniker, wie in den engeren Freundeskreis der Redaction eine schmerzliche Lücke gerissen hat.

Wir lassen den von einem Freunde unseres Blattes verfassten, auch in der Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen wie in Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen veröffentlichten Nachruf des hochverehrten Dahingeshiedenen folgen.

Gustav Reder wurde am 2. October 1821 geboren zu Braunschweig auf einer Reise der Eltern nach Hildesheim, wo sein Vater als Wegebau-Inspector wohnte. Der Verstorbene erhielt in Hildesheim seine Gymnasialbildung und machte in Hannover seine Fachstudien, sowie die Staatsprüfungen für das Eisenbahn-Baufach.

Sein Eintritt in das Berufsleben fällt in die Zeit der ersten Hannover'schen Eisenbahnbauten, deren weiterer Entwicklung er mit regem Interesse und thätiger Theilnahme gefolgt ist. Sein klares Verständniß für die praktischen Fragen des Lebens und seine Begabung für mechanische Dinge erleichtertem ihm die Lösung der damals vorliegenden Aufgaben, mit ungeschulten Kräften verhältnissmässig grosse Werke auszuführen und erwarben ihm bald eine geachtete Stellung in der Eisenbahnverwaltung seines engeren Heimathlandes.

Zuerst beim Bau der Hannover-Braunschweiger Bahn als Bauführer beschäftigt und 1843 zum Bauconducteur II. Classe ernannt, wurde ihm 1844 die Ausführung von Vorarbeiten und die Leitung einer Bausection der Uelzen-Harburger Bahn übertragen. Nach Vollendung dieses Baues ist der Dahingeschiedene vorzugsweise im Eisenbahnbetriebe thätig gewesen, und zwar als Hilfsarbeiter bei den Betriebsinspektionen Lüneburg, Harburg, Göttingen und von 1855—1868 als Vorsteher der Betriebsinspektion Osnabrück. Seine feste Anstellung erfolgte im Jahre 1850 nach bestandenen zweiten Examen, seine Ernennung zum Eisenbahn-Bauinspector 1856, zum Eisenbahn-Betriebsdirektor 1860.

Zwei Jahre nach dem Aufhören der Selbständigkeit Hannover's wurde Gustav Reder, im August 1868, nach Berlin in das technische Bureau der Abtheilung für Eisenbahnwesen im Handelsministerium berufen, aber noch in demselben Jahre kommissarisch und 1869 definitiv als Ober-Betriebsinspector an die Niederschlesisch-Märkische Eisenbahn versetzt, dann 1871 kommissarisch mit der Wahrnehmung der Geschäfte eines technischen Mitgliedes der Eisenbahndirection in Kassel beauftragt und 1872 zum Regierungs- und Baurath, sowie zum technischen Mitgliede der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahndirection ernannt.

1873 schied er aus dem preussischen Staatsdienst, um bei der Berlin-Görlitzer Eisenbahn als technisches Mitglied der Direction einzutreten, in welcher Stellung er bis zur Verstaat-

lichung dieser Bahn am 1. Mai 1882 verblieb. Den ihm angebotenen Wiedereintritt in den Staatsdienst glaubte Reder aus verschiedenen Gründen ablehnen zu müssen, obgleich es ihm ungemein schwer wurde, eine ihm lieb gewordene Art der Thätigkeit aufzugeben, um der wohlverdienten Ruhe zu pflegen. Der Verewigte bekleidete dann noch das Amt eines Directionsmitgliedes der Priegnitzbahn, blieb Mitglied des Aufsichtsrathes des Georgs-Marienvereins und Osnabrücker Stahlwerks und widmete seine freie Zeit seiner Familie, seinen Freunden, seinen Lieblingsstudien, in den Hörsälen der Universität, im Verkehr mit der Jugend, lernend und belehrend, wohlwollend und aufopfernd, überall und stets bereit zu rathen und zu helfen. Nicht lange mehr war es dem früher so rüstigen Manne vergönnt, in dieser Weise zu wirken und zu leben. Ein unheilbares Leiden trübte seine letzten Lebensjahre und führte ihn dem Grabe zu.

An Bauausführungen, bei denen Reder thätig gewesen, sind ausser den bereits erwähnten der Hannover'schen Staatsbahnen eine Grubenbahn der Georgs-Marienhütte, die Görlitz-Zittau-Seidenberger Eisenbahn und die Bahn von Lübbenau nach Kamenz zu nennen.

Reder's Verdienste nm das Eisenbahnwesen liegen vorzugsweise in der Verbesserung und Vervollkommnung der Betriebs- und Verkehrseinrichtungen, Verdienste, die ihrer Natur nach zwar nicht geeignet sind, den Namen ihres Urhebers weit hinaus zu tragen, die aber doch nicht verfehlt haben, dem bescheidenen Manne die volle Anerkennung der Eingeweihteren einzutragen. Die Sitzungsprotocolle der Vereine, denen Reder angehörte, namentlich des Vereins für Eisenbahnkunde, geben über seine Thätigkeit auf diesem Felde reiche Auskunft. Wir erinnern nur an die Einführung des Omnibusverkehrs auf der Görlitzer Bahn. Berichte über die auf einem anderen Gebiete des Eisenbahnwesens liegenden Untersuchungen und Studien, so u. a. die auf eingehende Versuche gegründete Arbeit über die Verwitterung der Steinkohlen und über Kokereien finden sich in den älteren Jahrgängen der »Zeitschrift des Hannover'schen Architekten- und Ingenieurvereins«. Der »Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen«, sowie unserer Zeitschrift ist der Dahingeschiedene während vieler Jahre ein treuer Mitarbeiter gewesen.

Bei einer glücklichen Naturanlage hat es Reder verstanden, den Ernst des Dienstes stets in harmonischen Zusammenklang mit dem Humor des Lebens zu bringen; er hat die Poesie des Eisenbahnwesens erfasst und durchgekostet wie wenige seiner Genossen. Seine nie schlummernden Erinnerungen aus jungen Jahren, sein unversiegbarer Schatz an Anekdoten, sein Talent, allen Tagesbegebenheiten die heitere Seite abzulauschen, gaben ihm reichen Stoff für muntere Unterhaltung; manch würzige Tischrede, manch frisches Lied, manch launiger Reim ist über seine Lippen gegangen.

Eine Thräne freudiger Erinnerung an glückliche mit dem Verewigten durchlebte Stunden mischt sich zu denen der Trauer über seinen Heimgang.

Er war ein echter Deutscher Mann, ein Ehrenmann durch und durch.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeines.

Spurweite-Veränderung auf den nordamerikanischen Eisenbahnen.
(Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwalt. 1886, S. 622.)

Die nordamerikanischen Eisenbahnen waren bekanntlich vorzugsweise mit Spurweiten von 4 Fuss $8\frac{1}{2}$ Zoll engl. (1435^{mm}), 4 Fuss 9 Zoll (1448^{mm}), 5 Fuss (1524^{mm}), 5 Fuss 6 Zoll (1676^{mm}) und 6 Fuss (1829^{mm}) ausgeführt. Die letzten beiden grossen Spurweiten sind schon früher aufgegeben, und jetzt ist auch die Spurweite von 5 Fuss (1524^{mm}) beseitigt. Etwa 2400 km südliche Bahnen hatten diese Spurweiten schon früher abgeändert und auf einzelnen grösseren Bahnen war diese Abänderung 1885 und im Anfange 1886 vorgenommen; die Hauptabänderung ist bis zur Mitte des Jahres 1886 durchgeführt.

Zunächst begann man die grossartige Arbeit auf solchen Zweiglinien, durch deren Veränderung der Durchgangsverkehr keine Störung erlitt, um die gesammten eingeübten Kräfte sodann für die Verwendung auf den Hauptstrecken frei zu bekommen. Die Hauptarbeit begann im Mai 1886, als die Louis-

ville und Nashville nebst den ihr untergebenen Bahnen, die Chattanooga- und St. Louisbahn, die Cincinnati-, New-Orleans- und Texas Pacificbahn, die Memphis- und Charlestonbahn, die westlichen Linien der Georgia-Centralbahn und die Bahnen von Florida ihre Spuränderung bewirkten, welchen die übrigen Bahnen bald folgten.

Obwohl die umgebauten Strecken im Ganzen rund 18500 km lang sind, kam, soweit bekannt geworden, nirgendwo eine Störung oder ein Unfall dabei vor, und bereits am 2. Juni 1886 fuhren Züge der vereinbarten Spurweite durch den ganzen Süden.

Diese von den südlichen Bahnen angenommene regelmässige Spurweite beträgt 4 Fuss 9 Zoll engl. (1448^{mm}) und dieselbe herrscht nun südlich des Potomacflusses durchgängig, mit Ausnahme der Illinois-Centralbahn, der Mobile- und Ohionbahn und der Cincinnati-, New-Orleans- und Texas Pacificbahn, welche die Beibehaltung der in Nordamerika noch mehr verbreiteten Spur von 4 Fuss $8\frac{1}{2}$ Zoll engl. (1435^{mm}) vorgezogen haben.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Stampede-Pass-Tunnel der Nord-Pacificbahn in Nord-Amerika.
(Railroad Gazette 1886, October, S. 671.)

Auf der Linie der Nord-Pacificbahn ist in den Cascadebergen, Washington-Ferritory, am Stampede-Pass, welcher in einem Sattel von 1850^m Meereshöhe die Gebiete des Mosquito-Creek und des Camp-Creek verbindet, seit dem 5. Februar 1886 ein Tunnel im Bau, dessen Länge 3,00 km betragen wird. In der unwegsamen Gegend, in welcher der Mosquito-Creek künstlich abzuleiten war, war die Einrichtung der Arbeitsstelle besonders schwierig, nach welcher vier Kessel und zwei Pressluft-Erzeuger von Ingersoll zu schaffen waren. Täglich wurden etwa 75 cbm Fels bei einem Tunnelfortschritte von 3,35^m bis 3,66^m ausgebracht. Für die Luftleitung sind vier Behälter von 3 t Gesamtgewicht auf den Boden eines Teiches gebolt, welcher aus dem Mosquito-Creek gefüllt wird, um die Luft zu kühlen. Die Luftleitung dient durch Zweigleitungen auch zum Betriebe der Schmiedefeuer. Die mit Gerüsten in den Tunnel geklemmten Bohrer bestehen aus 15 cm weiten Eisenrohren, und werden mit 3,2 at Luftpressung betrieben.

Die Sprenggase werden durch eine hölzerne Leitung von 71 × 76 cm an einer Seite zurückgeleitet, während an der anderen eine Zuleitung von Trinkwasser und Spülwasser für die Bohrer aus dem Bache liegt. Die Beleuchtung erfolgt in 61^m Abstand durch elektrische Lampen, welche in der Achse aufgehängt diese zugleich angeben. Die Einrichtung ist zunächst mit einer Dampfmaschine ausgestattet, später soll sie aber vom Mosquito-Creek durch eine Turbine mit 50^m Druckhöhe versorgt werden. Die Einrichtung ist an beiden Mundlöchern beinahe gleich, jedoch steht am Westende nur ein Wasserdruck von 15,2^m zu Gebote.

Im Tunnel liegt ein schmales Gleis für Förderwagen, ausserdem aber ein 4,58^m weites, auf welchem ein bewegliches Gerüst vor Ort gefahren wird. Die Beladung der unter dem Gerüste stehenden Wagen erfolgt gleichzeitig von unten und von dem Gerüste aus.

Der Querschnitt ist für gewöhnliche Spur eingerichtet und hat im Basaltfelsen 6,72^m Höhe bei 5,03^m Breite. Da wo Ausbölung und Wölbung erforderlich ist, wächst die Breite auf 7,00^m.

Verwendung kalter Luft beim Tunnelbau.

(Le Génie Civil 1886, October, Seite 395.)

(Vergl. Organ 1886, Seite 229.)

Einer der bewohntesten Theile von Stockholm am Nordufer des Mälar-Sees wird durch einen 21^m hohen ziemlich steilen Höhenzug durchschnitten, welcher Treppenanlagen erfordert und daher den Verkehr erheblich beeinträchtigt. Der Tunnel liegt in der Richtung einer Strasse, ist 230^m lang, 3,8^m hoch und 3,95^m weit, für Fussgänger bestimmt, und verlangte bei der Ausführung grosse Vorsicht, weil der Tunnel 15^m vom Westende entfernt unter den Gründungen zweier fünfstöckiger Gebäude hingehet, welche einander so nahe stehen, dass die Seitenmauern thatsächlich unter dem Mauerwerke der Häuser liegen; letzteres bleibt nur 3^m über dem äusseren Gewölbescheitel.

Vom Ostende her konnte ein Sohlstollen ohne grosse Schwierigkeit fast ganz durchgebracht werden, da er beinahe bis zum Westende in einer Granitbank lag; nur bei der Ausweitung durchbrach man an mehreren Stellen den Felsen nach oben, und kam in ein Bett feinen Sandes, welches an diesen Stellen

vollständige Verzimmerung nöthig machte. Schlimmer lag die Sache an dem steilen Westhange. Die erwähnten Häuser stehen hier in einer Kiesmasse mit thonigem Bindemittel und einzelnen gröberem Findlingen. Da die Gründungen der Häuser in Folge ihrer Tiefe und der geringen Festigkeit des Untergrundes durch offene Baugruben nicht zu unterfahren waren, so griff der Leiter des Baues, Herr Lindmark, den Tunnel hier mit eisernem Ausbau nach Rziha an; es zeigte sich aber schon nach einem Fortschritte von 12^m, dass der eiserne Brustschild aus Platten von 0,3^m × 0,3^m das Wasser in genügenden Mengen durchliess, um den Thon aufzuweichen, und Einbrüche des des Bindemittels beraubten Kieses fürchten zu lassen.

Lindmark machte daher mit bestem Erfolge den Versuch, ein Gefrierverfahren einzuführen. Es wurde eine Kaltluftmaschine von Lightfoot mit 700 cbm Leistung in der Stunde beschafft. Diese wird von einer liegenden Dampfmaschine betrieben und zeigt auf einer durchlaufenden Kolbenstange einen doppelwirkenden Presscylinder mit Wassermantel und einen einfachwirkenden Ausdehnungscylinder. In dem Unterbau liegen zwei eiserne Kühlkammern mit Bronzeröhren von 2 cm äusserem Durchmesser, in denen kaltes Wasser der Richtung der ankommenden Pressluft entgegenströmt. Das Wasser geht von hier noch durch den Wassermantel des Presscylinders. Die Luft geht aus dem Presscylinder in die Kühlkammern, von hier in den Ausdehnungscylinder, wo sie 60% der beim Pressen angewendeten Arbeit nutzbringend an den Kolben wieder abgiebt, und verlässt den Cylinder mit 1 at Pressung und — 25° C. bis — 30° C. Vor der Brust stellte man durch eine doppelte Holz wand mit Holzkohlenfüllung eine geschlossene Arbeitskammer her, welche durch 60 Stunden gekühlt wurde. Hierauf zeigte sich, dass der Kies an der Sohle 1,5^m, in der Nähe der Wölbung 0,3^m, über dem Scheitel gar nicht gefroren war. Die mittlere Wärme betrug 4,5° in der Kammer, trotzdem aber 0° in der Höhe des äusseren Gewölberückens 4,8^m über Tunnelsohle. Dieses Verhältnis erwies sich als sehr vorthellhaft, weil der starke Frostkörper unten die Einbrüche verhinderte und dabei das Eintreiben der für die Auswölbung später nothwendigen Pfähle möglich blieb. Die Länge der Arbeitsringe betrug 1,5^m, mit dem Ausbruche wurde von oben nach unten vorgegangen, um einen eisernen Tunnelbogen in derselben Reihenfolge einbauen zu können; in der unteren Hälfte war das Gebirge jedoch so fest, dass man diesen Theil der Bögen hätte entbehren können. Die Kaltluftmaschine ging nur Nachts, wodurch die Kälte genügend gehalten wurde. Morgens fanden sich — 2° bis — 4° in der Arbeitskammer, doch stieg die Wärme nach Beginn der Arbeit sehr schnell auf 0°. Waren zwei neue Bögen eingebaut, so rückte man die Abschlusswand zur Verkleinerung der Kammer von 162 cbm auf 81 cbm um zwei Ringlängen vor. In dem so freigewordenen Theile von zwei Ringlängen fand sich das Gebirge dann noch genügend gefroren, um eine bequeme Herstellung des Mauerwerkes, und sorgfältige Füllung aller Hohlräume zu gestatten. Das Mauerwerk bestand aus Beton mit 1 Theil Portland-Cement auf 2½ Theile Sand und 6 Theile Steinschlag von Granit. Man gelangte so mit 0,3^m Tagesfort-

schrift 24^m vorwärts; dann kam man in reinen Sand, welcher die Aufgabe des Gefrierverfahrens ermöglichte, und 0,75^m Tagesfortschritt ergab.

Die Arbeiten haben vom Sommer 1885 bis Ende Mai 1886 gedauert. Von den beiden unterfahrenen hohen Häusern ist das eine ganz unversehrt geblieben, die Vorderwand des anderen ist 25^{mm} gesunken, zeigte aber vor dem Tunnelbau schon erhebliche Verletzungen, und war überhaupt in minder gutem Zustande. Der Preis des Tunnels ist in Folge der durch das Gefrierverfahren auf so geringe Länge erwachsenen bedeutenden Anlagekosten auf 1375 M. für 1^m der Länge gestiegen.

Der Severn-Tunnel.

(Engineering 1886, August, Seite 210)

Der Severn-Tunnel, über dessen ungewöhnlich schwierige, drei Male durch Wassereinbrüche unterbrochene Ausführung wir im »Organe« 1885 Seite 85 ausführlich berichtet haben, und dessen Bau schon 1872 begann, ist im August 1885 zum ersten Male von einem Versuchszuge befahren, die Arbeiten an der Wasserführung und der endgültigen Aufstellung der Pumpen waren aber noch so bedeutende, dass der erste Güterzug erst am 1. Januar 1886 gefahren und ein regelmässiger Güterverkehr nicht vor dem 1. September 1886 eingerichtet werden konnte; für den Verkehr von Reisenden ist der Tunnel noch nicht offen. Die Hauptabmessungen dieses Werkes, welches ein hervorragendes Zeugnis für die Zähigkeit des Ingenieurs in der Ueberwindung auch der grössten Schwierigkeiten ablegt, möge hier kurz nochmals angeführt werden. Die Länge des ganzen Tunnels beträgt 7000^m, von denen etwa 3600 zwischen Deichen des Severn liegen; die grösste Höhe und Weite des Tunnels betragen 6,1^m. Die grösste Wassertiefe über dem Tunnel beträgt rund 10^m bei tiefster Ebbe und 27,7^m bei höchster Fluth, dabei ist die Erddecke des Tunnels an der schwächsten Stelle 9,3^m stark. Die Tunnelrampen haben eine Steigung von 1:100 an der englischen, und von 1:90 an der Seite von Wales, da man naturgemäss von dieser Seite die schwersten Lasten erwartet. Die Entwässerung erfolgt vom Tunnelsattel aus durch einen unter dem Tunnel liegenden 1,52^m weiten Stollen mit Gefälle nach dem wallisischen Ufer, wo bei Sudbrook der Pumpschacht steht. Unter gewöhnlichen Verhältnissen werden hier in der Minute 22,7 cbm Wasser zu heben sein, doch werden die Pumpen auf die vierfache Menge eingerichtet. Um die Pumpenarbeit thunlichst einzuschränken, wird das Wasser aus den Voreinschnitten an den Mundlöchern durch besondere Pumpen abgefangen. Der ganze Aushub betrug rund 535 cbm, trotz der schwierigen Verhältnisse wurde ein grösster Monatsfortschritt von 365^m erreicht.

Der Tunnel ist unter der Oberleitung des Sir Hawkshaw von T. Richardson als Bauleiter und J. A. Walker als Unternehmer im Auftrage der Great-Western Eisenbahngesellschaft ausgeführt, welche das grossartige Unternehmen nicht scheute, um die Verbindung zwischen London und Südwesten um rund 24 km abzukürzen.

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

Schaustellung von Oberbau-Anordnungen im Osnabrücker Stahlwerke.

In unserem Berichte über »die Fortschritte des Eisenbahnwesens« müssen wir auf eine Schaustellung des Stahlwerkes in Osnabrück, einer Abtheilung des Georgs-Marien Bergwerks- und Hütten-Vereins, aufmerksam machen, welche die Fortschritte des Eisenbahn-Oberbaues in den letzten Jahrzehnten so vollständig zeigt, wie solche an einer andern Stelle kaum vor Augen geführt sein dürften. Es ist bekannt, mit welchem Eifer und welcher Thatkraft der Director des Osnabrücker Stahlwerkes, Herr Haarmann, sich seit Jahren mit der Herstellung des eisernen Oberbaues für Haupt-, Neben- und Strassenbahnen beschäftigt, bestehende Anordnungen verbessert und neue erfunden und ausgeführt hat. Derselbe hat sich aufs eifrigste bemüht, die bei neuen Entwürfen anfangs fast unvermeidlich auftretenden Mängel nach den gewonnenen Erfahrungen zu beseitigen und die bei anderen Anordnungen hervorgetretenen Mängel zu vermeiden. Dieses Bestreben hat denselben dazu veranlasst, von den bestehenden älteren Oberbauten eingehend Kenntnis zu nehmen, und sich von einer grossen Zahl derselben stark befahrene Gleisstücke von einer Schienenlänge zu verschaffen. Namentlich hat er solche zu erhalten gesucht, an denen die bei jeder Anordnung mit der Zeit kenntlich werdenden Mängel besonders ausgeprägt hervorgetreten sind.

Diese älteren und neueren Oberbaustücke aus breitbasigen und Stuhl-Schienen mit hölzernen Querschwellen, mit Steinwürfel-Unterlagen, sowie mit eisernen Querschwellen der verschiedensten Querschnitte und mit den abweichenden Befestigungsarten der Schienen auf den Querschwellen, ferner die Langschwellen-Anordnungen von Scheffler, Hilf, de Serres & Battig, Hartwich und Haarmann, sowie der Schwellenschienen-Oberbau von Haarmann sind nach ihren verschiedenen Entwicklungs-Stufen in einem etwa 150^m langen Ausstellungsgebäude übersichtlich, thunlichst nach der Zeit ihrer Entstehung geordnet, und in einer zur Betrachtung bequemen Höhe aufgestellt.

Besonders vollständig sind dabei selbstverständlich die Oberbau-Anordnungen nach Haarmann'schen Entwürfen vertreten, von denen nach den gemachten Mittheilungen von 1878 bis jetzt über 2000 km auf Haupt-, Neben- und Strassenbahnen verlegt sind. Haarmann trat im Jahre 1878 bekanntlich zunächst mit seiner *Langschwelle* hervor, welche mit mehrfachen Veränderungen und Verbesserungen bis October 1885 auf 720 km Hauptbahnen und 180 km Nebenbahnen zur Verwendung gekommen ist.

Die namentlich auf den preussischen Staatsbahnen als *Querschwelle* für Hauptbahnen verwendete Haarmann'sche Kastenschwelle wurde von ihm seit 1882 dadurch vervollkommnet, dass er zwischen Schiene und Schwelle eine flusseiserne keilförmige Hakenplatte einschob, welche mit einem unteren hakenförmigen Ansatz durch ein Loch in der Schwellendecke unter letztere und mit einer oberen Nase über den äusseren Schienenfuss greift, so dass nur noch auf der inneren Seite eine Schraubenbefestigung erforderlich wird, die Schwelle gerade bleiben kann und die Abnutzung der Schwellen-

decke vermindert wird. Nach der uns gemachten Mittheilung sind von diesem Querschwellen-Baue bis October 1885 schon 180 km ausgeführt, und seit jener Zeit fernere lange Strecken in Angriff genommen.

Ferner ist dort der sogen. Zwillingschienen-Oberbau für Strassenbahnen ausgestellt, welcher aus zwei hohen schiefer zur Mittelebene entwickelten, durch fluss- oder gusseiserne Zwischenstücke und Schraubenbolzen zusammengehaltenen und kräftig verlaschten Schienen besteht. Durch eine Versetzung der Schienen und die Verlaschung wird der Stoss so sehr gesichert, dass derselbe beim Befahren kaum fühlbar wird. Von diesem Oberbau für Strassenbahnen sind von 1880 bis jetzt 420 km verlegt.

Durch das gute Verhalten der Stösse dieses Zwillingschienen-Oberbaues für Strassenbahnen wurde Haarmann auf den Gedanken geführt, auch für Hauptbahnen einen ähnlichen zweitheiligen Oberbau zu entwerfen, den sogen. Schwellenschienen-Oberbau, welcher bekanntlich aus zwei lothrecht getrennten Hälften besteht, die in der Weise dicht mit einander vernietet sind, dass die Stösse der einen Hälfte gegen die der anderen versetzt erscheinen; die Stösse werden ausserdem durch zwei kräftige ebenfalls versetzte Laschen gesichert. Wenn die Räder gleichmässig von beiden Hälften des Schienenkopfes unterstützt werden, so finden sie eine nahezu stetige, an keiner Stelle ganz unterbrochene Lauffläche, so dass ein Stoss der Fahrzeuge an den Schienenenden auf den bis jetzt verlegten Versuchstrecken nicht zu bemerken ist. Nach den ersten im Jahre 1883 verlegten kurzen Versuchstrecken auf dem Osnabrücker Stahlwerke wurde bald eine fernere und im Jahre 1884 eine noch verbesserte Anordnung der Schwellenschiene in 1 km Länge auf der Bahnlinie Hassbergen-Georgs-Marienhütte verlegt. Bis jetzt sind nach den uns gemachten Mittheilungen von dieser Schwellenschiene 15 km theils auf Hauptbahnen, theils in schwächerer Ausführung auf Neben- und Strassenbahnen verlegt, und es ist nach den erzielten günstigen Ergebnissen im August 1885 eine 1 km lange Probestrecke auf der sehr stark belasteten, sowohl von den Köln-Berliner Schnellzügen wie von zahlreichen Personen- und Güterzügen befahrenen Bahn von Minden nach Hannover zwischen den Stationen Stadthagen und Lindhorst hergestellt. Das Verhalten dieser Probestrecken, welche, soweit wir erfahren haben, von 1884 und bezw. von August 1885 bis October 1886 keinerlei Nachbesserung erforderlich gemacht haben, ist sowohl in Beziehung auf die seitliche und Höhenlage, wie bezüglich des Ganges der Züge ein so günstiges, und es findet das Vertrauen zu dieser Anordnung in dem der Form und Verbindung nach ähnlichen seit 16 Jahren befahrenen 3theiligen Scheffler'schen Oberbau eine so wesentliche Unterstützung, dass es uns unbedenklich, ja wünschenswerth erscheint, auf einer verkehrsreichen Hauptbahn mit günstigen Unterbettungsverhältnissen eine längere Probestrecke auszuführen. Wir werden diese sehr beachtenswerthen Probestrecken aufmerksam verfolgen und von Zeit zu Zeit Bericht darüber erstatten. Für jetzt ist die Erfahrung selbstverständlich noch zu kurz, um ein durchaus sicheres Urtheil über diesen Oberbau fällen zu können.

Ausser den vorstehend erwähnten Oberbauten für Haupt-, Neben- und Strassenbahnen sind auch schmalspurige Gleise für Forst-, Wirthschafts- und Gruben-Bahnen ausgestellt, welche in kurzen Stücken von 2^m Länge und 35 kg Gewicht zusammengebaut von je einem Manne getragen und verlegt, bezw. aufgenommen werden können.

Ausser diesen in dem erwähnten Ausstellungsgebäude aufgestellten Baumustern sind auf einem grossen Ausstellungsplatze längere Gleisstrecken von mehreren Oberbau-Anordnungen, Weichen, Kreuzungen u. s. w. hergestellt, an denen zum Theil vergleichende Versuche bezüglich ihrer Widerstandsfähigkeit gegen die im Betriebe in senkrechter und wagrechter Richtung auftretenden Kräfte angestellt und in ihren Folgen zur Anschauung gebracht worden sind.

Auch sind dort die Forst- und Wirthschaftsbahnen in ihrer mannigfachen Verwendung, einschliesslich der für dieselben passenden Wagen, Hebevorrichtungen u. s. w., ausgestellt.

Wenn wir endlich noch das Oberbau-Museum erwähnen, in welchem nicht allein die Stoffe für die Eisen- und Stahlerzeugung: die Erze, Zuschläge und Kohlen, die Erzeugnisse des Hochofen-Betriebes: Giesserei-, Spiegel-, Bessemer- und Hämatiteisen u. s. w., ferner die Nebenerzeugnisse des Hochofen-Betriebes, Gütebestimmungen von Stahl und Flusseisen, sodann auch Abschnitte und Modelle von Schienen, Schwellen und ganzen Oberbau-Anordnungen der verschiedensten Arten zur Darstellung gebracht sind, so wird man ermessen können, wie höchst vielseitig, beachtenswerth und lehrreich die ganze Schauausstellung des Osnabrücker Stahlwerkes ist. Dieselbe hat in Folge dessen auch schon mehrere Male eine grössere Zahl von angesehenen Technikern aus Deutschland, Oesterreich-Ungarn, Holland, Dänemark, Schweden und Norwegen, Russland, Italien, der Schweiz u. s. w. dort zusammengeführt, welche in gemeinsamer Betrachtung und Erörterung unter Leitung des hochverdienten Directors Haarmann von der Schauausstellung und den ausgeführten Probestrecken Kenntniss genommen, und sich sehr anerkennend über dieselben ausgesprochen haben.

Wir können unseren Fachgenossen, welche von der Schauausstellung des Osnabrücker Stahlwerkes noch keine Einsicht genommen haben, aus voller Ueberzeugung nur dringend empfehlen, bei sich bietender Gelegenheit diese, so viel uns bekannt, einzig in ihrer Art dastehende Ausstellung zu besuchen.

Schräger Fisher-Stoss.

(Railroad Gazette, 1886, October, Seite 669, mit Zeichnung.)

(Vergl. Organ 1886, Seite 186.)

Hierzu Zeichnung in Fig. 15, Tafel IV.

Unter der stets wachsenden Schwere der auf der Hochbahn in New-York verkehrenden Achsen (von 2 t bis 7 t) hat der Oberbau bei dem geringen Gewichte der Schienen (27,75 kg für 1^m) und der Schwierigkeit sorgfältiger Unterhaltung solche

Stösse ergeben, dass ein den Strassenverkehr störender Lärm entstand. Um die Lage der Gleise sicherer zu machen ist zunächst bei Neulegungen das Schienengewicht auf 34,6 kg erhöht, dann hat man aber auch den Stössen besondere Sorgfalt zugewendet, und zunächst Probestrecken mit doppelten Winkelaschen, dem Fisher-Stosse (Organ 1886, Seite 186) und dem schrägen Fisher-Stosse Fig. 15 Tafel IV verlegt. Unter diesen sollen die letzten das beste Ergebnis liefern, insofern es für den Fahrenden sehr schwer ist, die Schienenfugen noch an dem Stossen der Wagen zu erkennen. Die in Fig. 15 Tafel IV dargestellte Anordnung soll daher auf den New-Yorker Hochbahnen allmählig durchgeführt werden; für das schräge Abschneiden der Schinenenden wird eine besondere Maschine erbaut.

Maschine zum Kappen, Bohren und Nageln hölzerner Querschwellen.

(Engineer 1886, October, Seite 353.)

Ramsbottom hat für die Lancashire- und Yorkshire-Bahn die nachfolgend beschriebene maschinelle Einrichtung zum Herrichten der Querschwellen an Ort und Stelle entworfen, welche zu diesem Zwecke auf platten Eisenbahnwagen befestigt ist. Ein Wagen trägt den Tisch mit den umlaufenden Messern zum Kappen, und den Bohrer zum Bohren der Schwellen, über welchen die Schwellen in gleichen Abständen durch vor- und rücklaufende Daumen geschoben werden; von den Bohrern wird jede Schwelle durch die nachfolgende weggeschoben. Der bewegliche Bohrblock trägt die vier Bohrer für die zum Aufnageln der Stühle erforderlichen Löcher; der Block wird durch einen Hebel mit Gewicht stets mit bestimmter Kraft nach oben gegen die Schwelle gedrückt, und durch eine unrunde Scheibe abgehoben. So ist erreicht, dass die Bohrer auf etwa getroffenen harten Hindernissen nicht zerstört werden, da sie unter der gleichbleibenden Pressung nicht weiter eindringen, und dann durch die unrunde Scheibe wieder aus den Löchern gezogen werden. Diese Maschine wird durch eine Dampfmaschine von 10 Pferden mit liegendem Kessel mittelst eines 51^{mm} starken Baumwollenseiles bei 200 Umläufen in der Minute getrieben.

Zum Nageln der Stühle ist ein besonderer Wagen mit Dampfmaschine vorhanden; die Kolbenstange des lothrechten Cylinders drückt mit vier Stangen die vier Nägel eines Stuhles unter 10 t Druck gleichzeitig ein, wobei die Schwelle auf einem Drehschemel ruht, um beide Enden nach einander leicht unter die Presse bringen zu können. Unter der Presse befindet sich eine etwas elastische Unterlage in Form eines Gummibuffers. Der Pressdampf strömt von der Kolben-Oberseite in ein Ausdehnungsgefäss, welches auf 0,07 at Ueberdruck eingestellt ist, um von hier aus unter den Kolben behufs Anhebens desselben geführt zu werden.

Die ganze Einrichtung kappt, bohrt und benagelt drei Schwellen mit den Stühlen in einer Minute.

Bahnhofseinrichtungen.

Spitzenverschlüsse für von einem Stellwerke aus bediente Weichenzungen.

(Centralblatt d. Bauverw. 1886, S. 386.)

An der Hand von einfachen Linienzeichnungen giebt Herr Reg.-Rath Dr. Zimmermann eine vergleichende Beschreibung von 6 bisher ausgeführten Weichenspitzen-Verschlüssen von Schnabel u. Henning und Büssing, indem er auf die allmähliche Vervollkommnung derselben hinweist. Diese beruht einerseits in der Anstrengung und allmählichen Erzielung einer während des Zungenhubes nahezu gleich gross bleibenden Kraft im Gestänge, bezw. Drahtzuge, welche gleichbleibende Kraftanstrengung des Wärters im Stellwerke während der ganzen Hebelbewegung ermöglicht, andererseits in der Ermöglichung des Aufschneidens der Zungen durch eine Achse, welche die Weiche bei verkehrter Stellung vom Herzstücke her befährt. Den Linienzeichnungen sind Darstellungen der für jeden Punkt des Zungenhubes erforderlichen Gestängekraft beigegeben.

Elektrische Feststellung und Beaufsichtigung der Weichen- und Signalstellwerke durch den Stationsbeamten.

Zur Beaufsichtigung und Feststellung der Signalhebel der Weichen- und Signal-Stellwerke hat Herr Telegraphen-Inspector Loebbecke elektrische Vorkehrungen angegeben, welche von der Elektrotechnischen Fabrik in Cannstadt (L. E. Schwerd) angefertigt werden, und sich auf den Bahnhöfen der Königl. Eisenbahndirection zu Frankfurt a. M. in mehrfacher Anwendung bereits bewährt haben. Ohne hier auf die Einzeltheile der Anlage eingehen zu können geben wir eine kurze Uebersicht über ihre Wirkungsweise.

Im Stationsbureau befindet sich für jedes Signal ein Kasten mit Meldescheibe, welche bei Haltstellung des zugehörigen Signalhebels im Stellwerke roth geblendet ist; jeder dieser Kästen trägt ausserdem eine kleine Kurbel, deren Umlegung die Verbindung mit der Leitung zum Stellwerke herstellt. Für alle Kästen gemeinsam dient eine Magnetinductions-Rolle, mittelst welcher der erforderliche elektrische Strom — Gleich- oder Wechsel-

strom nach Bedarf — erzeugt wird. In der Stellwerkbude steht ein ähnlicher Kasten hinter jedem Signalhebel, welcher die Hebelhemmung und bei deren Einrückung gleichfalls eine roth geblendete Scheibe enthält. Aussen am Stationsbureau, wie an der Bude, können Ruferglocken für die Beamten mit den Vorrichtungen verbunden sein. Legt der Stationsbeamte die Kurbel seines Kastens um und dreht die Inductionsrolle dreimal rechtsläufig, so wird im Stellwerke die Hemmung des betreffenden Signalhebels ausgerückt und gleichzeitig erscheint die Scheibe für den Hebel weiss. Der Budenwärter zieht nun erst die für die angezeigte Richtung umzulegenden Weichenhebel und zuletzt den nun ganz frei gewordenen Signalhebel, wodurch er zugleich im Stationsbureau die rothe Blende entfernt. Sobald der Stationsbeamte weiss erscheinen sieht, legt er die kleine Kurbel seines Kastens zurück. Die Ströme nach und von der Stellwerkbude laufen in verschiedenen Drähten, damit die Freigabe und Rückmeldung sich nicht stören können; die Schaltung ist aber so eingerichtet, dass gleichwohl nur höchstens ein Leitungsdraht mehr erforderlich ist, als Signalhebel zu bedienen sind.

Ist der Zug eingelaufen, so legt der Wärter im Stellwerke den Signalhebel zurück, und blendet den Kasten über dem Hebel wie den im Stationsamte dadurch wieder roth. Gleichzeitig legt sich der Hebel wieder in die Hemmung ein.

Will der Stationsbeamte eine Freigabe widerrufen, so legt er seine Kastenkurbel um, und dreht die Inductionsrolle um 180° hin und her bis in seinem Kasten wieder weiss erscheint. Im Stellwerke ist inzwischen die rothe Blendung wieder hergestellt, und eine Glocke ertönt in Folge des andauernden Stromes, bis der Wärter den Hebel wieder auf Halt gelegt, und so durch Beseitigung der rothen Blende im Stationsamte den dortigen Beamten bewogen hat, keinen Strom mehr zu senden. Die Vortheile dieser Anordnung liegen auf der Hand. Wir heben nur hervor, dass ein zu früh auf Halt zurückgelegter Signalhebel sich selbst in der Haltlage hemmt, ohne dass die Weichen schon zurückgestellt wären. Somit kann die Sachlage durch nachträgliche Hebelumlegung seitens des Stellwerkwärters nie verdunkelt werden.

Maschinen- und Wagenwesen.

Vergleich englischer und amerikanischer Locomotiven.

(Engineering, April 1886, Seite 315.)

Eine von R. H. Burnett, Mitglied des Vereins der Civil-Ingenieure, verfasste Abhandlung, geht, nachdem im Aeusseren sich zeigende Unterschiede englischer und amerikanischer Locomotiven — Kuhfänger, Funkenfängeresse, bunte Ausschmückung des Kessels und der Räder etc. — berührt sind, auf die Unterschiede der Einzelanordnungen beider näher ein. Die Hauptunterschiede beider Constructionen stellen sich, wie folgt.

Die englische Maschine hat innenliegende Cylinder, Kurbelachse, Plattenrahmen, kupferne Feuerbüchse, messingerne

Siederöhren, schmiedeiserne Radsterne, ein Laufräderpaar. Die amerikanische Maschine hat aussenliegende Cylinder, gerade Treibachse, Stangenrahmen, stählerne Feuerbüchse, eiserne Siederöhren, gusseiserne Radsterne, zwei Laufräderpaare in einem Drehgestelle.

Die Beurtheilung beider Anordnungen fällt zu Ungunsten der amerikanischen aus. Der Stangenrahmen, (bar-frame) von der alten »Bury«-Locomotive entlehnt, beeinträchtigt die Entwicklung der Feuerbüchsenbreite, wesshalb amerikanische Locomotiven behufs Erzielung genügender Rostflächen lange Feuerbüchsen erhalten müssen, welche wieder bei Versteifung der

Feuerbüchsen-Decke und bezüglich der Ausdehnung der Seitenplatten Anstände verursachen. Eine weitere Folge der Anwendung der Stangenrahmen ist die bei fast allen amerikanischen Locomotiven übliche Anordnung der Cylinder mit aussen, oben auf den Cylindern liegenden Schieberkästen. Die Cylinder müssen um eine gute Rahmenverbindung herzustellen aneinander geschraubt werden, wodurch die Anordnung der aussen liegenden Schieberkästen bedingt ist. Diese haben den Nachtheil der wenig gegen Abkühlung geschützten Lage und der Benutzung eines Hebelwerkes zur Uebertragung der Schieberbewegung von den innen liegenden Excentern aus.

Für eine richtige Schieberbewegung ist es nöthig die Anzahl der Gelenke in den Uebertragungstheilen möglichst einzuschränken, wie dies bei den englischen Locomotiven mit innen liegenden Schieberkästen thatsächlich der Fall ist.

Die Verschiedenheit der für Siederöhren und Feuerbüchsen verwendeten Stoffe ist lediglich vom kaufmännischen Standpunkte aus zu betrachten. Eisen und Stahl sind billiger als Messing und Kupfer. Die Haltbarkeit eiserner Röhren und stählerner Feuerbüchsen ist durch die Beschaffenheit des Kesselspeisewassers und des Feuerungsmaterials bedingt; bei gutem Wasser und guten, nicht schlackenden Heizstoffen werden daher mit eisernen Röhren und stählernen Feuerbüchsen befriedigende Erfolge erzielt werden können. Da jedoch die Speisewässer vorwiegend schlechte sind, so ist der englischen Art, Messing und Kupfer für Röhren und Feuerbüchsen zu verwenden, auch wenn dies die Herstellungskosten der Locomotiven bedeutend vertheuert, unbedingt der Vorzug zu geben, weil die Zahl und Dauer der Ausbesserungen der Maschinen dadurch vermindert wird.

Ebenso ist die Verwendung gusseiserner Radsterne an Stelle schmiedeiserner nur eine Kostenfrage. Gusseiserne Radsterne aus amerikanischem Gusseisen, welches anerkannt dichter und zäher, als das englische ist, mögen für Räder bis 1,200^m Durchmesser mit schmiedeeisernen als gleichwerthig betrachtet werden können, für grössere Durchmesser ist aber unbedingt den schmiedeeisernen Radsternen der Vorzug zu geben.

Die Gestelle der Laufräder amerikanischer Locomotiven (meist Scheibenräder ohne Radreifen) sind in jeder Weise denjenigen englischer Locomotiven nachstehend. Entwurf wie Ausführung derselben sind meist oberflächlich und wenig sauber durchgeführt.

Die Herstellung der Achsen amerikanischer Locomotiven scheint ebenfalls vorwiegend auf Ersparnisrücksichten zu berufen. Die Achsen werden aus einem cylindrischen Stücke hergestellt, die nöthigen Bunde warm aufgezo-gen, in den Naben sind dieselben oft von schwächerem Durchmesser als in den Lagerstellen.

Die Tender amerikanischer Locomotiven haben meist 8 Räder in 2 Drehgestellen gelagert; diese Tender sind bei der stets schwachen Verbindung der Drehgestelle mit dem Rahmenwerke bezüglich der Bremswirkung den Tendern englischer Locomotiven nachstehend. Von der Ausbildung dieser Drehgestelle wie der Bremsen gilt dasselbe, was über die Drehgestelle der Locomotiven gesagt worden ist. Vergleicht man den Werth einer englischen Güterzuglocomotive mit einer gleichartigen amerikanischen, so ist letztere mindestens um 5000 M. billiger herzustellen als erstere, auch ist die Ausführung letzterer im

Uebrigen um 3000 M. minderwerthiger, so dass der Werth einer amerikanischen Locomotive gegen eine englische um 8000 M. geringer anzusetzen ist.

Diese Abhandlung findet in den Nummern vom 14. u. 21. Mai, und 2. Juli des Engineering 1886 vielseitige Entgegnungen in Briefen an den Herausgeber seitens amerikanischer Ingenieure. Es werden die Fragen aufgestellt: 1) Welche Locomotive, englische oder amerikanische, ist die billigste in der Herstellung und Unterhaltung. 2) Welche Locomotive ist die sicherste im Betriebe. 3) Welche Locomotive lässt sich am einfachsten bedienen, und 4) welche Locomotive hat die längste Betriebsdauer.

Die billigere Locomotive sei entschieden die amerikanische, und da die so häufig schwere Unfälle verursachende Kurbelachse vermieden ist, so sei auch die amerikanische Locomotive als sicherer anzusehen. Die Anwendung der Plattenrahmen sei nicht zu empfehlen; dieselben verlangten theuere Stossmaschinen zu ihrer Herstellung und die damit erzielte grössere Feuerbüchsenbreite sei auch auf einem anderen, noch besseren Wege zu erreichen, wie die Wootten-Locomotive zeige. Die Verwendung von Eisen und Stahl zu den Siederöhren und Feuerbüchsen sei ein Zeichen von grösserer mechanischer Geschicklichkeit, welche die amerikanischen Ingenieure gegenüber den englischen besitzen. Die englischen Locomotiv-Ingenieure machen den Fehler, dass sie die durch Stehholzen verbundenen Wände der Feuerbüchse innen und aussen gleich stark machen, obgleich die stärkerer Hitze ausgesetzten Wände der inneren Feuerbüchse schwächer genommen werden müssten. Auch werde der Zerstörung der Kessel durch Verwendung verschiedener Metalle Vorschub geleistet, weil durch galvanische Strombildung zwischen Kupfer und Eisen letzteres stark angegriffen wird. Nicht nur bei der ersten Herstellung, sondern auch bei der Unterhaltung stählerner Feuerbüchsen und eiserner Röhren würde gegenüber derjenigen von kupfernen Feuerbüchsen und messingenen Röhren ganz bedeutend an Kosten erspart. Die Verwendung geschweisster Radsterne sei nicht nur vom wirtschaftlichen, sondern auch vom Standpunkte der Sicherheit aus zu verwerfen. Die schmiedeeiserne Speiche sei, weil zu Verbiegungen, in Folge der Beanspruchung auf Zerknicken, geneigt, zu verwerfen; hier sei Gusseisen ganz am Platze. Die aus vielen Stücken geschweisste Nabe werde nie ein gesundes Ganzes bilden. Das schmiedeeiserne Rad ist daher, wenn der Reifen aufgezo-gen, so lange zu Formänderungen geneigt, bis die Spannung des Reifens aufgehoben, d. h. bis der Reifen lose ist. Es werden daher, um nicht nach kurzer Zeit lose Reifen zu haben, die Reifen mit grösserem Schrumpfmalse aufgezo-gen werden müssen und es ist dann das häufigere Zerspringen der Reifen ohne äussere Ursachen eine unmittelbare Folge. Der Reifen muss das Rad zusammenhalten, was dadurch zu beweisen ist, dass es völlig unmöglich sein würde ein schmiedeeisernes Speichenrad, welches am Felgenkranze einen angeschweissten Spur-Flansch trüge, also wie das amerikanische gusseiserne Speichenrad ausgebildet sei. längere Zeit laufen zu lassen. Der amerikanischen Achse ohne angeschmiedete Bunde wird der englischen Achse gegenüber, auch abgesehen von der Kröpfung, der Vorzug gegeben, weil die Herstellung weniger Schmiedearbeit erfordert, und eine gleichmässige Lagerung der Fasern bedingt. Es seien bei der

amerikanischen Achse alle scharfen Kanten in den Hohlkehlen und Keilnuthen vermieden. Die aus einem Stücke bestehenden Excenterscheiben werden vor dem Aufziehen der Bunde auf der an dieser Stelle verstärkten Achse ohne Keile befestigt; dann werden die Bunde und die Räder aufgezogen.

Die Bedienung der Maschine im Dienste und bei der Ausbesserung sei bei der amerikanischen einfacher als bei der englischen, weil alle Einzeltheile so einfach und so übersichtlich, wie möglich angeordnet seien. Alle diese Vortheile der amerikanischen Bauart haben bewirkt, dass in englischen Colonien — Canada, Australien u. s. w. — sich die amerikanische Locomotive allein einbürgerte. Die englische, unübersichtliche Locomotive könne daselbst keinen Boden gewinnen, obgleich die Bahnen mit englischem Gelde und von englischen Ingenieuren gebaut würden.

Auch bezüglich der Zeit der Betriebsfähigkeit (Lebensdauer) der Locomotiven sei die amerikanische der englischen mindestens gleichwerthig. Den englischen Ingenieuren wird gerathen, die amerikanischen Bauanordnungen zu durchforschen und sich denselben so viel und sobald als möglich anzuschliessen; es sei weniger nützlich die Anordnung der Locomotiven in erster Linie auf Kohlenersparnis zu berechnen, als auf billige Herstellung und einfachen Betrieb. Nur so würde England der Wettbewerb in seinen eigenen Colonien möglich werden. E.

Schnellzug-Maschine der North-British-Eisenbahn.

(Engineer 1886, September, Seite 230 und 234 mit Abbildungen.)

Die für den Dienst zwischen Glasgow—Tay-Brücke—Dundee —Nord-Schottland bestimmte Maschine ist vom Mr. Holmes von der North-British-Bahn entworfen, in den Cowlairs Werken gebaut und hat die nachfolgenden wichtigeren Abmessungen:

Kesseldurchmesser am Hinterende	1346 mm
Kessellänge	3137 mm
Kesselblech-Yorkshire-Eisen	13 mm
Feuer-Kastenmantel äussere Länge	1981 mm
« « « Breite unten	1245 mm
Feuerbüchse aus Kupfer:	
Innere Länge oben	1722 mm
« « unten	1818 mm
Innere Breite oben	1115 mm
« « unten	1085 mm
Höhe am Vorderende	1797 mm
« « Hinterende	1797 mm
Messings-Feuerrohre, äusserer Durchmesser	44 mm
« « Länge zw. d. Rohrwänden	3248 mm
Heizfläche der Feuerkiste	11,1 qm
« « Feuerrohre	91,3 qm
« im Ganzen	102,4 qm
Rostfläche	1,95 qm
Cylinder, innerer Durchmesser	457 mm
Cylinder-Hub	660 mm
Länge der Dampföffnungen	406 mm
Weite der Einströmung	41 mm
« « Ausströmung	82 mm

Abstand der Cylindermitten	686 mm
Durchmesser der 2 gekuppelten Treibräder	2134 mm
Durchmesser der 4 Räder im vordern Drehgestelle	1067 mm
Stärke der Radreifen	76 mm
Breite « «	140 mm
Achsstand im Drehgestelle	1981 mm
Mitte Drehgestell bis Vordertriebachse	2997 mm
Achsstand der Kuppelachsen	2819 mm
Ganzer Achsstand	6808 mm
Gewicht der Maschine	41,4 t
Wasserbehälter des Tenders	11,6 cbm
Kohlenbehälter « «	5,1 t
Gewicht des Tenders	32,5 t

Neuer Locomotivrost der Lehigh-Valley-Bahn,

(Railroad Gaz. vom 26 Februar 1886, Seite 151.)

Zwischen je 2 Röhren des Wasserrostes sind andere bewegliche Roststäbe angebracht, welche behufs Reinigung des Feuers gesenkt werden können. (Aehnliche Anordnungen bei welchen die Zwischenstäbe entweder mit dem Feuerhaken herausgehoben, oder nach hinten herausgezogen werden können, sind in Amerika längst in Gebrauch.) v. B.

Neuere Locomotiven.

(Railroad Gazette vom 20. Aug. 1886, S. 576.)

Vier neue in England gebaute Locomotiven, nämlich eine Personenzug-Locomotive der gewöhnlichen englischen Bauart für die Oude & Rohilcand-Bahn, Indien, eine Compound-Locomotive System Webb mit gleichem Kessel und Rädern für dieselbe Bahn, eine Compound-Güterzug-Locomotive nach der Anordnung v. Borries für die Entre-Rios-Bahn in Argentinien und eine Compound-Tendermaschine für Vorortzüge System Webb sind beschrieben und abgebildet. Die ersten 3 Gattungen sind bei Dubs & Co. in Glasgow, die letztere in den Werkstätten zu Crewe erbaut. v. B.

Eilzuglocomotive der ungarischen Staatseisenbahnen.

(The Engineer vom 7. Mai 1886, Seite 352 mit Abbildungen.)

Die neue Normal-Eilzug-Locomotive, wie solche in den letzten Jahren vielfach in den eigenen Werkstätten der ungar. Staatsbahnen in Pest ausgeführt worden ist, hat 2 in einem Drehgestelle vereinigte Laufachsen von 1,040^m Laufkreisdurchmesser und 4 gekuppelte Treibräder von 1,740^m Laufkreisdurchmesser. Der Radstand des Drehgestelles beträgt 1,800^m, der feste Radstand 2,300^m und der Gesamttrastand 5,850^m.

Die Maschine hat aussenliegende Rahmen und aussenliegende Cylinder. Der Cylinderdurchmesser beträgt 430^{mm}, der Hub 650^{mm}, Heizfläche der Feuerbüchse 8,6 qm, Gesamtheizfläche 120 qm, Dienstgewicht der Locomotive 41,3 t, wovon 25,4 t nutzbares Triebgewicht sind. Die normale Dampfspannung beträgt 10 at Ueberdruck.

Von besonderen Einzel-Anordnungen sind zu erwähnen: Kordina's getrenntes Ausgangsrohr, Verwendung eines Kugellagers für den Drehpunkt des Laufrädergestells und Kuppel-

stangen von T förmigem Querschnitte mit runden Köpfen ohne Stellkeile. Die zulässige grösste Fahrgeschwindigkeit beträgt 90 km in der Stunde. E.

Eilzuglocomotive der Lancashire-Yorkshire-Eisenbahn.

(The Engineer 11. Juni 1886, Seite 472.)

Genaue Zeichnungen stellen die nach Entwürfen des Herrn Barton Wright von der Vulcan-Foundry gebauten neuesten Eilzuglocomotiven dar. Dieselben haben ein 4rädri- ges Laufrad- drehgestell und 4 Treibräder von 1,830^m Durchmesser und Innen-Cylinder von 445 Durchmesser und 660 Hub. Der feste Radstand beträgt 2,6^m, der gesammte Radstand 6,4^m. Die Feuerbüchse hat 1,8 qm Rostfläche und 8,4 qm Heizfläche, die gesammte Heizfläche beträgt 96 qm. Die Locomotive wiegt dienstfähig 42 t, wovon 29 t nutzbares Triebgewicht sind. E.

Zahnrad-Loconotive für brasilianische Eisenbahnen.

(The Engineer 2. Juli 1886, S. 15.)

Die nach Zeichnungen von Riggenbach in den Baldwin-Werkstätten Philadelphia ausgeführten Locomotiven für eine Zahnstangeneisenbahn mit 15% Steigung sind beschrieben und durch eine perspectivische Zeichnung dargestellt. E.

Dampfentwicklung und Dampfentnahme bei Locomotiven.

(Vom Prof. Frank; Zeitschr. des Vereins Deutscher Ingenieure 1886, No. 27 S. 573—578. Zeitschr. d. Arch. u. Ing.-Ver. zu Hannover 1886, Seite 493.)

Durch die Unterbrechungen im Eintritte des Kesseldampfes aus den Schieberkästen in die Cylinder entstehen Dampfstösse, welche ihren Einfluss auf die Wasserfläche des Kessels je nach der grösseren oder geringeren Oeffnung des Regulators mehr oder weniger übertragen. Die auf diese Weise entstehenden Druckschwankungen im Kessel fallen unter sonst gleichen Umständen um so geringer aus, je grösser der Dampfraum ist, werden aber stets so weit bemerkbar bleiben, dass Flüssigkeitswärme und Dampfdruck um gewisse Mittelwerthe schwanken.

Auf Grund einer Betrachtung über den Auftrieb und Widerstand für die einzelne Dampfblase im ruhenden Wasser ohne Wärmezufuhr von Aussen wird erwogen, dass die bei diesem Zustande des Wassers in der Sekunde gelieferte Dampfmenge klein und das Aufwallen des Wassers bedeutend sein müsse.

Anders beim Locomotivkessel, bei welchem die Erwärmung des Wassers zwischen den Siederöhren einen kräftigen Umlauf desselben in Folge Herabsinkens an der Kesselwand und Aufsteigens zwischen den Siederöhren erzielt. In Folge des Wasserumlaufs ist die Geschwindigkeit der Blasen erheblich grösser, also auch die gelieferte Dampfmenge, die Hebung der Wasserfläche für gleiche Dampfmen- gen im Scheitel jedoch sehr viel kleiner, als bei ruhendem Wasser. In der Beweisführung für diese Sätze müssen mehrfache Annahmen gemacht werden, deren Berechtigung sich der Prüfung entzieht.

Der hiernach erwünschten Abwärtsbewegung des Wassers an den äusseren Kesselwänden neben den Siederöhren ist bei den Preuss. Normal-Loconotiven wegen engen Durchflussesraumes

zwischen dem äussersten Rohre und der Kesselwand nicht genügend Rechnung getragen.

Aus den Betrachtungen werden Erklärungen hergeleitet für die Umstände:

dass Kesselexplosionen am häufigsten bei Kesseln vorkommen, aus denen unmittelbar vorher kein Dampf entnommen ist, dass die Explosion um so heftiger wird, je grösser die plötzlich im Dampf- raume entstehende Oeffnung ist, dass selbst grosse Oeffnungen im Wasserraume nicht von solchen Explosionserscheinungen begleitet sind, als kleinere im Dampf- raume.

Das Mitreissen des Wassers durch den Locomotivdampf hat grosse Wärmeverluste und Nachteile für die Gleitflächen an Schiebern und Cylindern zur Folge; durch geringe Regulator- oeffnung darf die Entnahme trockeneren Dampfes nicht erstrebt werden, weil dies den Wirkungsgrad vermindert. Der kleinste lichte Abstand zwischen Feuerbüchse- und Kesseldecke soll nach den Bestimmungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen München 1868 420^{mm} betragen, wenn der Dom sich auf dem Langkessel befindet, und 380^{mm} wenn derselbe über der Feuerkiste liegt.

Das Dampfsammelrohr bei den preuss. Normal-Loconotiven — in der neuesten Bearbeitung sind die Dampfsammelrohre überhaupt nicht eingezeichnet — wird nur soweit als zweckmässig bezeichnet, als der Dom nahe dem Schornsteine liegt, wie bei den Güterzug-Loconotiven, während es bei den Personen- zug-Loconotiven zu kurz ausfällt. Die Halbkugel über der Mündung des Sammelrohres im Domobertheil liege der Regulator- oeffnung zu nahe, als dass nicht das Mitreissen der an den Rändern hängenden Tropfen zu befürchten wäre.

Schliesslich wird nach dem Vorbilde von Aenderungen, welche Verfasser versuchsweise bei der Westfälischen Eisenbahn und 1872—74 bei etwa 220 Locomotiven der Elsass-Lothringischen Bahnen ausführte, empfohlen, das Dampfsammelrohr mit offener Mündung — sonst geschlossen — bis nahe unter die Decke des Feuerkastens zu führen und im Domobertheil (oberhalb der bekannten Abschlussplatte) um 180° nach unten zu biegen und den abwärtsgeführten Theil erst nahe über der Platte offen münden zu lassen. Der vordere Kesseltheil würde bei genügender Länge durch ein Rohr zur Dampfentnahme heranzuziehen sein, welches in der Abschlussplatte offen beginnt und oberhalb derselben wie das Ende des Dampfsammelrohres gestaltet ist.

S—y.

Erdöl-Feuerung für Locomotiven.

(Dingler, Polyt. Journal 1886, Bd. 260, Heft 10, Seite 440.)

(Vergl. Organ 1886, Seite 176 und 233.)

Nach C. Engler »Das Erdöl von Baku« werden die bei der Abdampfung der Rohnaphta in grosser Menge hinterbleiben- den schwersiedenden Rückstände, dortselbst »Massud« bzw. »Astatki« genannt, vielfach zum Heizen benutzt. Dieselben werden in solchen Massen gewonnen, dass sie zu sehr billigen Preisen zur Heizung der Dampf- kessel von Schiffen und Loco- motiven auf grosse Entfernungen abgegeben werden. Die Dampf- schiffe des Kaspischen Meeres, theilweise auch des Schwarzen

Meeres und die der Wolga, die Locomotiven der Transkaukasischen (Poti-Baku) sowie der Transkaspischen, auch einiger anderer russischer Bahnen werden mit Rückständen der Raffinerien in Baku, wenn nicht sogar mit roher Naphta, geheizt. Der Heizwerth der Rückstände beträgt nahezu das Doppelte von dem der Steinkohle; mittelst Brenner bester Art können mit 1 kg Rückständen 14 bis 15 kg Wasser verdampft werden. Die besten Rückstands-brenner »Forsunka« gefannt, liefert O. K. Lenz in Baku; in denselben erfolgt Zerstäubung durch gespannten Wasserdampf und alsdann Verbrennung. Zerstäubung mittelst Luft hat sich nicht bewährt; die frei zutretende Luft reicht zur Verbrennung vollkommen aus. Die Kesselbleche müssen vor zu unmittelbarer Berührung mit der Flamme der Forsunka geschützt werden.

Fig. 5 und 6 zeigen einen Brenner für Locomotivkessel von Brandt. Die wagrechte Scheibe a theilt die Brenner-Kammer in die Räume c für den durch D eintretenden Dampf und d für die Rückstände, welche durch N eintreten und deren Menge durch Drehung von o gegen die Schlitzte i geregelt wird. Aus den Abtheilungen e zwischen den Rippen d treten die Rückstände durch die Schlitzte f radial aus und werden durch den darunter ausströmenden Dampf zerstäubt.

Nach Fig. 7 erfolgt die Regelung des Zutritts durch die Hähne t. Der Verbrauch an Naphta für Beförderung eines Zuges mit 20 beladenen Wagen beträgt nach Brandt für 1 km etwa 10 kg. (Angaben über Geschwindigkeit und Steigung fehlen.)

Die Forsunkengeuerung zeichnet sich durch hohe Heizkraft, geringen Raumbedarf für Brennstoffvorrath und die Feuerung selbst, sowie leichte Bedienung und Bemessung aus; Geruch und Rauchentwicklung sollen bei Locomotiven zwar stärker

als bei feststehenden Dampfkesseln sein, jedoch weniger stark als bei Locomotiven mit Steinkohlenfeuerung. S—y.

Ein französischer Bericht über Amerikanischen Locomotivdienst.

(Railroad Gaz. vom 30. Juli 1886, S. 525.)

Der Bericht der Herren Bunderuli und Luyt von der franz. Nordbahn über die besondere Art des Locomotivdienstes der amerikanischen Bahnen, findet sich auszugsweise wiedergegeben.

v. B.

Dynamometer für Locomotiv-Achsen.

(Journal of the Franklin-Institute 1886, October, S. 297. Mit Abbildungen.)

(Hierzu Zeichnungen Fig. 6—8 auf Tafel VI)

Um die Last der Locomotivachsen zu ermitteln, auch um festzustellen, welche lothrechten Stöße die Räder beim Umlaufen auf die Schienen ausüben, wird die nachfolgend beschriebene Vorkehrung benutzt.

In den Achsständen der Locomotive entsprechender Entfernungen werden in Unterbrechungen der Schienen D Radsätze F so eingefügt, dass die Scheitel der Räder in Schienenoberkante liegen, (Fig. 6, Tafel VI) dass die glatten Reifen genau der Spurweite entsprechen, und dass die nach dem Umfangskreise der Räder abgearbeiteten Schienenköpfe möglichst genau, jedoch mit genügendem Spielraum an die Räder anschliessen, um bei der voraussichtlichen Durchbiegung der Schienenenden nicht auf die Räder aufzusetzen.

Die Unterstützung der Radsätze wie die der die Schienen tragenden Querschwellen E erfolgt durch einen Mauerkörper A, welcher aufgebolzte Langhölzer und auf diesen eine gusseiserne Grundplatte B trägt. Die Radsätze ruhen in auf der Grundplatte beweglichen Lagern H, welche somit unter Einwechseln verschiedener Schienenlängen allen Achsständen angepasst werden können. Die eingestellten Radsätze werden durch zwischen den Lagern befestigten Gusseisensteifen N in unabänderlicher Entfernung gehalten. Bis dahin gleicht die Vorkehrung also derjenigen, welche zum Einstellen der Steuerungen und Einlaufen neuer Locomotiven ohne Ortsveränderung vielfach in Gebrauch sind.

Die Lager A (Fig. 8, Tafel VI) der in die Schienen eingefügten Radsätze ruhen nun auf einer Platte I, welche in den Ring B genau eingeschliffen ist. Beide zusammen bilden den durch Stiftschrauben niederzuklemmenden Deckel des in die Unterplatte D eingedrehten niedrigen Gefässes C zur Aufnahme von Glycerin. Die Dichtung des letzteren gegen Aufquellen des Glycerins nach oben geschieht in der Weise, dass zwischen Deckel und Gefässrand eine dünne Gummischeibe E eingelegt wird. Aus dem Gefässe führt eine Bohrung F nach einem Stützen G, welcher bei Vornahme von Wägungen einen Druckmesser aufnimmt.

Die Unterplatte D ruht verschieblich auf der grossen Grundplatte, auf der sie durch Stiftschrauben befestigt wird. Die untere Lagerschale trägt einen Ansatz II zur Aufnahme des den Abstand der Radsätze sichernden Gussbarrens K.

Fig. 5.

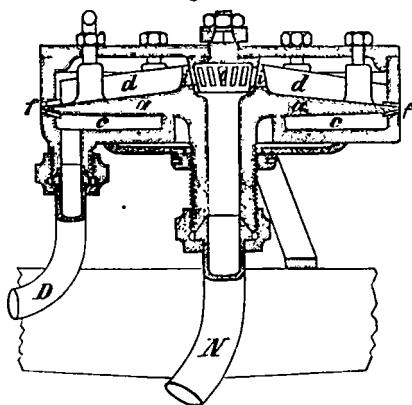


Fig. 6.

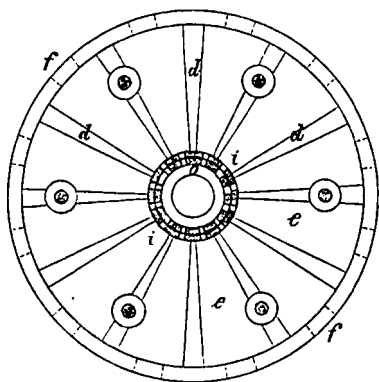
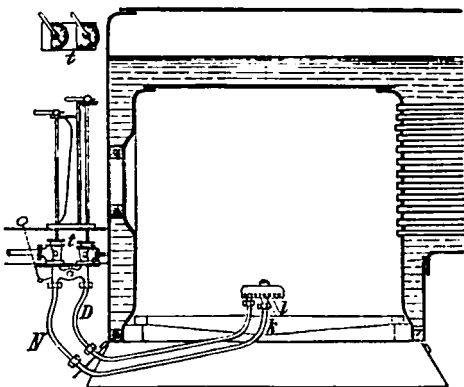


Fig. 7.



Ist die Locomotive auf die Radsätze gestellt, so geben die Druckmesser offenbar die auf den einzelnen Rädern ruhenden Gewichte mit sehr wenig Reibungsverlust an, und zwar sind auch diejenigen Lastschwankungen messbar, welche beim Umlauf der Locomotivräder mit verschiedenen Geschwindigkeiten etwa aus mangelhafter Massenausgleichung entstehen, und welche sich im Betriebe als Schläge der Räder auf die Schienen darstellen. Man kann zu diesem Zwecke den Druckmesser mit Schreibstift und das umlaufende Locomotivrad mit einer Schreibfläche versehen, so dass in jedem Augenblicke dasjenige Gewicht selbstthätig auf dem Rade verzeichnet wird, welches gerade auf die Unterstützung übertragen ist.

Während der Untersuchung der laufenden Locomotive wird ein Prellbock vor die vorderen und hinteren Buffer gebracht.

Lange Wagen mit Lenkachsen.

(The Engineer 9. Juli 1886, Seite 25.)

II. Burnett beschreibt seine bereits 1864 bei Personenwagen der Untergrundeisenbahn in London angewandten Lenkachsenanordnungen. Bei 8rädri gen Wagen sind die Endachsen das eine Mal in Bissel-Drehgestellen gelagert, das andere Mal sind für die Endachsen Adams'sche radial verstellbare Achsbüchsen verwendet. E.

Personenwagen mit Drehgestellen der Lancashire—Yorkshire Eisenbahn.

(The Engineer 11. Juni 1886, Seite 453.)

Ein grosser Personenwagen mit Abtheilungen I., II. und III. Classe, sowie Gepäckraum und Toilettoraum für I. Classe, welche eine Kastenlänge von 15,75^m und zwei sechsrädri ge Drehgestelle von 3,5^m Radstand und 9^m Drehzapfenentfernung hat, ist abgebildet. Die Konstruktion der Drehgestelle, welche mit sogenannten Schwingbäumen, um das Schiefstellen des Wagenkastens beim Durchfahren scharfer Curven zu vermeiden, versehen sind, ist aus den Zeichnungen klar ersichtlich. E.

Eine Bremsstudie.

Von Roman Baron Gostkowski, Ober-Inspektor, Ingenieur und Leiter der Präsidial-Abtheilung der Generaldirektion Oesterreichischer Staatsbahnen.

(Sonder-Abdruck aus der Zeitschr. d. Oesterr. Ing. u. Arch. Ver. 1886. Heft II. Wien 1886. Im Selbstverlage des Verfassers.)

Im Anschlusse an die Verhandlungen des Ausschusses der technischen Commission des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für die Frage bezüglich der für die Bremsung der Züge erforderlichen Anzahl von Bremsen bringt die kleine Druckschrift eine beachtenswerthe Untersuchung über die Wirkung der Handbremsen, welche nachzuweisen sucht, dass die von jenem Ausschusse angenommenen Anschauungen nicht in allen Fällen völlig zutreffende seien. Der Verfasser gelangt zu den im Folgenden kurz angedeuteten Schlüssen. Die Wirkung des Bremsdruckes hängt von den Stoffen ab, aus denen Klotz und Radreif bestehen; hölzerne Klötze geben mehr Reibung als eiserne. Die

Reibung ist bei grossen Geschwindigkeiten geringer als bei kleinen. Der vortheilhafteste Bremsdruck ist der, welcher das Rad eben nicht ganz feststellt, er ist daher abhängig von dem Achsgewichte, und muss streng genommen mit verminderter Geschwindigkeit abnehmen. Der Bremsdruck muss bei eisernen Klötzen gleich dem Achsgewichte, kann bei Holzklötzen wohl geringer sein. Der Bremsler leistet an der Kurbel höchstens 25 kg, und da die gewohnheitsgemäss angewendete Gestänge-Anordnung, entsprechend den früheren Holzklötzen und leichten Wagen, meist mit 6 facher Uebersetzung angeordnet ist, so sind die vorhandenen Bremsen in der Regel nicht im Stande, die jetzt schwereren Wagen voll anzubrem sen. Wenn man demnach die nothwendige Zahl der Bremsen nach Mafgabe des Zuggewichtes festsetzt, so begeht man den Irrthum anzunehmen, man besitze Bremsen, welche im Stande sind, die Achsen entsprechend ihrem Gewichte anzubrem sen. Hierzu müsste man Bremsen mit mindestens 8 facher, am besten 9 facher Uebersetzung anwenden. Bei den vorliegenden Verhältnissen darf die nothwendige Zahl der Bremsen nicht nach Mafgabe der Rruttolast des Zuges, sondern nur nach der Zahl der Wagen im Zuge erfolgen, da Bremsen an leeren und beladenen Achsen ganz gleiche Wirkung haben.

Die kleine Schrift, welche ihre Schlüsse auf vielfache Zahlenangaben und einfache theoretische Betrachtungen gründet, ist ein beachtenswerther Beitrag zu der so viel behandelten, ebenso wichtigen, wie schwierigen Bremsfrage.

Bode's selbstthätige, durchgehende Bremse für Eisenbahn- und Strassenbahnwagen.

(Von Ing. Bosse. Zeitschrift d. Vereines Deutscher Ingenieure. 1886. No. 27. S. 590—592.)

Die lebendige Kraft bezw. die Schwere des Zuges wirkt unter Vermittelung der Stossapparate (Buffer, Druckstange bei Strassenwagen) bremsend, das Anziehen der Kuppelung entbremsend.

In der Quelle ist die Bremse an einem Dampfstrassenbahnwagen mit Mittelbuffer zeichnerisch dargestellt. Die Bufferstangen führen bis nahe unter die Wagenmitte, wo sie je an einen wagerechten Hebel angreifen; diese Hebel bewegen beim Eindrücken der Buffer mit kurzen Schubstangen einen unter der Wagenmitte wagerecht gelagerten Doppelhebel, welcher seinerseits 2 Dreieckstraversen anzieht, die aussen vor den Achsen gelagert sind und je 2 Bremsklötze tragen. In jede Bufferstange ist eine Stossfeder eingeschaltet, innerhalb deren die Stange (nach der Zeichnung) abermals unterbrochen ist. Die Zughaken an den Wagenstirnen umfassen mit einer Hülse die Buffer-(Druck-)stangen und sind an diese gleichfalls mit je einer Evolutfeder angeschlossen, welche beim Anziehen des Zughakens nach vollständiger Zusammendrückung die Bufferstange mitnimmt. Die Begrenzung dieser Bewegung erfolgt durch Anschlag der Augen an den inneren Bufferstangenenden gegen Querträger im Untergestell. Diese rückläufige Bewegung der Bufferstange hat natürlich Entbremsung zur Folge.

Der Doppelhebel unter der Wagenmitte kann auch durch Drehung einer Kurbel am Wagenstirnende zwecks Lösung der

Bremse bewegt werden, wodurch gleichzeitig die Ausserbetriebsetzung der Bremse ermöglicht wird.

Durch eine zweite Kurbel können vom Wagenende aus die Bremsklötze an einer Langseite von der Hand angezogen werden, welche Einrichtung beim Rangiren oder auch zum Bremsen während der Fahrt zu benutzen ist, wenn die selbstthätige Bremse nicht wirkt oder ausser Betrieb gesetzt ist. Letzteres erfolgt dadurch, dass ein auf der Achse des mehrbezeichneten Doppelhebels angeordnetes Zwischenstück zwischen die Augen an den inneren Bufferstangenenden eingedreht wird, wodurch diese verhindert werden, sich beim Eindrücken der Buffer (was nunmehr nur innerhalb der Federspielgrenzen möglich ist) zu nähern und die Bremse anzuziehen. Die Bremse ist 1885 an einem Versuchszuge der Compagnia Generale dei Tramways a Vapore in Turin erprobt worden; auf Grund der Versuche, deren Ergebnis unsere Quelle ausführlicher mittheilt, ist es der Gesellschaft vom Ministerium gestattet worden, mit der Bode'schen Bremse versehene Züge mit 22 Stundenkm und 5 Wagen, oder mit 16 Stundenkm und 7 Wagen (Personen- oder Güterwagen) zu fahren. Welche Zugstärken und Geschwindigkeiten früher gestattet waren, ist nicht angegeben. Seitdem soll die Ausbreitung der Bremse Fortschritte machen.

Der Erfinder war früher Direktor der Casseler Strassen-

bahn. Als Vorzüge werden hervorgehoben: Die Bremse lässt kein Schieben der Züge auf der Steigung zu, hat keine Bedienung nöthig, die Wirkung ist dem Bedürfnisse entsprechend geregelt und steht in gleichbleibendem Verhältnisse zu dem Drucke, welcher von aussen auf die Buffer ausgeübt wird und in jedem Gefälle bzw. bei jeder Geschwindigkeitsänderung eintritt. Jeder Wagen bremst nach Bedarf für sich und der Maschinist hat im Gefälle oder beim Anhalten nur die Locomotive zu bremsen. Für Zweibuffer-Wagen scheint die Bremse noch nicht ausgebildet zu sein, für solche wird nur eine Anordnung in Linien skizzirt. Die Ausführung für solche Wagen — welche übrigens nach denselben Grundsätzen auch in Deutschland, von Kuërs in Fürstenwalde, versucht und diesem patentirt ist — wird hier auf grosse, wenn nicht unüberwindliche Schwierigkeiten stossen. Einmal ist die mehrfache, von Bode beliebte Unterbrechung der Buffer- (bzw. Zug-) stange bei diesen Wagen für unsere Eisenbahnen unzulässig, sodann auch die verschiedene Beanspruchung der beiden Buffer desselben Endes eine Quelle grosser Missstände.

Den Namen »selbstthätig« verdient die Bremse nicht; bei einer Zugtrennung liegt für die sich selbst überlassenen Zugtheile keine Gewähr der Bremsung vor.

S-y.

Signalwesen.

Nothsignal für Eisenbahnzüge.

(Dingler, Polyt. Journal 1886, Bd. 291, Seite 118.)

J. Hall aus Upton hatte auf der Erfindungs-Ausstellung in London ein Nothsignal für Bahnzüge ausgestellt, welches keine am Zuge hinlaufende Leitung bedingt, daher an jedem Wagen endgültig angebracht werden kann. An beiden Kopfwänden des Wagens werden Leinen befestigt, welche in der Mitte der Wagenbreite unter der Decke schlaff hingeführt werden. In der Mitte der Länge werden beide Leinen vereinigt und über Rollen durch die Wagendecke geführt, wo sie an einem Sperrschieber für einen um sein Stielende drehbaren Hammer befestigt sind. Eine starke Feder sucht diesen Hammer um 180° überzuwerfen, in welcher Stellung er auf eine kleine Schale mit Knallkapsel schlägt. In der Ruhestellung drückt der Hammer eine runde rothe Scheibe nieder, welche sich, vom Hammer befreit, aufrichtet. Ein Zug an den Leinen rückt den Sperrschieber aus, der Hammer erzeugt durch das Aufschlagen auf die Knallkapsel einen Knall, und gleichzeitig wird die rothe Scheibe sichtbar.

Verbesserung der Nothsignale für Eisenbahnzüge in Frankreich.

(Von M. Armengand jr., Mémoires d. l. Société des Ing. civils; Mars 1886. S. 202 u. 232.)

Die s. Z. vielbesprochene Tödtung des Präfekten Barrême während einer Eisenbahnfahrt hat die Einsetzung eines Ministerial-Ausschusses zum Studium der Mafsnahmen für besseren Schutz der Reisenden zur Folge gehabt, welcher aus einer

gleichen Zahl von Staats- und Civil-Ingenieuren besteht und nach folgenden Gesichtspunkten seine Aufgaben lösen will:

1. Aufzählung der vorhandenen Verständigungsmittel zwischen Zugpersonal und Reisenden.
2. Aenderungen des Rollmaterials, um dauernde oder zeitweise Verbindung zwischen den Abtheilungen des einzelnen Wagens bzw. aller Wagen eines Zuges zu schaffen.
3. Die eigentlichen Mittel um die Ueberwachung und Begehung entlang den Wagen eines fahrenden Zuges zu erleichtern.

Der Vortragende ist erstaunt, dass alle jetzt bekannten Nothsignale der Einwirkung des Reisenden bedürfen, welcher eben irgend einem Attentat ausgesetzt ist und wünscht ein Mittel, das des Eingriffs des gefährdeten Reisenden ebenso wenig bedarf, als es in seiner Wirkung durch die Mitfahrenden beschränkt werden kann. Zu einem solchen Mittel müsse man durch Anwendung eines Mikrophons zur Aufnahme aussergewöhnlichen Geräusches in den Wagen und Uebertragung desselben in den Zugführerraum gelangen. Versuche dieser Art sollen auf den nördlichen Linien unter Beihülfe des Direktors der Société des Téléphones angestellt werden. M. Armengaud hofft sogar, dass man eines Tages dahin gelange, dass der Zugführer auf grosse Entfernungen in das Wageninnere sehen könne (Bell'sches Photophon).

Die vorstehenden Mittheilungen entstammen einer Ansprache aus der Sitzung vom 5. März 1886. In der nächstfolgenden Sitzung empfiehlt M. Boudenoit die Reflektoren der Coupélaternen als Schallsammler auszubilden und den Schall durch

Röhren, auf dem Zuge entlang, dem Zugführer-Coupée zuzuführen, in welchem die Leitung in einem entsprechenden Hörrohr zu endigen habe; auch hier ist vorausgesetzt, dass nur aussergewöhnliches Geräusch solchergestalt angezeigt werde. Das Ohr ist besser als Wächter zu benutzen, als das Auge, weil es Tag und Nacht gleich sicher arbeitet. M. Armengaud theilt darauf mit, dass seine Telephonidee insofern schon weiter ausgebildet sei, als im Zuführer-Coupée eine elektrische Klingel geplant sei, welche durch jedes auffallende Geräusch in einem Wagen des Zuges zum Ertönen gebracht werde.

»Der Zugführer würde alsdann den Zug überwachen und durch Ausblick nach rechts und links verhindern können, dass

Jemand vor der Station den Zug verlasse. So würde man, wenn man auch nicht alsbald zur Rettung des Opfers schreiten könne, wenigstens den Attentäter hindern, zu entweichen, so dass dieser sich nicht wie bisher der Straflosigkeit für die im Eisenbahnzuge begangenen Verbrechen erfreuen würde.«

Das Letztere ist wörtlich angeführt; es ist erstaunlich, welche Blüten die hochgradige Erregung über einen doch immerhin ziemlich seltenen Fall eines Todtschlags im Eisenbahnzuge zeitigt.

Auf das Ergebnis der Ausschussverhandlungen wird später hingewiesen werden.

S-y.

B e t r i e b.

Ersparnisse im Eisenbahnbetriebe.

(Von Eisenb.-Masch.-Insp. v. Borries, Glaser's Annalen 1886, Band XVIII. Nr. 213. Seite 163.)

Die Kosten des Eisenbahnbetriebes setzen sich aus den Grundlagen oder Vordersätzen und den Einheitssätzen zusammen. Jede Ersparnis an den Vordersätzen ist am wirksamsten, weil sie sich auf alle davon betroffenen Einheitssätze bezieht, während Ersparnisse an den letzteren um so weniger wirken, je geringer diese selber sind; da jedoch die Vordersätze meist technischer Natur sind, entziehen sie sich im Einzelfalle mehr oder weniger der Kontrolle, was die Schwierigkeit des Sparens erhöht. Ob die Ablassung eines Bedarfsgüterzuges oder die Stellung einer Vorspannmaschine angemessen war, ist erheblich schwieriger zu prüfen, als die Angemessenheit der durch diese Massnahmen bedingten Einzelausgaben für Unterhaltung, Material und Beamte.

Ersparnisse im Personenverkehre sind um so wünschenswerther, als dieser z. Z. weniger lohnend ist als der Güterverkehr. Eine um 50 % bessere Platzausnutzung würde — nach besonderem Nachweise — für $\frac{1}{5}$ der auf den preussischen Staatsbahnen im Jahre 1884/85 in Personen- und Schnellzügen gefahrenen 67 Mill. Zugkm eine Ersparnis von $\approx 6\,400\,000$ M. bedeuten. Derselben steht vorwiegend das Coupéesystem unserer Wagen entgegen, wie die Gestaltung des amerikanischen Personenverkehrs zeigt; dort genügen drei Arten von Wagenabtheilungen, hier werden deren 7—9 geführt. Die Eintheilung jedes Wagens in 2 grosse Räume für Raucher und Nichtraucher mit zwischenliegendem Abort würde allen berechtigten Ansprüchen der Reisenden entsprechen und auch bei uns eine bessere Besetzung der Wagen zulassen, wie die Bevorzugung der Wagen mit Mittel- oder Seitengang — den Coupéewagen gegenüber — zeigt. Die I. Klasse würde aus den Personenzügen ganz fortzulassen, das Stationspersonal aber anzuweisen sein, jedem Zuge nur die bei der vorgeschriebenen Coupéebesetzung erforderliche Wagenzahl beizugeben.

Einführung von Omnibuszügen an Stelle mäsig besetzter Personenzüge würde gleichfalls erhebliche Ersparnisse herbeiführen, wie aus der vom Verfasser im Jahrg. 1884, Heft 6 des Archiv für Eisenbahnwesen veröffentlichten Betriebskosten-

rechnung erhellt, deren Richtigkeit durch die inzwischen bei der K. E. D. Hannover gesammelten Erfahrungen erwiesen wird. Darnach sind diese Kosten um 53 % geringer, als diejenigen eines aus einer thunlichst geringen Zahl von Wagen zusammengesetzten Personenzuges; wenn mit der Zeit der fünfte Theil der Personenzüge so gefahren werden könnte, würde nach den Sätzen von 1884/85 auf den preussischen Staatsbahnen eine Ersparnis von 4 000 000 M. erwachsen.

An besonderen Beispielen werden sodann die erheblichen Kosten von Vorspann-Locomotiven nachgewiesen, deren Gestellung nicht selten durch zu knappe Bemessung der Fahrzeit und häufigeres Anhalten auf den Stationen bedingt wird; die Kohlen würden um etwa 10 % theurer bezahlt werden können, wenn dadurch nur bei 3,3—4 % aller Fahrten die Vorspannmaschine erspart würde. Auch auf die grosse Bedeutung der zweckmässigen Vertheilung der Fahrzeit auf die einzelnen Strecken und die Verwendung ausreichend kräftiger Locomotiven wird eingehend hingewiesen; insgesamt betrüge das Ergebnis für 1884/85 auf den preussischen Staatsbahnen 600 000 M., wenn die Hälfte des bei Personen- und Schnellzügen geleisteten Vorspannes durch die beregten Massnahmen umgangen worden wäre.

Beim Güterverkehre ist vorwiegend auf Verstärkung der Züge, also Herabminderung der Locomotivkm hinzuwirken. 1884/85 war die durchschnittliche Zugstärke 72 Achsen; eine Steigerung bis auf 100—120 Achsen erscheint zweckmässig und durchführbar; eine solche um 20 % (bis auf 86 Achsen) wird schon — wie rechnerisch nachgewiesen wird — eine Ersparnis von 5 000 000 Mark bewirken.*)

Es wird für die Hauptstrecken empfohlen, die Anzahl der regelmässigen Güterzüge für jeden Wochentag so zu bemessen, dass jeder derselben mindestens 100—110 Achsen führt, stärkerer Verkehr durch stärkere Belastung der Züge, bezw.

Beförderung von Bedarfszügen zu bewältigen, ungenügend belastete Stück-Güterzüge mit durchgehenden Wagen zu verstärken,

*) Vergleiche bezüglich dieses Punktes auch die Betriebskosten-Vergleichung Englischer und Amerikanischer Bahnen. „Organ“ 1887, Seite 39 und 40.

Vorspann nur zum Ersteigen von starken Steigungen und bei ganz ungewöhnlichen Witterungsverhältnissen zu geben, Sonntags und Montags in der Hauptverkehrsrichtung nur diejenigen Züge zu fahren, für welche volle Belastung vorhanden ist, während in anderer Richtung nur die für die Locomotivfahrten einigermaßen günstig gelegenen Stückzüge entstehen (durch die letztere Mafsnahme allein würden etwa 7 % aller Güterzugkm gespart werden), volle Belastung der Güterzüge muss den Stationsbeamten als erste Regel gelten.

Die Gesamtersparnis, welche in diesen Erörterungen nachgewiesen ist, würde sonach rund 16 000 000 M. d. h. über 4 % aller Ausgaben betragen.

»Billigere Herstellung und bessere Ausnutzung der Maschinenkraft« sind die Schlagworte, unter welche der Verfasser am Schlusse des Vortrages seine beherzigenswerthen Vorschläge zusammenfasst; da derselbe bei »seinem Leisten« geblieben ist, so mangelt es der Begründung an keiner Stelle an der fachmännigen Tiefe und Gründlichkeit. Das Studium des reichhaltigen, hier aufgespeicherten Materiales wirkt — unterstützt durch den in Aussicht gestellten namhaften Erfolg anregend und belehrend.

S-y.

Gasglühlicht nach dem Patente Dr. Auer von Welsbach.

Den Vertrieb für die bei ihrer Erfindung viel besprochene Glühlichterzeugung mittels gewöhnlichen Steinkohlengases hat das bekannte Geschäft J. Pintsch übernommen. Die Leuchtkraft liefert ein unverbrennliches cylindrisch geformtes Gewebe, welches in der Wärme einer Gasflamme (auch Wasser- oder Oelgas) zur Weissgluth gebracht wird; die Leuchtkraft der Gasflamme kommt also gar nicht in Frage. Nach Angabe der ausführenden Firma verbraucht eine Flamme von ebensolcher Leuchtkraft, wie sie Argand- oder Schnittbrenner mit 150—170^l Verbrauch in der Stunde besitzen, 75—80^l. Die Lampe bietet eine grosse Leuchfläche, welche in ganz weissem, völlig ruhigem Lichte erglänzt, sie blendet daher wenig und erzeugt, entsprechend dem geringern Gasverbrauche, geringere Wärme und weniger Verbrennungsrückstände; die Cylinder bleiben daher länger klar. Der Glühkörper ist leicht auszuwechseln.

Ein Glühkörper überdauert 1000 Brennstunden, die Lampe kostet 15 M. und ein neuer Glühkörper unter Gegenrechnung des ausgebrannten mit 0,5 M. 2,5 M. Die Firma berechnet die Kosten einer solchen Lampe zu 3,0 M. im Jahre.

Unfall in Folge Mangels genügender Bremsen.

(Iron October 1886, S. 397).

Die Manchester-Sheffield and Lincolnshire Bahn, auf welcher vor zwei Jahren (vergl. Organ 1885, Seite 35) bei Penistone eine verhängnisvolle Entgleisung durch Vorhandensein einer guten selbstthätigen Bremse nach dem Marindin'schen Berichte wesentlich hätte abgeschwächt werden können, hat abermals einen Unfall zu verzeichnen, welcher nach dem Berichte des Major-General Hutchinson, R. E., an das Handelsamt gleiche Auffassung zulässt. Um 5,30 p. m. am 1. September d. J. setzte

die Locomotive mit dem Vorläufer etwas heftig vor einen am Bahnsteige stehenden fertigen Personenzug, dessen hinterer Theil hierdurch in ein Seitengleis gegen einen vor dem Endbuffer stehenden Wagen gestossen wurde; 22 Personen wurden hierbei, anscheinend alle leicht, verletzt. General Hutchinson spricht die Ansicht aus, dass der Unfall verhütet sein würde, wenn die fraglichen 8 Wagen statt mit einer nicht selbstthätigen, mit einer selbstthätigen Bremse ausgestattet gewesen wären, da bei der vorher erfolgten Ablösung der Locomotive die Bremsen angezogen sein würden. Der genannten Bahn wird ein schwerer Vorwurf daraus gemacht, dass sie nicht schon nach dem ersten Unfälle eine selbstthätige Bremse eingeführt hat.

Die Bremsversuche zu Burlington.

(Railroad Gaz. 1886, 30. Juli, S. 521 u. 526; 13. August, S. 558, 563; 20. August, S. 573; 27. August, S. 590, 596)

Die Ergebnisse der Versuche mit durchgehenden Bremsen für Güterzüge, welche von einer Anzahl Nordamerikanischer Bahnen seit dem Juli d. J. bei Burlington angestellt worden sind, werden besprochen. Mit diesen Versuchen wurden auch solche über die zum Anziehen und zur Bewegung der Züge nöthige Zugkraft angestellt.

Die Hauptschwierigkeit beim Bremsen bilden nach diesen Versuchen die heftigen Stösse in den hinteren Theilen langer Züge. Nur die Bremsen von Westinghouse (Luftdruck) und der Cames Co. (Vacuum) entsprachen dort den Erfordernissen des Betriebes.

v. B.

Betriebs-Ausgaben auf englischen und amerikanischen Bahnen.

(Engineering August 1886, Seite 201.)

Auf der Versammlung amerikanischer Ingenieure anfangs Juli 1886 zu Denver hielt E. B. Dorsey einen Vortrag über die Betriebskosten der Bahnen in Grossbritannien und Amerika, dessen wesentliche Grundlagen wir in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt geben; die Zahlen in derselben sind bei der Umrechnung sämmtlich abgerundet.

Da nach Spalte 5 bis 7 im Ganzen in Amerika auffallend schwerere Züge gefahren werden als in Grossbritannien, so können die die Kosten für ein Zugkm angehenden Zahlen der Spalten 8, 10, 12, 14 nicht als Grundlage des Kostenvergleiches dienen; es ist um so auffallender, dass selbst in diesen Zahlen stellenweise schon eine Minderausgabe für die amerikanischen Bahnen hervortritt, obwohl unter den schwereren Zügen bei sonst gleichen Verhältnissen sowohl die Bahnunterhaltung (Spalte 8) wie die Unterhaltung der Locomotiven (Spalte 10), die Erzeugung der Zugkraft (Spalte 12) und die Gesamtbetriebsausgabe (Spalte 14) für 1 Zugkm anwachsen müssten.

In den Kosten, welche sich auf die Beförderung von 1 t oder 1 Reisenden auf 1 km beziehen (Spalte 9, 11, 13 u. 15), zeigen sich daher vielfach beträchtliche Unterschiede zu Gunsten der amerikanischen Bahnen. Sieht man z. B. die London and North-Western Bahn (Nr. 7) und die Pennsylvania Bahn (Nr. 16) als für die beiden Länder maßgebende grossen Bahnen an, so zeigt sich, dass die Kosten auf der letzteren im Allgemeinen nur 50 % des Betrages für erstere ausmachen. Dorsey hebt

Laufende Nummer.	Name der Bahnlinie.	Jahr	Länge der Linie km	Züge über die ganze Linie täglich	Durchschnittskosten auf 1 km Mk.	Durchschnittslast des Zuges			Gesamtkosten der Bahn-Unterhaltung		Gesamtkosten der Ausbesserung und Erneuerung der Locomotiven		Gesamtkosten der Zugkraft		Gesamtkosten Betriebskosten	
						tons	Reisende	tons und Reisende	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.
Grossbritannien.																
1	Caledonian	82	—	—	—	—	—	—	27,4	—	—	—	40	—	164	—
		83	1400	43	—	69	37	55	25,0	0,456	13,2	0,242	42	0,761	167	3,04
		84	1400	45	—	64	35	51	26,5	0,520	13,7	0,268	43	0,790	158	3,09
2	Great-Eastern	82	—	—	—	—	—	—	27,5	—	—	—	45	—	170	—
		83	1680	42	—	69	45	55	27,0	0,494	13,9	0,253	47	0,853	166	3,02
		84	1662	43	—	68	46	55	26,2	0,472	13,2	0,242	45	0,815	161	2,92
3	Great-Northern	82	—	—	—	—	—	—	25,3	—	—	—	40	—	156	—
		83	1230	68	—	61	35	48	24,8	0,520	10,5	0,218	41	0,845	154	3,20
		84	1255	69	—	60	34	47	24,2	0,515	10,6	0,226	40	0,850	148	3,15
4	Great-Western	82	—	—	—	—	—	—	37,5	—	—	—	40	—	157	—
		83	3620	42	—	65	45	55	37,4	0,680	15,2	0,276	40	0,709	158	2,87
		84	3680	42	—	64	44	54	36,2	0,670	—	—	40	0,748	156	2,83
5	Great Southern and Western of Ireland	82	—	—	—	—	—	—	40,7	—	—	—	49	—	182	—
		83	765	19	—	74	40	54	45,3	0,840	15,8	0,292	49	0,905	181	3,36
		84	795	19	—	73	37	52	42,8	0,820	15,6	0,304	48	0,918	177	3,42
6	Lacashire and Yorkshire	82	—	—	—	—	—	—	32,8	—	—	—	51	—	204	—
		83	790	84	—	99	42	66	33,5	0,510	—	—	46	0,700	197	2,99
		84	795	88	—	96	41	64	32,7	0,512	—	—	42,5	0,665	187	2,92
7	London and North-Western	82	—	—	—	—	—	—	32,5	—	—	—	40	—	174	—
		83	2870	68	—	78	39	59	31,2	0,530	12,1	0,205	40,5	0,684	172	2,92
		84	2880	68	—	78	38	58	31,8	0,550	12,6	0,216	41	0,710	172	2,97
8	London and South-Western	82	—	—	—	—	—	—	35,7	—	—	—	44	—	192	—
		83	1155	49	—	71	51	56	33,5	0,600	14,2	0,255	44	0,783	188	3,36
		84	1155	49	—	69	51	56	34,3	0,612	14,2	0,255	51	0,909	188	3,34
9	London, Brighton and South-Coast	82	—	—	—	—	—	—	25,8	—	—	—	47,5	—	174	—
		83	645	63	—	91	56	63	26,2	0,415	11,1	0,176	48	0,760	174	2,76
		84	667	62	—	83	55	61	25,8	0,423	11,8	0,192	47	0,770	167	2,76
10	Manchester Sheffelt and Lincolnshire	82	—	—	—	—	—	—	24,3	—	—	—	37,5	—	174	—
		83	502	66	—	77	35	62	23,4	0,420	—	—	39	0,652	172	2,78
		84	505	69	—	75	34	60	23,2	0,385	—	—	37	0,626	171	2,93
11	Midland	82	—	—	—	—	—	—	26,7	—	—	—	39	—	148	—
		83	2220	76	—	61	33	50	24,9	0,498	13,8	0,276	41	0,814	148	2,94
		84	2230	76	—	61	33	50	23,5	0,472	13,2	0,266	40	0,790	148	2,97
12	North-Eastern	82	—	—	—	—	—	—	33,5	—	—	—	54	—	182	—
		83	2450	51	—	78	37	62	32,5	0,523	20,6	0,332	56	0,900	178	2,88
		84	2450	49	—	76	35	59	32,6	0,552	21,8	0,370	56,5	0,955	178	3,02
13	South-Eastern	82	—	—	—	—	—	—	29,2	—	—	—	46	—	195	—
		83	592	55	—	85	66	71	28,2	0,398	10,2	0,144	47	0,669	196	2,76
		84	592	59	—	82	62	66	26,2	0,397	10,3	0,158	45	0,685	185	2,82
14	Grossbritannische Bahnen	82	29500	—	520000	—	—	—	32,3	—	—	—	43	—	170	—
		83	30000	46	530000	73	43	57	31,7	0,553	—	—	44	0,763	169	2,97
		84	30500	46	530000	71	42	55	30,7	0,553	—	—	44	0,800	166	3,02
15	Englische Bahnen	82	—	—	—	—	—	—	31,8	—	—	—	44	—	162	—
		83	21400	54	613000	73	44	57	30,8	0,540	—	—	44,5	0,788	170	2,99
		84	21600	54	621000	72	43	56	30,2	0,537	—	—	45	0,800	168	2,99

Laufende Nummer.	Name der Bahnlinie.	Jahr	Länge der Linie km	Züge über die ganze Linie täglich	Durchschnittskosten auf 1 km Mk.	Durchschnittslast des Zuges			Gesamtkosten der Bahn-Unterhaltung		Gesamtkosten der Ausbesserung und Erneuerung der Locomotiven		Gesamtkosten der Zugkraft		Gesamtkosten Betriebskosten	
						tons	Reisende	tons und Reisende	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.	Auf ein Zug-km Pf.	Auf ein ton-km oder ein Reisenden-km Pf.
16	Vereinigte Staaten. Pennsylvania Ry. Division	83	2090	52	—	189	45	152	46,2	0,305	18,6	0,124	64	0,423	226	1,47
		84	2350	45	—	205	42	160	43,0	0,270	18,4	0,116	63	0,388	222	1,39
		85	2425	46	—	210	45	167	33,7	0,210	16,3	0,097	58	0,349	216	1,08
17	New-York Central and Hudson River	83	—	—	—	205	71	160	56,8	0,350	17,8	0,110	90	0,562	323	2,02
		84	1590	53	—	196	60	147	49,3	0,335	13,6	0,092	70	0,472	285	1,94
		85	1590	56	—	195	70	150	39,6	0,260	12,9	0,087	65	0,433	243	1,65
18	Louisville and Nashville, Hauptlinie	83	297	21	224000	149	40	109	34,5	0,320	11,8	0,108	54	0,497	224	2,05
		84	297	23	227000	145	59	112	27,6	0,245	12,2	0,108	54	0,483	224	2,00
		85	297	21	228000	149	58	114	28,7	0,250	10,8	0,095	49	0,430	214	1,88
19	Nashville and Decatur . .	83	192	15	97500	153	39	116	46,0	0,395	12,0	0,102	54	0,462	272	2,35
		84	192	15	98100	161	49	125	35,6	0,285	12,3	0,097	55	0,441	255	2,04
		85	192	15	99000	162	64	128	32,8	0,260	10,9	0,087	53	0,417	240	1,88
20	South- and North-Alabama	83	303	17	232500	129	34	103	55,5	0,538	12,2	0,118	52	0,501	235	2,28
		84	303	18	233000	124	45	107	40,2	0,375	12,4	0,116	51	0,477	228	2,14
		85	303	19	234000	117	57	101	28,8	0,286	11,2	0,110	49	0,483	198	1,96
21	Mobile and Montgomery .	83	287	12	156500	137	43	105	60,5	0,577	12,0	0,113	50	0,475	250	2,38
		84	287	13	158000	129	52	104	74,2	0,719	11,2	0,118	51	0,490	274	2,62
		85	287	14	158500	123	75	104	60,1	0,578	10,7	0,102	48	0,458	243	2,33
22	New-Orleans, Mobile and Texas	83	226	12	307000	150	64	110	46,5	0,446	11,4	0,102	55	0,498	260	2,37
		84	226	12	308000	143	80	112	57,9	0,517	11,9	0,105	56,5	0,514	282	2,51
		85	226	12	309000	138	93	114	42,2	0,370	10,2	0,089	54,5	0,466	247	2,22
23	Knoxville Branch	83	273	4	118000	134	42	91	133,0	1,462	11,4	0,126	56	0,612	292	3,22
		84	273	10	111000	122	39	88	94,0	1,060	12,1	0,136	55	0,630	247	2,82
		85	273	11	111500	126	31	91	58,0	0,640	10,9	0,118	50	0,551	196	2,15
24	Memphis Linie	83	414	10	149500	100	32	69	63,6	0,920	11,4	0,165	49	0,709	219	3,18
		84	414	9	150000	110	39	76	60,0	0,787	11,9	0,155	52	0,680	222	2,92
		85	414	9	150000	126	34	81	57,5	0,708	10,5	0,129	51	0,630	222	2,74
25	Henderson Division	83	242	14	174500	126	27	93	58,0	0,626	12,0	0,124	52	0,555	217	2,34
		84	242	13	175000	138	42	116	65,6	0,565	12,5	0,108	52	0,446	246	2,12
		85	242	13	176000	152	45	125	46,9	0,336	11,2	0,089	45,5	0,362	212	1,70
26	St. Louis Division	83	335	8	139000	109	32	74	89,3	1,208	11,4	0,157	43	0,580	270	3,65
		84	335	9	140000	109	33	75	84,0	1,126	12,0	0,160	45	0,570	266	3,54
		85	335	9	140000	122	32	82	74,2	0,905	10,6	0,128	42	0,507	245	2,98
27	Cincinnati Division	83	176	17	186500	113	41	80	44,3	0,526	11,4	0,142	55	0,690	233	3,54
		84	176	18	187500	125	51	92	41,2	0,448	12,0	0,129	53	0,578	282	3,05
		85	176	19	186000	135	45	95	38,2	0,402	10,6	0,110	50	0,525	270	2,85
28	Lexington Branch	83	107	10	186500	103	37	60	100,0	1,663	10,6	0,176	49	0,815	254	4,23
		84	107	11	187000	159	48	90	72,2	0,810	11,5	0,126	50	0,560	233	2,58
		85	107	11	187000	165	40	91	55,0	0,603	10,2	0,113	47	0,525	207	2,27
29	Chicago, Rock-Island and Pacific	83	2220	22	219000	109	53	95	44,7	0,472	8,7	0,092	44	0,465	204	2,11
		84	2220	25	222000	110	49	94	36,8	0,394	9,3	0,097	44	0,465	190	2,02
		85	2220	22	223500	106	52	93	38,4	0,415	8,4	0,089	47	0,509	196	2,11
30	Philadelphia and Erie . . .	83	459	26	—	268	44	221	67,0	0,302	24,4	0,110	81,5	0,370	282	1,24
		84	459	26	—	279	38	221	55,5	0,252	25,1	0,113	73,5	0,333	245	1,11
		85	459	26	—	288	35	229	47,3	0,208	20,3	0,089	67	0,292	218	0,95

hervor, dass die längern Fahrstrecken eines Gutes, sowie die billigern Löhne in Amerika natürliche Ursachen eines solchen Unterschiedes seien, dessen volle Höhe jedoch nicht begründen können und er schliesst daraus, dass Betrieb und Unterhaltung der Bahnen im Allgemeinen in Amerika zweckmässiger gehandhabt werden, als in England. Uebrigens weisst die Tabelle auch für die amerikanischen Bahnen unter sich beträchtliche Kostenschwankungen auf.

Die einschienige Eisenbahn von Lartigue.

(Engineer 1886, September, Seite 225).

(Hierzu Zeichnungen auf Tafel III, Fig. 6—10).

Die englisch-französische Lartigue-Gesellschaft führt Strecken einschieniger Eisenbahnen auf eisernen Böcken mit übergestülpten Fuhrwerken nach den Angaben der französischen Ingenieure Lartigue und Mallet aus, von denen bereits einige mit gutem Erfolge betrieben werden. Die wichtigsten Theile einer solchen Anlage sind in den Fig. 6 bis 10 auf Tafel III dargestellt, welche die Einzelheiten einer für Tunis im Bau begriffenen Strecke veranschaulichen.

Die Bahn besteht aus Δ förmigen eisernen Böcken mit auf den Boden gelegten Querschwellen, deren Entfernung der Tragfähigkeit der auf den Bockspitzen ruhenden Schiene entspricht; letztere ist jedoch durch ein unter den Fuss gelegtes T-Eisen verstärkt, dessen Steg das Einsetzen in die Böcke ermöglicht. Die Höhe der Böcke gleicht die Unebenheiten des Erdbodens aus, und da die Anlage geeignet entworfen ist, um selbst Steigungen von 1:10 zu überwinden, so sind Erdarbeiten nur in verschwindendem Masse erforderlich. Die schrägen Seitentheile der Böcke tragen Führungsschienen, welche das Schwanken der im steten Gleichgewichte auf der Schiene hängenden Fuhrwerke bei einseitiger Belastung dadurch verhindern, dass vier wagerechte Rollen unter dem Wagenboden befestigt, sich nach Bedarf mit dem Umfange gegen die Führungsschienen legen. Unter gewöhnlichen Verhältnissen sind die Böcke $\sim 1,0^m$ hoch, jedoch ist die höhere Ueberschreitung von Strassen, Flüssen u. s. w. nicht ausgeschlossen; vielmehr ist die Anordnung auch bereits auf einen Entwurf zu einer Stadtbahn für Paris übertragen, in welchem die Schiene auf einem in 10^m Theilung durch 6^m hohe schmiedeeiserne Gitterpfeiler unterstützten Gitterträger von 76 cm Höhe ruht, dessen Untergurt die Seitenschienen für die Führungsrollen trägt.

Die Fuhrwerke, von denen in Fig. 6—10, Tafel III einige in den Haupttheilen dargestellt sind, hängen unabhängig von ihrem Zwecke alle in gleicher Weise mit zwei Nuthrädern auf der Schiene. Die Maschinen haben nach Mallet's Entwürfen verschiedene Gestalt. Fig. 8—10 zeigen eine den gewöhnlichen sehr ähnliche Locomotive mit drei gekuppelten Achsen, jedoch hat sie zur Herstellung des Gleichgewichtes zwei Langkessel und zwei zwischen diesen liegende Cylinder erhalten.

Für leichte Bahnen hat Mallet eine kleinere Locomotive mit zwei stehenden Kesseln entworfen, welche in Fig. 10 auf Tafel III dargestellt ist. Die beiden Kessel A haben einen gemeinsamen Dom in Gestalt eines grossen Verbindungsrohres a, welches zugleich den oberen Rahmentheil bildet und das Dampf-

ventil aufnimmt. Ein zweites enges Verbindungsrohr liegt unter dem tiefsten Wasserspiegel, welches gestattet nur einen Kessel zu speisen, zugleich aber das Ueberströmen des Wassers beim Durchfahren von Krümmungen in den äussern Kessel einschränkt. Die Cylinder liegen vorn im Rahmen und treiben das Vorderrad unmittelbar, das gekuppelte Hinterrad mittelbar. Der auf dem Sitze N unter dem Dache M sitzende Führer kann nicht allein die sämtlichen Hebel und Handräder ohne aufzustehen erreichen, sondern auch die Koke unter dem Sitze, welche er in mechanische Feuerungsvorrichtungen der beiden Kessel wirft, wie auch die Hähne der beiden Wasserkästen B vor den Kesseln, welche den Wasserstand, vermöge eines bis auf den Boden beider reichenden Heberrohres, stets genau ausgleichen.

Auch diese Locomotive besitzt wagerechte Leitrollen K an den unteren Kesselenden, welche in Krümmungen thätig werden. Sonst befindet sich die Maschine stets in unveränderlichem Gleichgewichte zur Schiene. Bei 7 at Kesselspannung zieht die Maschine, deren wichtigste Masse in Fig. 10 auf Tafel III eingeschrieben sind, 70 t auf der Wagerechten, 18 t auf 1:100, 9 t auf 1:50 und 6 t auf 1:33 mit 8 bis 9,5 km Geschwindigkeit. Die Maschine durchläuft mit Leichtigkeit Krümmungen bis zu $9,5^m$ Halbmesser.

Nöthigenfalls folgt dieser Maschine ein kleiner Wagen mit einer Westinghouse Druckpumpe nebst Behälter und einer kleinen Hilfsmaschine mit zwei Cylindern, welche mit Dampf aus den Kesseln der Hauptmaschine auf besonders steilen Strecken in Betrieb gesetzt wird. Diese 560 kg schwere Hilfsmaschine greift mit einem Zahnrade in eine an die Schiene gebolzte Zahnstange.

Verschiedene Linien dieser Art sind bereits im Betriebe. Eine solche wird in den Ost-Pyrenäen in den Ria-Minen für Erztransporte mittels Electricität benutzt; hier erzeugt nach einer Anordnung von Siemens der gefüllt abwärts gehende Zug den Strom, welcher den leeren aufwärts bewegt.

Eine ältere Linie dient in Algier Zwecken des Ackerbaues, für welche diese Art von Bahnen besonders geeignet ist, weil ihre leichte Beweglichkeit ein enges Anschmiegen an das augenblickliche Bedürfniss ermöglicht. Diese etwa 100 km langen Linien haben sich bewährt, so dass die Lartigue-Gesellschaft eine zweite für Tunis liefert, von der im Sommer 1886 ein Stück in Westminster (London) auf dem Platze des alten Tothill Fields Gefängnisses ausgestellt und im Betriebe war.

In Russland hat ein besonderer Ausschuss Versuche mit einer solchen $1,0^m$ über dem Boden liegenden Bahn für militärische Zwecke angestellt. Drei Mann stellten in 6 Minuten 2^m der Bahn her, auf welcher ein Pferd bequem 5 t zog. Dabei erstieg die Bahn auf 1000^m Länge 61^m Höhe (1:16,5). Andere Versuche auf dem Uebungsfelde der Kaiserlichen Garde zu Oust-Sjord bei St. Petersburg mit Fuhrwerken für Truppenbeförderung hatten gleichfalls befriedigende Ergebnisse. In den kleinen Wagen sassen je drei Mann auf jeder Seite der Schiene, oder für Verwundete wurden auf jeder Seite zwei hängende Lager über einander angebracht; namentlich die Verwundeten-Beförderung fiel besonders befriedigend aus.

Zahnstangenbahn auf den Pilatus.

(Schweizerische Bauzeitung 1886, Bd. VII, S. 53 und Bd. VIII, S. 98).
(Hierzu Zeichnung Fig. 1—4 auf Tafel VI).

Die Linie der Zahnstangenbahn auf den Pilatus beginnt mit Ord 440^m in Alpnach-Stad, fast unmittelbar am Ufer des Alpnacher Zweiges des Vierwaldstädter Sees, verfolgt bis dicht hinter km III den gewöhnlichen Weg zum Pilatus über Aem-sigen (Station), schwenkt dann aber an der »Matt« rechts ab, um den unter dem Namen »Esel« bekannten Kopf in einem 350^m langen Tunnel zu durchbrechen, und endet auf Ord. 2076,45^m beim Gasthause Bellevue. Die ganze Höhe von 1636,45^m wird auf einer Länge von 4548^m wagerecht gemessen erstiegen, wobei an fünf Stellen von zusammen 1132^m Länge die stärkste Steigung von 48 % zur Anwendung kommt; die schärfste Krümmung von 80^m Halbmesser ist gleichfalls fünf Male u. zw. auf Längen bis zu 190^m verwendet.

Der Oberbau der Linie ist in Fig. 3 auf Tafel VI dargestellt. Seine Unterstützung erfolgt nach Fig. 4 auf Tafel VI durch mit Granitplatten abgedecktes, in den Untergrund eingelassenes Mauerwerk, welches von schmiedeeisernen Ankerbügeln umfasst wird, oder nach Fig. 1 auf Tafel VI durch künstliche Unterbauten, in deren Mauerwerk die Ankerbügel eingelassen werden. In einer Theilung, welche mit den Mäsen 40 cm, 130 cm, 130 cm, 40 cm in regelmässiger Wiederkehr wechselt, sind auf diese Anker flusseiserne Querschwellen gebolzt, deren Γ förmiger Querschnitt halb in die mit der Untermauerung verzahnten Deckplatten eingelassen sind. Die Schienen werden durch beiderseitig angelegte Klemmwinkel mit jeder Querschwelle verbunden; in den mitten in jeder zweiten engen Schwellentheilung liegenden Stössen der 6^m langen Schienen sind diese Winkel durchlaufend zu einer Art von Laschen ausgebildet. Die wagerecht unterschnittenen Schienenköpfe bleiben durchweg auch von den Laschen frei, da sie von Klauen umfasst werden sollen, die den Wagen gegen Umsturz durch Windstösse sichern. Die Spurweite beträgt 80 cm.

Mitten über dem Gleise u. zw. mit ihrer Mitte 75^{mm} über Schienenoberkante liegt die wagerechte beiderseits gezahnte Zahnstange von 132^{mm} Gesamtbreite, 40^{mm} Höhe und 85,7^{mm} Zahntheilung. Die Stange ist in Längen von 300 cm aus Martinstahl hergestellt, und da die Längenänderung bei stärkstem Wärmewechsel 2,5^{mm} beträgt, so wird die Stosstheilung bei höchster Wärme $1\frac{1}{4}$ ^{mm} zu eng, bei grösster Kälte ebensoviel zu weit zu legen sein. Die Stücke für die Krümmungen werden gerade gefraist und dann gebogen, wobei der kleinste Halbmesser von 80^m einen Theilungsfehler der Stange gegenüber den Rädern von 0,06^{mm} für einen Zahn bedingt, wodurch aber die Umdrehungszahlen der äusseren und inneren Zahnräder stets völlig gleich gehalten werden.

Die Zahnstange ist auf einen durchlaufenden Stangen-träger von dem Belageisen ähnlichem Querschnitte aufgenietet. Auch dieser besteht aus 300 cm langen Theilen, und seine Stösse liegen 90^{mm} gegen die Mitten der Schwellentheilungen von 40 cm versetzt, die Stösse der Stange gerade über diesen; das übergreifende Ende der Stange wird mit dem Träger der Aus-wechselung halber verbolzt. Für diesen Stangenträger sind mittels zweier Winkel Γ förmige schmiedeeiserne Stühle auf

die Querschwellen genietet, welche über den einzeln liegenden Schwellen deren Breite zur Länge haben, die beiden engliegenden Schwellen aber mit 54 cm Länge ganz überdecken. Die Löcher in diesen Stühlen werden nach Aufpassen des Stangen-trägers gebohrt, die Befestigung erfolgt der Auswechelung wegen mit Schrauben. Die schrägen Seitenflanken des Trägers werden im oberen Theile lothrecht, und dienen hier als Laufflächen zweier wagerechter, unter den Zahnrädern befestigter Leitscheiben vom Durchmesser der Zahntheilkreise (Fig. 3 u. 4, Tafel VI), welche einerseits den Zahngriff unabänderlich festlegen, ander-seits das Fuhrwerk, welches wegen der scharfen Kurven Räder ohne Spurkränze besitzt, sicher führen. Bei der Bestimmung der Stärke der quer zur Walzrichtung angearbeiteten Zähne ist eine Bruchfestigkeit des Stahles von mindestens 5000 kg vorausgesetzt.

Das Fahrzeug (Fig. 1 u. 4, Tafel VI) trägt eine Maschine mit stehendem Kessel am untern Ende, welche mittels Kurbel und Kegelradvorgelege die beiden untern in unabänderlichem Abstände in zur Bahnneigung winkelrechter Achse gelagerten Zahnräder mit ihren Führungsscheiben treibt. In den Krüm-mungen müssen nach dem gesagten diese Scheiben etwas auf ihren Laufflächen am Stangenträger gleiten.

Ein gleiches Zahnscheibenpaar läuft in der Nähe der obern Laufachse, wird jedoch nicht getrieben, sondern dient lediglich den unten zu besprechenden Bremszwecken. In der Nähe dieser Achse befinden sich auch die gegen den Winddruck sichernden Schienenklauen (Fig. 1 auf Tafel VI).

Die wichtigsten Zahlenangaben für das Fuhrwerk sind die folgenden:

Heizfläche	20 qm
Cylinderdurchmesser	220 ^{mm}
Kolbenhub	300 ^{mm}
Dampfdruck	12 at
Umlaufzahl der Kurbelwelle in einer Minute	180
Theilungsdurchmesser der Zahnräder, zugleich	
Durchmesser der Führungsscheiben . . .	411 ^{mm}
Zahntheilung der Zahnräder	85,7 ^{mm}
Zähnezahl der Zahnräder	15
Gewicht des leeren Fahrzeuges	5700 kg
Gewicht des dienstfähigen beladenen Fahrzeuges	10500 kg
Zahndruck bei 48 % Steigung	4600 kg
Abstand der Laufachsen	5,2 ^m
Grösste Breite des Fahrzeuges	2,2 ^m
Grösste Länge des Fahrzeuges	10,4 ^m
Spurweite	80 cm
Zahl der Sitzplätze	32
Last auf der oberen Achse bei leerem Fahrzeuge	~ 3800 kg
« « « unteren « « « «	~ 1900 kg
« « « « « « « vollern «	~ 3800 kg
« « « oberen « « « «	~ 6200 kg

Die Bremsvorrichtungen, bei derartigen Bahnen einer der wichtigsten Theile, sind sehr vollständig ausgestattet. Es sind vorhanden:

- 1) die gewöhnliche Luftbremse,
- 2) eine Reibungsbremse an der Kurbelwelle,

- 3) eine solche am oberen Zahnradpaare,
- 4) eine selbstthätige Auslösung der letzten.

Die unter 3) erwähnte Reibungsbremse kann durch Anziehen eines Hebels sowohl vom Maschinisten wie vom Schaffner am oberen Ende in Thätigkeit gesetzt werden. Die Einrichtung ist folgende: Die Zahnscheiben treiben ihre Achsen bei Berg- und Thalfahrt um; auf diesen Achsen stecken Schneckenscheiben, jedoch mittels Klauenkuppelung (siehe Grundriss Fig. 2 auf Tafel VI) so befestigt, dass sie nur bei der Thalfahrt mit umlaufen, und dann eine Schneckenwelle mit Reibungsscheibe an einem Ende in der Minute 300 Mal umlaufen lassen. Die Reibungsscheibe trägt die von oben und unten zu bedienende Bremse, welche also die Schneckenwelle, die Schneckenscheiben und mittels deren Klauenkuppelung die Zahnradachsen feststellt. Die selbstthätige Einrückvorrichtung 4) befindet sich am zweiten Ende der Schneckenwelle, und tritt in Thätigkeit sobald die regelmässige Geschwindigkeit von $1,0^m$ in 1 Sekunde um 50 % überschritten ist.

Ueber diese Anordnung der Bahn und des Fahrzeuges liegen zwei Gutachten, eines der Herren Professoren Ritter und Gerlich (Zürich), sowie eines der Herren Maschinenmeister Haueter und Stocker vor, welche sich befürwortend aussprechen, und die Sicherheit für genügend, die der Rigibahnen übertreffend, erklären.

Am 5. October hat nun die erste Probefahrt auf der bis dahin fertiggestellten Strecke von 360^m stattgefunden, welche sowohl die stärkste Steigung von 48 % wie den kleinsten Krümmungshalbmesser enthält. Das ohne Belastung im Betriebe 7910 kg wiegende Fuhrwerk wurde mit 1^m Geschwindigkeit mehrfach berg- und thalwärts gefahren, und dabei zu wieder-

holten Malen mit jeder der drei Bremsen auf den steilsten Strecken zum Halten gebracht. Bei der Thalfahrt liess man mehrfach Beschleunigungen eintreten, welche im Augenblicke des Ueberschreitens von $1,5^m$ Geschwindigkeit jedesmal die selbstthätige Bremse auslösten, und das Fuhrwerk sofort zum Stehen brachten. Es zeigte sich, dass die in Fig. 1, Tafel VI leicht angedeutete Bandbremse an den oberen Zahnradern zu plötzlich wirkte, und daher ein stossartiges Anhalten erzeugte, sie ist daher durch eine Backenbremse ersetzt. Bei der Bergfahrt wird diese Bremse angezogen, wirkt aber nicht, weil bei dieser Fahrriichtung die Klauenkuppelung der Schneckenscheiben nicht eingreift; sollte aber durch Versagen der Maschine von selbst eine thalwärts gerichtete Bewegung einzutreten suchen, so stellt die Bremse das Fahrzeug sofort fest.

Langsamer wirkte naturgemäss die Luftbremse, welche in erster Linie für die richtige Abmessung der Geschwindigkeit, weniger für das Anhalten bestimmt ist.

Auch als man das Gewicht um 2800 kg auf 10700 kg erhöht hatte, wirkte die Bremse mit derselben Sicherheit, auch zeigte sich die Leistungsfähigkeit der Maschine so bedeutend, dass man bei der Bergfahrt auf 27,2 % Steigung eine Geschwindigkeit von $2,0^m$ erreichen konnte, obwohl dabei der höchste Dampfdruck noch nicht zur Verwendung kam.

Die Abnutzungsspuren zeigten ein völlig ordnungsmässiges Arbeiten aller Theile, und Widerstandsmessungen ergaben selbst in den schärfsten Krümmungen nur unwesentliche Vermehrungen der Widerstände.

Die Ergebnisse der Probefahrt waren somit durchweg höchst befriedigende.

Technische Litteratur.

Technologisches Wörterbuch, Deutsch-, Englisch-, Französisch. Herausgegeben von Dr. E. Röhrig in Hannover. Mit einem Vorworte von weil. Karl Karmarsch. Vierte verbesserte und bedeutend vermehrte Auflage. Wiesbaden. Verlag von J. F. Bergmann 1887. Preis 10 M.

Bei der von Jahr zu Jahr inniger werdenden Verbindung der Kreise der Techniker in den Kulturländern ist auch das gegenseitige Verständnis der Sprache des gewöhnlichen Lebens z. Th. ganz fern stehenden technischen Ausdrücke zu unabweislichem Bedürfnisse geworden. Unter den Büchern, welche dieses Verständnis ermöglichen und fördern wollen, hat das Technologische Wörterbuch, welches unter Karl Karmarsch Leitung schon 1852 entstand, seit dieser Zeit den ersten Platz eingenommen, und sich der gestellten Aufgabe in den früheren Auflagen mehr und mehr gewachsen erwiesen. Bei dem reissenden Fortschritte aller Zweige der Technik entstehen aber in kurzer Zeit stets neue Lücken, und so begrüssen wir diese neue Auflage freudig, in welcher eine neue Gelegenheit zur Befriedigung der neuesten Bedürfnisse nicht allein geboten, sondern auch in ausgedehntem Mafse ausgenutzt wurde. Etwa 9000 neu eingeschaltete Stichworte zeigt die Vorrede der neuen Auf-

lage an, welche sich auf alle Gebiete, vornehmlich aber auf die im stärksten Aufschwunge befindlichen des Seewesens und der Electrotechnik vertheilen.

Die Namen der Mitarbeiter, unter denen neben vielen der altbekannten auch eine Reihe neuer von hervorragendem Rufe sich finden, verbürgen auch für die neue Auflage die sorgfältigste Bearbeitung, und sei denn das verdienstvolle Werk, dessen beide weiteren — für uns Deutsche wichtigsten — Bände hoffentlich recht bald nachfolgen, den Fachgenossen auf das angelegentlichste empfohlen.

Das Stadtbahn-Project von Siemens & Halske für Wien. Wien 1886 in Commission bei R. Lechners K. K. Hof- und Universitätsbuchhandlung.

Die Druckschrift bringt im Gegensatze zu den älteren Entwürfen von Fogerty, dem Wiener Stadtbau-Amte, Siemens und Halske und andern, welche sämmtlich auf die Anlage eines Ringnetzes nach Londoner Vorbild ausgingen, einen neuen Gedanken, nämlich eine Wiener Stadtbahn in demselben Sinne, wie in Berlin zu schaffen, welche demnach in erster Linie die

in Wien einlaufenden Hauptbahnen verbinden, dabei soweit möglich auch dem Ortsverkehre dienen soll. Der Entwurf umfasst daher lediglich eine durch die Stadt geführte Linie im Anschlusse an die bestehende Verbindungsbahn, welche die Kaiser Franz Josephs-Bahn, Nordwestbahn und Kaiser Ferdinands-Nordbahn einerseits, mit der Aspang-Bahn, Oesterr.-Ungarischen Staatsbahn, Südbahn und Kaiserin Elisabeth-Westbahn andererseits verbindet, und so die Lücke schliesst, welche Wien im österreich-ungarischen Bahnnetze bildet, wie Berlin bis vor Kurzem im preussischen. Die alle örtlichen und die Verkehrsverhältnisse der grossen Bahnen eingehend behandelnde Schrift stellt auf Grund dieser ein klares und wohl durchdachtes Betriebsprogramm für die entworfene Linie auf, und ist bei der umfassenden Darstellung aller in Frage kommenden Verhältnisse auch anderer Grossstädte nicht bloss für die unmittelbar beteiligten Kreise beachtenswerth, bietet vielmehr in hohem Mafse auch allgemeines Interesse. Das Heft ist neben einigen Uebersichtsskizzen mit einer klaren Darstellung der Wiener Bahnanlagen versehen.

Die Bauwerke der Berliner Stadt-Eisenbahn. Sonderdruck der amtlichen Veröffentlichungen aus der Zeitschrift für Bauwesen, herausgegeben im Ministerium für öffentliche Arbeiten. Nebst einem Vorworte. Mit 38 Tafeln, zahlreichen Holzschnitten und einem Plane der Stadt und Ringbahn. Berlin, Verlag von Ernst & Korn 1886. Preis 48 M.

Das Werk bringt zwar nur das was in mehreren Heften der Zeitschrift für Bauwesen vertheilt bereits früher veröffentlicht wurde. Gleichwohl erachten wir die Sonderausgabe als im höchsten Mafse förderlich, da die Benutzung durch diese Gestalt wesentlich erleichtert wird. Ueber die Bedeutung des Werkes brauchen wir keine Worte zu verlieren. Die Leistungen bei der Erbauung der Berliner Stadt-Eisenbahn haben in den letzten Jahren allgemeine Anerkennung gefunden, und die Theile dieses Bauwerkes sind bereits ein Feld des Studiums für Viele geworden. Wir gehen wohl nicht zu weit, wenn wir die vorliegende Veröffentlichung eine der bedeutsamsten aus längerer Vergangenheit nennen.

Die Ausstattung des Werkes ist, was Druck, Holzschnitte und Tafeln anlangt als eine mustergültige zu bezeichnen, der gegenüber der Preis ein äusserst mässiger ist. Wir können das Werk den Fachgenossen somit in jeder Beziehung auf das angelegentlichste empfehlen.

Der Schienenweg der Eisenbahnen. Von Ferdinand Loewe, Professor der Ingenieur-Wissenschaften an der Kgl. bayer. Technischen Hochschule zu München. Mit 142 Abbildungen. Wien, Pest, Leipzig. A. Hartlebens Verlag. 1887. Preis gebunden 6 M.

Der aus seinen vielfachen Veröffentlichungen über den Oberbau der Eisenbahnen wohlbekannte Verfasser bringt unter obigem Titel eine kurze Darstellung der Ausbildung des Bahnkörpers und eine ausführliche Darlegung der Anordnung und

Berechnung des Oberbaues einschliesslich der Gleisverbindungen bis zu den neueren Erfindungen und Vorschlägen. Der Verfasser schlägt hierbei insofern einen unseres Wissens neuen Weg ein, als er seine Darstellungen so allgemein fasslich durchführt, dass das Buch selbst nichttechnischen Leserkreisen einen ohne grosse Mühe zu gewinnenden Einblick in das Wesen des wichtigen Förderungsmittels des heutigen öffentlichen Lebens, des Schienenstranges, gewähren kann. Gleichwohl wird auch der Techniker das für ihn Nothwendige dem Buche zu entnehmen im Stande sein, da die eingehenden Begründungen für die verschiedenen Abschnitte in einem Anhange zusammengefasst beigefügt sind. Nur die Ergebnisse dieser sind dem Texte beigefügt, möglichst aber durch allgemeine Betrachtungen hier soweit erläutert, dass sie nicht ganz zusammenhanglos dastehen. Dem Techniker wäre vielleicht eine ausführlichere Darstellung der Anordnungen durch Einzelzeichnungen erwünscht gewesen, als sie in den beigegebenen Holzschnitten möglich war, wir können das Fehlen derselben aber nicht als einen Mangel auffassen, weil das Werk die angestrebte Eigenart schon allein der Preisstellung wegen dadurch verlieren würde. Bei der leider in der Oeffentlichkeit noch immer anzutreffenden Verkennung der Bedeutung der Technik, ist gerade der Versuch, weitere Kreise in einen der für das öffentliche Leben wichtigsten Theile derselben einzuführen, besonders anzuerkennen.

An technischen Kalendern liegen der Redaction vor:

- 1) **Kalender für Eisenbahntechniker**, begründet von F. Heusinger von Waldegg, neu bearbeitet von A. W. Meyer, Regierungs-Baumeister bei der Königl. Eisenbahn-Direktion zu Hannover. Vierzehnter Jahrgang, 1887. Nebst einer Beilage, einer neuen Eisenbahnkarte in Farbendruck und zahlreichen Abbildungen im Texte. Wiesbaden. Verlag von J. F. Bergmann. Preis 4 M.
- 2) **Fehland's Ingenieur-Kalender** ist auch für das Jahr 1887 bei der Verlagshandlung von Julius Springer in Berlin erschienen, obgleich der Herausgeber leider am 25. Mai d. J. aus dem Leben geschieden ist. Der vorliegende neunte Jahrgang ist namentlich in Bezug auf das Kapitel über elektrische Beleuchtung erweitert und dem Stande der heutigen Elektrotechnik entsprechend umgearbeitet worden, während derselbe übrigens im Wesentlichen seine frühere Fassung behalten hat. Freunden des Kalenders wird auch dieser Jahrgang willkommen sein. Fr.
- 3) **Rheinhard's Ingenieurkalender für Strassen-, Wasserbau- und Cultur-Ingenieure.** Herausgegeben von A. Rheinhard, Baurath bei der Kgl. Oberfinanzkammer in Stuttgart und technischem Referenten für Strassen-, Brücken- und Wasserbau. Vierzehnter Jahrgang, 1887. Nebst einer Beilage, einer neuen Eisenbahnkarte in Farbendruck und zahlreichen Abbildungen im Texte. Wiesbaden. Verlag von J. F. Bergmann. Preis: 4 M.