

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XVIII. Band.

4. u. 5. Heft. 1881.

Die Locomotiven zum Betriebe der Gotthardbahn.

Studie von R. Abt, Ingenieur im Schweizerischen Eisenbahn-Departement in Bern.

(Hierzu Taf. XIX.)

Im Laufe des Jahres 1882 gedenkt die Gotthardbahn ihre, heute noch im Bau begriffenen, Hauptlinien dem Betriebe eröffnen zu können.

Noch fehlt das Rollmaterial.

Die Gotthardbahn ist nicht der erste Alpenübergang, ihre Steigungsverhältnisse sind nicht ungünstiger, ihre Curven nicht von kleinerem Radius als bei ihren Vorgängern und künftigen Concurrenten, welche seit Jahren mit grosser Umsicht betrieben werden — und dennoch war die Wahl des Betriebsmaterials und speciell der Locomotivsysteme keine leichte Aufgabe.

Namentlich hat die Frage, ob Maschinen mit oder ohne Schlepptender, eine Reihe der hervorragendsten Fachmänner beschäftigt, ohne dass ein abschliessendes, allgemein anerkanntes Urtheil dadurch erzielt worden wäre.

Während einerseits die im Betriebe stehenden Alpenbahnen und viele ähnlich situierte Linien zur Zufriedenheit durch Schlepptenderlocomotiven betrieben werden, liegen anderseits eine grosse Zahl von Erfahrungen vor, welche Tendermaschinen ebenso geeignet, ja sogar vortheilhafter für den Betrieb der Gotthardbahn erscheinen lassen, als jene, weil deren Verhältnisse in vielen Beziehungen eigenthümliche sind. Es gehören dahin der Umstand, dass auf den Bergstrecken Erstfeld-Goeschenen und Airolo-Biasca sich gut eingerichtete Wasserstationen in Abständen von nur 8 Kilom. vorfinden; wie auch die allgemeinen Verhältnisse der Monte-Cenere-Linie, für deren Betrieb eine richtig construierte Tendermaschine entschieden das rationellste ist.

Der ursprünglichen Prüfung der Vorzüge und Nachtheile der von der Direction der Gotthardbahn in Aussicht genommenen Locomotivtypen reihten sich nach und nach zur gründlichen Beurtheilung der Frage eine Anzahl damit zusammenhängender Studien an: so die Zusammenstellung der verschiedenen Verkehrsannahmen, die Ausnutzung des Betriebsmaterials auf in- und ausländische Bahnen, die Dienstzeit des Locomotivpersonals u. s. w. deren Resultate im Folgenden zusammengestellt sind.

I. Verkehr.

Verkehrsannahme der internationalen Gotthard-Conferenz 1869.

Vom 15. September bis 13. October 1869 waren von den Vertretern der beteiligten Staaten die allgemeinen Grundlagen für den Bau und Betrieb einer Gotthardbahn definitiv festgestellt worden.

Das ganze Netz sollte bestehen aus den Linien:

Luzern-Küssnacht-Goldau	23,4 Kilom.
Zug-St. Adrian-Goldau	15,5 «
Goldau-Bellinzona	125,7 «
Bellinzona-Chiasso	55,4 «
Bellinzona-Pino	25 «
Giubiasco-Locarno	17,9 «

zusammen rund 263 Kilom.

Für die ersten 10 Jahre des Betriebes wurde auf eine jährliche Frequenz gerechnet von

200000 Reisenden und

400000 Tonnen Güter, incl. Vieh.

Dabei ist verstanden, dass die directe Linie Goldau-Bellinzona erheblich mehr als den Durchschnitt, die Zufahrts- und Zweiglinien dagegen entsprechend weniger auf sich vereinigen.

Die Einnahmen wurden für jeden Reisenden sammt Gepäck und für jede Tonne Gut, einschliesslich Vieh zu 0,08 Frs. pro Kilometer Bahn angenommen und daraus eine Brutto-Einnahme von

16000 Frs. vom Personenverkehr und

32000 « « Güterverkehr

zusammen 48000 Frs. berechnet.

Verkehrsannahme der Herren Escher und Stoll 1876.

Mit Begeisterung und voller Zuversicht ward das grosse Unternehmen begonnen und, von allseitigem Vertrauen unterstützt, Jahre lang kräftig fortgesetzt.

Am 3. März 1876 aber erklärte die Gotthardbahn-Direktion mit Schreiben an den schweizerischen Bundesrath unter Bezugnahme auf einen Bericht ihres Oberingenieurs, dass der seiner Zeit ausgearbeitete Devis für die Gotthardbahn, welcher der Beschaffung des Subventions-, Actien- und Obligationenkapitals zu Grunde gelegt wurde, nach den neuesten Berechnungen den vorhandenen Bedürfnissen in keiner Weise Genüge leiste, da die Erstellung des ganzen Bahnnetzes, so wie es in dem Vertrage vorgesehen sei, ein Baukapital von

Frs. 289 000 000

erfordere, antatt

Frs. 187 000 000

und dass die Mittel der Bahngesellschaft bei Weitem nicht genügen werden, das von ihr begonnene Werk zu Ende zu führen.

Schon am 25. März darauf bestellte der schweizerische Bundesrath eine grössere Commission aus Männern der verschiedensten Gebiete, zur Prüfung der Sachlage.

Den Arbeiten und Beschlüssen derselben war in der Folge um so mehr Wichtigkeit beizumessen, als Italien und Deutschland es einmüthig ablehnten, die vom schweizerischen Bundesrathe angeregte internationale technische Conferenz zu beschicken, mit der Begründung, alles Vertrauen in die bereits niedergesetzte Commission zu haben, sich aber von vorne herein bereit erklärten, an Hand des Ergebnisses und der Vorschläge dieser Untersuchung auf Verhandlungen einzutreten.

Von den bezüglichlichen Vorarbeiten interessirt an dieser Stelle zunächst das Gutachten betreffend Verkehr und Einnahmen der Gotthardbahn von den Herren Escher und Stoll, vom Juni 1876.

In demselben wird Immensee-Pino, 174,2 Kilometer lang, als Hauptlinie bezeichnet und hierfür nachfolgende Jahresfrequenz berechnet:

Personenverkehr.

260 000 Reisende.

Daherige Einnahmen bei einer Durchschnittstaxe von Frs. 0,07 pro Kilometer Bahn = . Frs. 18200

Güterverkehr.

Eilgut und Vieh 25000-Tonnen;
zu Frs. 0,32 per Km. = . . . Frs. 8000
Localverkehr der Stationen der Gotthardbahn
unter sich und mit anderen Bahnen

45000 Tonnen;

zu Frs. 0,11 per Km. = . . . Frs. 4950

Transitverkehr.

a. mit den schweizerischen Bahnen

180000 Tonnen;

zu Frs. 0,085 per Km. = . Frs. 15300

b. mit und nach Deutschland, Belgien, Holland
und Italien . 250000 Tonnen;

zu Frs. 0,065 per Km. = . Frs. 16750

zusammen 500000 Tonnen

Frs. 45000

Gesamteinnahme per Kilometer Frs. 63200

Für die übrigen Linien sind die Jahresfrequenzen bloss mehr als kilometrische Einnahmen ausgedrückt und finden sich in nachfolgender Tabelle zusammengestellt.

Brutto-Einnahmen.

Linie.	Länge in Kilometer	Einnahmen pro Kilom.	Einnahmen im Ganzen
		Francs	Francs
Immensee-Pino	174,2	63200	11009440
Giubiasco-Chiasso	51,9	30000	1557000
Cadenazzo-Locarno	12,6	15000	189000
Arth-Zug	12,4	30000	372000
Immensee-Luzern	14,1	30000	423000
Zusammen	265,2	51095	13550440
Zinsen und Werkstätten . .		905	240060
Im Ganzen		52000	13790500

Verkehrsannahme des Herrn Düggeli 1878.

Nachdem das Gotthardunternehmen von der Ungunst der Verhältnisse einmal ergriffen war, konnte es nicht fehlen, dass Freunde und Feinde sich um dessen Reconstruction eifrig annahmen. Bei dieser Gelegenheit wurde denn namentlich auch die Richtigkeit der Grundlagen der frühern und bisherigen Verkehrsberechnungen in Zweifel gezogen. Als zudem unterm 12. März 1878 der internationale Staatsvertrag über den Bau und Betrieb der Gotthardbahn vom Jahre 1869 dadurch eine wesentliche Aenderung erlitt, dass der Bau der Linien:

Immensee-Luzern,

Zug-Arth und

Giubiasco-Lugano

bis zu jenem Zeitpunkte verschoben wurde, in welchem die Strecke Immensee-Pino dem Betriebe übergeben werden konnte, war es nur angezeigt, dass die Direction der Gotthardbahn Herrn Düggeli, Chef ihres Tarifbüreau mit der Untersuchung des zu erwartenden Verkehrs und den daherigen Einnahmen beauftragte.

Herr Düggeli entledigte sich dieser Aufgabe durch die in weitem Kreisen bekannte Arbeit, betitelt: »Die Frage der Brutto-Einnahmen des Gotthardunternehmens.«

Wir entnehmen derselben Folgendes:

Personenverkehr.

Der Vertrag vom 15. October 1869 gestattet im Transitverkehre zwischen Deutschland und Italien nachstehende Taxen pro Person und Kilometer:

I. Classe	II. Classe	III. Classe
10,42 Cts.	7,27 Cts.	5,21 Cts.

nebst einem Zuschlag von 50 % auf Strecken mit Steigungen von 15 ‰ und darüber.

Für die Hauptlinie Immensee-Pino tritt dieser Zuschlag in Kraft für die 90 Kilom. lange Strecke von Erstfeld bis Biasca, so dass sich die Grundtaxen im Mittel belaufen auf:

I. Classe	II. Classe	III. Classe
13,09 Cts.	9,16 Cts.	6,55 Cts.

Unter der Annahme, dass sich die Einnahmen per Wagen-classe im gleichen Verhältniss vertheilen, wie bei der Brennerbahn, wo sie betragen für

I. Classe	II. Classe	III. Classe
8,15	24,33	67,52 %

und unter Berücksichtigung, dass die Einnahmen aus den Fahrten zu ermässigten Preisen, wie auf den übrigen Schweizerbahnen 40 % der gesammten ausmachen, berechnet sich eine durchschnittliche Taxe von 6,95 Cts. pro Reisenden und Kilometer.

Wird hierzu die Einnahme aus dem Gepäckverkehr, welche laut Concession auf 50 Cts. pro Tonne und Kilometer auf gewöhnlichen und auf 1 Frs. auf Steigungen von 15 ‰ und darüber festgesetzt ist, addirt und angenommen, dass es auf jede Person durchschnittlich 20 Kilogr. Gepäck trifft, so ergibt sich eine Gesamteinnahme pro Reisenden und Kilometer von 8,46, was zur Sicherheit auf 8 Cts. reducirt wird.

Frequenz.

Immensee-Pino.

260000 Reisende;

zu Frs. 0,08 ergibt pro Kilometer Frs. 20800

Lugano-Chiasso.

250000 Reisende;

zu Frs. 0,06 ergibt pro Kilometer Frs. 15000

Cadenazzo-Locarno.

150000 Reisende;

zu Frs. 0,055 ergibt pro Kilometer Frs. 8250

Güterverkehr.

Immensee-Pino.

Eilgut 25000 Tonnen;

zu Frs. 0,37 ergibt pro Kilometer Frs. 9250

Der internationale Vertrag gestattet den Bezug einer Taxe von Frs. 0,45.

Localverkehr 40000 Tonnen;

zu Frs. 0,11 ergibt pro Kilometer Frs. 4400

Transitverkehr.

a. Nach und von den Stationen der schweizerischen Bahnen

200000 Tonnen;

zu Frs. 0,09 ergibt pro Kilometer Frs. 18000

Der internationale Vertrag erlaubt eine Taxe für Rohmaterialien von

5 Cts. pro Kilometer nebst Zuschlag

von 3 Cts. auf den steileren Strecken;

für alle übrigen Güter von

14,5 Cts. pro Kilometer nebst Zuschlag von 5 Cts.

Daraus berechnen sich zunächst die Durchschnittspreise von

6,54 und 17 Cts. pro Kilometer

und hieraus den oben verwendeten Mittelpreis von

Frs. 0,09 pro Tonne und Kilometer.

b. Nach und von Deutschland, Frankreich, Belgien und Holland.

150000 Tonnen;

zu Frs. 0,08 ergibt pro Kilometer Frs. 12000

Lugano-Chiasso

zusammen 60000 Tonnen;

zu Frs. 0,20 ergibt

Frs. 12000

Cadenazzo-Locarno.

7000 Tonnen;

zu Frs. 0,14 ergibt

Frs. 980

Zur bessern Uebersicht bilden wir aus dem Vorangehenden folgende

Zusammenstellung.

Linie.	Länge in Kilom.	Frequenz.	Einheits-Taxe Frs.	Jährliche Brutto-Einnahmen	
				pro Kilometer Bahn Francs	im Ganzen Francs
Immensee-Pino	175	Personen: 260000	0,08	20800	11278750
		Eilgut und Vieh: 25000 Tonnen	0,37	9250	
		Localgüter: 40000 Tonnen	0,11	4400	
		Schweiz. Transit: 200000 Tonnen	0,09	18000	
		Ausländ. Transit: 150000 Tonnen	0,08	12000	
Lugano-Chiasso	26	Personen: 250000 Güter: 60000 Tonnen	0,06 0,20	15000 12000	702000
Cadenazzo-Locarno	12,6	Personen: 250000 Güter: 7000 Tonnen	0,055 0,14	8250 980	
				zusammen	116298
					12097048

Linien der Gotthardbahn im Sommer 1882.

Gestützt auf das Bundesgesetz vom 22. August 1878 betreffend Gewährung von Subsidien für Alpenbahnen, wonach dem Kanton Tessin eine Subvention von zwei Millionen Franken zuerkannt wird, um ihm die Vollendung der Monte Cenere-Bahn auf den gleichen Zeitpunkt zu erleichtern, in welchem die Hauptlinie Immensee-Pino vollendet sein wird, setzte sich der schweizerische Bundesrath mit der italienischen Regierung in Verbindung, um über Mittel und Wege zur sofortigen Inangriffnahme auch dieses Zweiges des Gotthardbahnnetzes zu berathen.

Der Erfolg war ein günstiger. Schon im Frühjahr 1879 konnten die Arbeiten auf den Zufahrtslinien zum grossen Tunnel begonnen werden und auf den 1. Juli 1882 ist die Vollendung der ganzen Bahn in Aussicht genommen.

Mit eben diesem Zeitpunkte aber gedenkt die Gotthardbahn mit folgenden, auf Tafel XIX skizzirten, Zweigen an dem internationalen Verkehre Theil zu nehmen:

Immensee-Chiasso	206,3 Kilom.
Bellinzona-Pino (Dirinella)	24,8 «
Bellinzona-Locarno	21,1 «
zusammen	252,2 Kilom.

Ausserdem haben aber die Locomotiven der Gotthardbahn noch zu verkehren, im Norden auf der Linie Immensee-Rothkreuz-Luzern 23,3 Kilom. im Süden auf der Pinolinie über die Schweizer-grenze hinaus bis Luino 15,5 « Die ganze Betriebslänge beträgt demnach abgerundet 291 Kilometer.

Es wird hier wie im Nachfolgenden Immensee-Bellinzona-Chiasso als Hauptlinie betrachtet. Dieses geschieht weniger aus dem Grunde, weil die Fortsetzung von Bellinzona-Pino, das Stück Pino bis Luino noch nicht gebaut ist, als namentlich deswegen, weil die Cenero-Linie mehr als doppelt so lang ist und eine viel grössere Maximalsteigung enthält als die Pino-Linie, also nach jeder Richtung für den Betrieb erheblich höhere Ansprüche an das Rollmaterial stellen wird, als die letztere. Unser Ziel aber besteht ja gerade darin, einerseits die grössten Anforderungen kennen zu lernen, anderseits zu untersuchen, mit welchen Mitteln denselben quantitativ und qualitativ Genüge geleistet werden kann.

II. Betrieb.

Vertheilung des Verkehrs.

In Folge der mehrfachen, im Obigen angedeuteten, Aenderungen, welche das Bauprogramm der Gotthardbahn seit 1869 erlitten hat, wird es für die nachfolgende Untersuchung nöthig, eine endgültige Vertheilung des erwarteten Verkehrs auf die einzelnen Strecken vorzunehmen. Dabei auf eine Untersuchung der verschiedenen Verkehrsannahmen einzutreten, ist hier nicht die Aufgabe, gehört ohnehin, um mit Herrn Oberbaurath A. Thommen zu sprechen, die Berechnung des Verkehrs einer erst zu erbauenden Bahn zu den undankbarsten Aufgaben im Eisenbahnwesen, zu deren Bewältigung kaum alttestamentarische Propheten befähigt wären.

Es sei

Personenverkehr.

Immensee-Bellinzona	280000 Reisende
Bellinzona-Chiasso	250000 «
Bellinzona-Pino	250000 «
Bellinzona-Locarno	150000 «

Güterverkehr.

Immensee-Bellinzona	500000 Tonnen
Bellinzona-Chiasso	400000 «
Bellinzona-Pino	100000 «
Bellinzona-Locarno	10000 «

In dieser Vertheilung ist die spezifische Frequenz nur unbedeutend unter den höchsten Schätzungen der einschlägigen Gutachten angenommen. Es ist aber auch gleichzeitig der, in

der bundesrätlichen Commission vom Jahre 1876 ausgesprochenen, Ansicht Rechnung getragen, dass der Verkehr auf der Bergstrecke Immensee (resp. Fluelen) bis Bellinzona mehr als den Durchschnitt betragen, weil im Norden die Seeroute, im Süden die doppelte Bahn nach Italien den Zufahrtslinien Concurrenz machen werden.

Ausnutzung des Betriebsmaterials.

Nachdem im Vorigen die muthmaassliche Frequenz festgestellt wurde, erübrigt zu untersuchen, welche Transportmittel dafür erforderlich sein werden.

Auf den schweizerischen Normalbahnen waren im Jahre 1874 von den mitgeführten Sitzplätzen besetzt 31,63 %					
«	1875	«	«	«	29,68 «
«	1876	«	«	«	28,96 «
«	1877	«	«	«	30,12 «
«	1878	«	«	«	30,13 «
«	1879	«	«	«	30,68 «

Im Durchschnitt 30,20 %

Bei der Gotthardbahn darf auf eine etwas günstigere Besetzung gerechnet werden, wir nehmen dieselbe an zu

40 Procent.

Desgleichen entfielen

im Jahre 1874 auf 100 Tonnen Tragkraft 27,34 Tonnen Nutzlast					
«	1875	«	«	27,65	«
«	1876	«	«	26,60	«
«	1877	«	«	26,48	«
«	1878	«	«	27,76	«
«	1879	«	«	29,23	«

Im Durchschnitt 27,51 Tonnen Nutzlast

In Anbetracht des überwiegenden Transitverkehrs der Gotthardbahn dürften hier 40 % der Tragfähigkeit ausgenutzt werden.

Bruttolasten.

An Hand dieser Angaben wird es nun möglich, die Bruttolasten zu bestimmen, welche bei dem angenommenen Verkehre bewältigt werden müssen.

Nach der Statistik des Roll-Materials der schweizerischen Eisenbahnen vom 1. Januar 1880 entfallen auf jeden Sitzplatz der zweiachsigen Personenwagen amerikanischen Systems der Suisse Occidentale durchschnittlich 282 Kg. Wagengew.

Simplonbahn	«	253	«	«
Nord-Ost-Bahn	«	239	«	«
Jura-Bahn	«	221	«	«
Bern-Luzern-Bahn	«	235	«	«
Centralbahn	«	305	«	«
Vereinigte Schweizerbahnen		247	«	«

Bei den bereits vorhandenen Personenwagen der Gotthardbahn trifft es

für zweiachsige Wagen	266 Kilogr. Wagengewicht
« vierachsige	« 186 «

Im Mittel 239 Kilogr. «

Unter Berücksichtigung des grossen Procentsatzes erster und zweiter Classe Reisender, den die Gotthardbahn nach Er-

öffnung ihrer Hauptlinie aufweisen wird, schätzen wir das Wagengewicht pro Sitzplatz zu durchschnittlich

250 Kilogr.

Sind, wie wir soeben gefunden, von den mitgeführten Sitzplätzen nur 40% ausgenutzt, so trifft es auf jeden Reisenden ein todes Gewicht von 625 Kilogr., oder Reisenden- und Wagengewicht zusammen gerechnet

700 Kilogr.

Die Beförderung der angegebenen Reisendenzahl ist demnach mit der Fortbewegung folgender Bruttolasten verbunden:

Linie.	Anzahl Reisende	Bruttolasten in Tonnen		
		pro Reisenden	im Ganzen	Mittel pro Tag
Immensee-Bellinzona . . .	280000	0,70	196000	537
Bellinzona-Chiasso	250000		175000	480
Bellinzona-Pino	250000		175000	480
Bellinzona-Locarno	150000		105000	288

Der nämlichen Statistik entnehmen wir, dass es auf jede Tonne Tragkraft der Güterwagen im Durchschnitt trifft, bei der

Suisse Occidentale	0,61 Tonnen Tara
Simplonbahn	0,55 „ „
Nord-Ost-Bahn	0,52 „ „
Jura-Bahn	0,55 „ „
Bern-Luzern-Bahn	0,57 „ „
Centralbahn	0,56 „ „
Vereinigte Schweizerbahnen	0,52 „ „
Gotthardbahn	0,56 „ „

Mittel aller schweizerischen Normalbahnen 0,55 Tonnen Tara

Da nun ausserdem bloß 40% der Tragfähigkeit ausgenutzt sein dürften, so erfordert jede Tonne Gut ein Wagengewicht von 1,375 Tonnen, bedingt somit ein zu beförderndes Bruttogewicht von 2,375 Tonnen.

Daraus folgt, dass die Bruttolasten betragen werden, auf der Linie

Linie.	Tonnen Güter	Bruttolasten in Tonnen		
		pro Tonne Gut	im Ganzen	Mittel pro Tag
Immensee-Bellinzona . . .	500000	2,375	1187500	3254
Bellinzona-Chiasso	400000		950000	2606
Bellinzona-Pino	100000		237000	651
Bellinzona-Locarno	10000		23750	65

Aus dem Betriebe ähnlicher Bahnen ergibt sich, dass der grösste vorkommende Tagesverkehr ungefähr dem doppelten Durchschnittsverkehr gleichkommt, es stellt deshalb je die letzte Rubrik der beiden betreffenden Tabellen auch gleichzeitig das grösste pro Tag nach einer Richtung zu befördernde Bruttogewicht dar.

Fahrtgeschwindigkeit der Züge.

Am Mont-Cenis, der 30‰ Maximalsteigung besitzt, beträgt die Fahrtgeschwindigkeit der

Schnellzüge . . . 25—30 Kilom. pro Zeitstunde

Personenzüge . . . 23—27 „ „ „

Güterzüge . . . 20—23 „ „ „

Auf den österreichischen Alpenbahnen, Brenner und Semmering, fahren die

Personenzüge durchschnittlich mit 20 Kilom.

Güterzüge „ „ 12 „

Schnelligkeit.

Dazu bemerkt Herr A. Gottschalk, Maschinendirector der Oesterreichischen Südbahn, dass eine Bergmaschine (Güterzuglocomotive) um gute Dienste zu leisten, niemals 15 Kilom. pro Zeitstunde überschreiten sollte.

Herr Obergeringieur Hellwag legte seinen Berechnungen folgende Normen zu Grunde, denen auch wir uns anschliessen:

Personenzüge.

Fahrtgeschwindigkeit:

im Thal auf Strecken mit 10‰ Maximalsteigung	45 Kilom.
auf dem Berg „ „ 27‰	22 „
im grossen Tunnel „ 5,82‰	30 „

Güterzüge.

im Thal auf Strecken mit 10‰ Maximalsteigung	17 Kilom.
auf dem Berg „ „ 27‰	12 „
im grossen Tunnel „ 5,82‰	15 „

Anzahl Züge.

Für die Berechnung der zulässigen Zahl von Zügen kommt bloß die Hauptlinie Immensee-Bellinzona, und bei der Bestimmung, dass im grossen Gotthardtunnel keine Zugkreuzungen vorkommen sollen, einzig das Stück Goeschenen-Airolo in Betracht.

Die Herren Obergeringieur Dapples und Inspector Koller nehmen in ihrem diesbezüglichen Gutachten an, dass von den 24 Tagesstunden abzuziehen seien:

2 Stunden für Bahnunterhalt, Schnebruch etc.

2 „ „ unvorhergesehene Störungen,

wonach die Bahn täglich nur 20 Stunden für den Verkehr frei bleibt.

Wird ferner für Wegfahren, Anhalten und Kreuzungen

bei Personenzügen 3 Minuten,

„ Güterzügen 5 „

angenommen, und die etwas höhere Fahrtgeschwindigkeit der wenigen Schnellzüge unberücksichtigt gelassen, so berechnet sich auf genannter Strecke für

Personenzüge eine Fahrtdauer von 31 Minuten

Güterzüge „ „ 63 „

Im Durchschnitt 47 Minuten

Es können demnach täglich nach beiden Richtungen zusammen $\frac{20 \times 60}{47} = 25$ Züge ausgeführt werden.

Ist dagegen auch im grossen Tunnel die Kreuzung zulässig, so kommt bei der Berechnung der Zugzahl die grösste Entfernung zweier Bergstationen in Betracht, welche 8,2 Kilom. beträgt.

Zur Zurücklegung dieser Strecke bedarf:

ein Personenzug 23 Minuten,
« Güterzug 41 «

Ein Zug durchschnittlich 32 Minuten

In diesem Falle würde es möglich täglich

$$\frac{20 \times 60}{32} = 37 \text{ Züge auszuführen.}$$

Zugsbelastung.

Mit der Leistungsfähigkeit einer Gebirgsbahn steht im engsten Zusammenhange deren Betriebssicherheit und diese ist es, welche bei anderweitig gegebenen Verhältnissen die Grenzen für die Zugsbelastung zieht.

Auf den preussischen Eisenbahnen sind in den Jahren 1871 bis 1873 in Folge von 36 Zugstrennungen

23 Personen getödtet,
107 « verletzt,
145 Fahrzeuge erheblich und
154 « unerheblich beschädigt worden.

Im Jahre 1874 wurden durch 15 Zugstrennungen

6 Personen getödtet,
72 « verletzt,
173 Fahrzeuge erheblich und
180 « unerheblich beschädigt.

Sind Brüche der Kuppelungen auf Bahnen der Ebene von solchen Folgen begleitet, welche Dimensionen würden erst Zugstrennungen auf einer Gebirgsbahn annehmen! Es scheint daher sehr angezeigt, mit der Wagenkuppelung bei Bestimmung der Zugsbelastung zu rechnen.

Seit Jahren schon hat man in fast allen Staaten und bei allen Bahngesellschaften diesem wichtigen Theile der Eisenbahnfahrzeuge volle Aufmerksamkeit zugewendet, hat die Con-

struction vervollkommenet, die Dimensionen verstärkt und Material wie Herstellung sorgfältig überwacht; aber einen Theils ist die zu erreichende Grenze der Tragfähigkeit verhältnissmässig tief gelegen, andern Theils bedarf es Jahrzehnte bis derartige Aenderungen allseitig durchgeführt sind.

Im XIV. Bande des »Organ« findet sich ein ausführlicher Bericht über die Festigkeit der Zugapparate. Nach demselben unterliegen einzelne Theile der Kuppelung bei einer Zugkraft von 6500 Kilogr. sogar einer Inanspruchnahme von 22,78 Kilogr. pro Quadratmillimeter Querschnitt. Bedenkt man dabei, dass die absolute Festigkeit nur ungefähr 50 Kilogr. beträgt, so bedarf es schon nachhaltiger Verbesserungen und Verstärkungen, nur um für diese Zugkraft und die unvermeidlichen Stösse eine etwas beruhigende Sicherheit zu erzielen. Es wird denn auch zur Zeit mit Recht ziemlich allgemein

6500 Kilogr.

als grösste zulässige Inanspruchnahme der Zugapparate betrachtet.

Beobachtungen haben herausgestellt, dass auf der österreichischen Südbahn, auf den Steigungen des Semmering von 25 ‰, mit Curven von 190^m Radius, die Zugvorrichtung des ersten Wagens bei Güterzügen von 200 Tonnen eine Inanspruchnahme von eben dieser Höhe, 6500 Kilogr., zu erleiden hat.

Die Gotthardbahn besitzt zwar Curven von 280^m Radius, dafür aber Maximalsteigungen von 27 ‰. Auf diesen Strecken verursacht jede Tonne Gewicht des angehängten Zuges einen Widerstand von 32 bis 33 Kilogr. Wenn also der vordersten Kuppelung des Zuges keine höhere Inanspruchnahme als 6500 Kilogr. zugemuthet werden soll, so berechnet sich daraus die grösste zulässige Zugsbelastung pro Locomotive zu rund

200 Tonnen.

(Fortsetzung folgt im nächsten Hefte.)

Heizvorrichtung mit Luftcirculation für Eisenbahnwagen.

Vom Eisenbahn-Maschinenmeister **Ranafler** in Oldenburg.

(Hierzu Fig. 1—6 auf Taf. XIV.)

Von den bislang gebräuchlichen Heizvorrichtungen in Eisenbahnwagen haben die unter den Sitzen angebrachten wohl die weiteste Verbreitung gefunden. Diese Heizvorrichtungen haben neben ihren wesentlichen Vorzügen fast ausnahmslos die Uebelstände, dass sie die Sitze und Polsterungen in oft sehr belästigendem Maasse erwärmen, dass sie fast nur durch strahlende Wärme wirken, eine nennenswerthe Luftcirculation in den Coupées und eine rasche und gleichmässige Erwärmung derselben aber nicht zu erzeugen, das aufgegebene Brennmaterial daher auch nur in geringem Maasse auszunutzen vermögen. Es ist deshalb auch in der Regel jedes Coupé mit einer oder selbst zwei Heizvorrichtungen versehen, um unter allen Umständen eine genügende Erwärmung derselben erzeugen zu können.

Aus dem Bestreben die vorerwähnten Uebelstände zu beseitigen, ohne die Vorzüge der unterhalb der Sitzbänke liegenden Heizvorrichtungen aufzugeben, ist die in den Fig. 1—6 Taf. XIV dargestellte Heizvorrichtung hervorgegangen, und wie

die auf der Oldenburgischen Eisenbahn angestellten Versuche ergeben haben, hat sich dieselbe auch vollständig bewährt.

Unter der Scheerwand zweier benachbarter Coupées befindet sich das über die ganze Wagenbreite sich erstreckende Heizrohr. Die Scheerwand ist doppelt und bildet im Innern einen 30^{mm} weiten Hohlraum; unten schliessen sich an dieselbe die das Heizrohr zum Theil umfassenden Mantelbleche d an. Die Luft tritt zwischen den Mantelblechen und dem Heizrohr bei a ein, wird hier stark erwärmt, steigt innerhalb der hohlen Wand auf und tritt durch die Oeffnungen b in die beiden benachbarten Coupées zurück. In Folge der solcherweise erzeugten kräftigen Luftcirculation wird dem Heizrohr eine grosse Wärmemenge entzogen und eine rasche und gleichmässige Erwärmung der Coupées bewirkt. Die Oeffnungen b sind mit Drahtgittern oder durchbrochenen Blechen versehen; zur Regulirung der Wärme in den Coupées können dieselben durch Klappen oder Schieber nach Bedarf verengt oder ganz geschlossen werden.

Zur Verhinderung einer Communication zwischen den beiden benachbarten Coupées durch die Oeffnungen b sind zwischen den letztern die Bleche c (Fig. 2) angebracht.

Alles Holzwerk, welches mit der aufsteigenden erwärmten Luft in Berührung kommt, ist mit einer aus Kalk und Wasserglas bestehenden Anstrichmasse dick überzogen.

Es werden sonach je zwei Coupées durch eine Heizvorrichtung in ausreichendem Maasse erwärmt, wodurch der Verbrauch an Brennmaterial den bisherigen Einrichtungen gegenüber bedeutend vermindert und dementsprechend auch die Bedienung vereinfacht wird.

Die, wie schon oben bemerkt, über die ganze Wagenbreite sich erstreckenden Heizrohre, in welche wie gewöhnlich die Kasten mit Brennmaterial eingeschoben werden, haben den kürzeren Rohren gegenüber nicht unwesentliche Vorzüge. Die-

selben gestatten eine ausreichende Luftzuführung zum Brennmaterial, bieten der Wärmeabgabe eine grosse Fläche, sind leicht zu reinigen und von beiden Seiten aus zugänglich, so dass die Beheizung stets an der dem Bahnhofsperron abgekehrten Wagenseite erfolgen kann. Um den mit den gusseisernen Thürrahmen durch Nietung verbundenen Heizrohren eine ungehinderte Ausdehnung zu gestatten, ist die aus den Figuren 4 und 5 rechts ersichtliche Anordnung getroffen.

Die Heizvorrichtung mit Luftcirculation kann auch angebracht werden in solchen Wagen, bei denen die Scheerwände nicht bis unter die Wagendecke hinaufgeführt sind, wie in Fig. 3 angedeutet. Ferner in Intercommunicationswagen mit Mittel- oder Seitengang, wobei allerdings auf die quer durchgehenden Heizrohre verzichtet werden müsste.

Eiserne Schwellen, Constructionsfehler eiserner Schwellen und Spurerweiterungen in Curven.

Vom Abtheilungs-Ingenieur Hermann Dunaj in Beuthen.

Ueber eiserne Lang- und Querschwellen sind die Ansichten und Erfahrungsergebnisse sehr verschieden, weil sie von mannigfachen Verhältnissen abhängen. Im Vergleich zu einander haben das Lang- und Querschwellensystem verschiedene Vor- und Nachtheile und es ist schwer zu unterscheiden, welches den Vorzug verdient. Eine Entscheidung kann nur durch gegenseitigen Austausch der bezüglichen Ansichten und Erfahrungen mit Hilfe der Fachliteratur erreicht werden. Aus diesem Grunde spreche ich hier meine bezüglichen Meinungen aus.

Beim Vergleich beider Systeme muss man die wesentlichsten Vortheile derselben ins Auge fassen. Jedes der beiden Systeme hat nur Einen eigenthümlichen Vortheil, der den Ausschlag geben soll, und zwar:

Langschwellen unterstützen die Schwellen continuirlich, verhüten also Schienenbrüche, bezw. schützen gegen gefährliche Folgen von Schienenbrüchen, — während der Querschwellenoberbau den Zügen eine breitere Basis bietet, als der Langschwellenoberbau. Dieser letztere Vortheil verdient mehr hervorgehoben zu werden, als dies bisher geschehen ist.

Wir wissen, dass die Schienenbrüche abnehmen, seitdem Ausklinkungen und das Durchstossen der Laschenlöcher vermieden werden, seitdem kräftigere Verlaschungen immer mehr eingeführt werden und auch das Material neuer Schienen nach und nach besser wird. Wir wissen auch, dass trotzdem schon lange beinahe ausschliesslich hölzerne Querschwellen verwendet werden, Schienenbrüche fast niemals Unglücksfälle verursacht haben. *) Ich muss sogar bezweifeln, ob jemals mit Bestimmtheit ein Schienenbruch als Ursache eines Unglücksfalles festgestellt wurde. Dies festgehalten, fällt der Hauptvortheil des Langschwellensystems weg und man kann sagen, im Vergleich zu Querschwellen, bleiben fast bloss Nachtheile,

da der vermeintliche Vortheil »billig«, dem hauptsächlich das bisherige Bevorzugen der eisernen Langschwellen zuzuschreiben ist, sich bereits als Irrthum erwiesen hat.

Dem eisernen Querschwellenoberbau macht man den Vorwurf, dass er sich hart befährt. Diesem kann ich nicht zustimmen. Wo sich eiserne Querschwellen beim Befahren unangenehm bemerkbar machen, ist dies nicht dem System im Princip, sondern der Construction der betreffenden Schwellen, oder dem Frostwetter zuzuschreiben. Wenn man die Schwellen in denselben Entfernungen verlegt, wie hölzerne, den Schienen aber bloss 8—10^{cm} Auflager giebt, wie dies bei der Vautherin-Schwelle meistens geschieht, ist es natürlich, dass sich die Schienen mehr als gewöhnlich durchbiegen und also die Schwellen sich bemerkbar machen müssen. Wenn kein Frost ist, heben und senken sich die Schwellen beim Befahren, der Oberbau federt, ist also elastisch. Bei Frostwetter befährt sich jeder Oberbau hart; auch Holzschwellen sind dabei nicht elastisch; bei guten eichenen Schwellen kann man von Elasticität ohnehin nicht viel sagen. Dabei ist noch zu berücksichtigen, dass bei hölzernen Schwellen eiserne Unterlagsplatten verwendet werden, aber nicht auf jeder Schwelle.

Von diesen Anschauungen ausgehend und dazu berücksichtigend, dass dieselben Ursachen, welche bei hölzernen Schwellen das fast gänzliche Verlassen des Langschwellensystems zur Folge hatten, sogar in verstärktem Maasse auch bei eisernen Schwellen vorhanden sind, **) — muss ich mich zu Gunsten des Querschwellensystems entscheiden. — Es kommt bloss darauf an, Querschwellen zweckentsprechend herzustellen. Dies ist nicht schwer, da bereits ein reiches Material zu Gebote steht. Man

**) Ein Hauptgrund des Verlassens der hölzernen Langschwellen war das Werfen (Windschiefwerden) des Holzes in Folge dessen verschiedene Neigungen der Schienen, sowie Spurerweiterungen und Verengungen eintraten. Diese Ursachen können bei zweitheiligen eisernen Langschwellen nicht vorkommen.

*) Siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Jahrg. 1880 Seite 92. Es sind 329 Schienenbrüche vorgekommen, keiner mit Unfall im Gefolge.

braucht bloß die bereits vorhandenen verschiedenartigen Constructionen näher zu betrachten und die dabei ins Auge fallenden Hauptfehler zu vermeiden. Bei den meisten sind, einzeln oder vereint, drei Hauptfehler zu bemerken, nämlich: Die Schwellen sind zu schmal, zu kurz und gebogen. Diese Fehler sind Folgen von Ersparnissen am unrechten Orte, denn sie finden statt auf Kosten der Solidität des Oberbaues und der Bahnerhaltung.

Die meisten eisernen Querschwellen sind bloß 0,20—0,23^m breit und 2,0—2,3^m lang; der tragende Theil z. B. der Lazar'schen Schwelle ist sogar bloß 1,85^m lang und 17^{cm} breit. Wenn wir diese Dimensionen mit den bisher bei hölzernen Schwellen gebräuchlichen und bewährten vergleichen, erhalten wir, abgesehen von Anschaffungskosten, ein zu Ungunsten der eisernen Schwellen sprechendes Resultat, nämlich bedeutend kleinere druckübertragende Flächen. Dies ist ein Rückschritt, der umsomehr vermieden werden muss, als sich der Verkehr auf den meisten Bahnen noch immer steigert. — Die kleinere Breite der Schwellen können wir zwar ersetzen durch Vermehren der Schwellenanzahl auf bestimmte Gleislängen, es hört aber dann die Ersparnis auf; im Gegentheil, die Kosten werden dadurch grösser.

Durch das Abkürzen der Schwellen wird der früher angeführte Hauptvorteil des Querschwellensystems aufgegeben, was durch Vermehren der Schwellen nicht ausgeglichen werden kann.

Das Biegen der Querschwellen (welches durch Anbringen gusseiserner Schuhe oder schmiedeeiserner Unterlagsplatten entbehrlich gemacht werden kann) ist kein kleinerer Fehler, als die beiden früher genannten. Ein Oberbau mit gebogenen Querschwellen erinnert zu sehr an eine Wiege und in der That, ein solcher Oberbau, wenn er nicht sehr sorgfältig unterhalten wird, veranlasst ein Wiegen, Schleudern, der Fahrzeuge in viel grösserem Maasse, als ein Oberbau mit nicht gebogenen Schwellen. — Die Erfahrung lehrt, und es ist leicht erklärlich, dass Querschwellen, hölzerne oder eiserne, eher an den Enden, als in den Mitten lose werden. Bei gebogenen Schwellen muss das Losewerden der Köpfe desto eher stattfinden, weil hier zu den anderen Ursachen noch die Umstände hinzutreten, dass die Schwellenköpfe weniger tief eingebettet sind als die Mitten, und dass das Bettungsmaterial herausgedrückt, herausgeschüttelt wird, denn dasselbe ist an jedem Schwellenkopf zusammengedrückt in der Form eines mit dem Rücken nach Aussen gekehrten Keiles. Das Schliessen der Köpfe hilft zwar gegen das Ausdrücken dieser Keile, aber nicht vollständig; es beseitigt diese Keile nicht, sondern legt sie tiefer. Es ist das eben Gesagte aus nebenstehenden Skizzen zu ersehen.

a, b, c (Fig. 38) sind Keile, welche stückweise früher oder später, je nach Beschaffenheit des Bettungsmaterials, herausgedrückt werden müssen. Ein gänzlichliches Herausdrücken findet allerdings nicht statt, aber ein theilweises Herausschieben, Herausrütteln, was vollständig genügt, in kurzer Zeit hohle Räume unter den Schwellenköpfen zu schaffen. Es findet nicht nur an den Stirnen, sondern auch seitwärts an den aufgebogenen Stellen ein Herausrütteln des Bettungsmaterials statt.

(Fig. 39 zeigt, dass es zweckmässig wäre, bei gebogenen Schwellen die Stirnverschlüsse als Rippen bis c fortzusetzen.)

Ausser diesem die Unterhaltungskosten vermehrenden Nachtheile ist noch zu erwähnen, dass gebogene Schwellen unter der Last das Bestreben haben müssen, sich gerade zu richten, weshalb beim Befahren Spurerweiterungen eintreten. Nach der Entlastung ziehen sich die Schwellen wieder zusammen: es findet also beim Befahren ein fortwährend abwechselndes Strecken und Zusammenziehen der Schwellen statt, was aus bekannten Gründen auf die Dauer derselben keinen günstigen Einfluss haben kann. Auf der mir zugetheilten Strecke sind sogar in kurzer Zeit verhältnissmässig viele gebogene Querschwellen gebrochen, trotz sehr häufigen Unterstopfens, was allerdings das Biegen der Schwelle in kaltem Zustande, sowie Bolzen- und Nietlöcher mit verursacht haben.

Fig. 38.

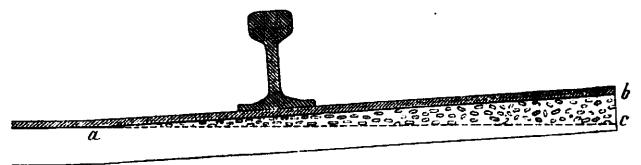
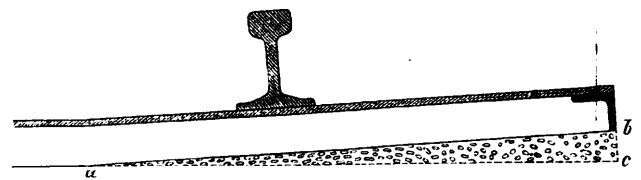


Fig. 39.



Bei gebogenen Schwellen können auch bleibende Spurerweiterungen eintreten. — Diese Uebelstände können zwar auch bei geraden Schwellen vorkommen, wenn sie nicht genügend stark construiert sind und wenn sie lange an den Enden lose gelassen werden, — aber schwerer als bei gebogenen. — Es herrscht allerdings die Ansicht, dass besagte Uebelstände vermieden werden können, wenn die Schwellen in der Mitte nicht gestopft werden; bei der Halberstadt-Blankenburger Eisenbahn sind sogar die Schwellen in je 3 kastenartige Theile getrennt, der Kasten in der Mitte mit Bettungsmaterial sogar nicht ausgefüllt (siehe »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens« Jahrgang 1881 Seite 9); dies ist aber ein grosser Nachtheil und nicht Vortheil, denn augenscheinlich geht ungefähr der dritte Theil der druckübertragenden Fläche verloren. Ein erfahrener Bahnmeister lässt auch bei hölzernen Schwellen die Mitten seltener unterstopfen, als die Schwellenköpfe, die Mitten aber überhaupt nicht zu unterstopfen, oder sie sogar ganz hohl zu lassen, muss die Folge einer irrthümlichen Anschauung sein. Weitere Nachtheile gebogener Schwellen sind, dass sie gewissermaassen als Keile wirken, den Bettungskörper auseinander treiben und sich einwühlen; das Bett einer solchen Schwelle bildet eine Mulde und die Entwässerung ist schwieriger als bei geraden Schwellen.

Das gebräuchliche vollständige Schliessen der Schwellenköpfe ist auch ein Fehler. Es empfiehlt sich, dicht unter der Platte eine schmale Oeffnung zu lassen, damit die Schwelle

kein Wasser aufsauge und event. unter der Platte vorhandenes Wasser beim Befahren herausgedrückt werde.

Bezüglich der Spurerweiterungen schliesse ich mich einer noch wenig vertretenen Ansicht an, nämlich, dass bloß zwei Gattungen Spurerweiterungen genügen. Eine einzige Gattung reicht nicht aus. Die bei den Eisenbahnen eingeführten Spurerweiterungstabellen sind theoretischer Natur. Die in denselben enthaltenen vielen Abstufungen sind nicht nöthig. Wenn man bedenkt, dass auf verschiedenen Bahnen verschiedene Spurerweiterungen vorgeschrieben sind, obwohl die Fahrzeuge meistens ziemlich gleichartig construirt sind, und obwohl Fahrzeuge Einer Bahn auf verschiedenen Bahnen im Betriebe sind, — wenn wir weiter bedenken, dass die Fahrzeuge verschiedene Radstände und verschiedenartig abgenutzte Radreifen haben, dann müssen wir einsehen, dass Skrupulosität in Bezug auf Spurerweiterungen (natürlich innerhalb der festgesetzten be-

währten Grenze) nicht gerechtfertigt ist. Giebt man diese Skrupulosität auf, erleichtert man sich das Construire eines eisernen Oberbaues sehr bedeutend. Nur möchte ich vor zu kleinen Spurerweiterungen warnen und empfehlen, für Curven unter 500^m Radius, 20^{mm} und über 500 bis 1000^m 10^{mm}. Es ist immer besser etwas mehr Spurerweiterung (innerhalb gewisser Grenzen) im Gleise zu haben als weniger. (Die in neuester Zeit durch die geschäftsführende Direction des Vereins der deutschen Eisenbahn-Verwaltungen angeregten bezüglich Versuche werden das eben Gesagte bestätigen.) Man muss dabei allerdings ganz sicher sein, dass der Oberbau jede unbeabsichtigte Spurerweiterung nicht zulässt. Diese Sicherheit können nur eiserne nicht gebogene Querschwellen bieten, vorausgesetzt, dass sie genügend stark sind und die Befestigungsart der Schienen eine sichere ist.

Die Eigenschaften des Heberlein'schen Bremsapparates in theoretischer und praktischer Beziehung.

Dargestellt von J. Maurer, Abth.-Maschinenmeister der bayer. Staats-Eisenbahnen.

(Hierzu Fig. 7 – 10 auf Taf. XIV.)

Die von dem verstorbenen Obermaschinenmeister Heberlein erfundene Friktionsbremse hat bekanntlich unter den bestehenden continuirlichen Bremssystemen so anerkannte, principielle Vorzüge voraus, dass das erhöhte Interesse, mit dem man in neuester Zeit wieder auf diese Erfindung zurückkommt, vollkommen erklärlich ist.

Wenn auch nicht verkannt werden darf, dass die ersten Ausführungen dieser Bremse verschiedene Uebelstände zeigten, die theils in der Construction, theils im Princip begründet waren, so haben dagegen die in neuerer Zeit angestrebten Verbesserungen zum Theil so günstige Erfolge gehabt, dass diese

tenseite kennen zu lernen und wird derselbe in nachstehender Abhandlung dieses Bremssystem an der Hand der Theorie einer nähern Betrachtung unterstellen, zumal dieser Gegenstand in der technischen Literatur eine eingehendere Behandlung bis jetzt noch nicht erfahren hat.

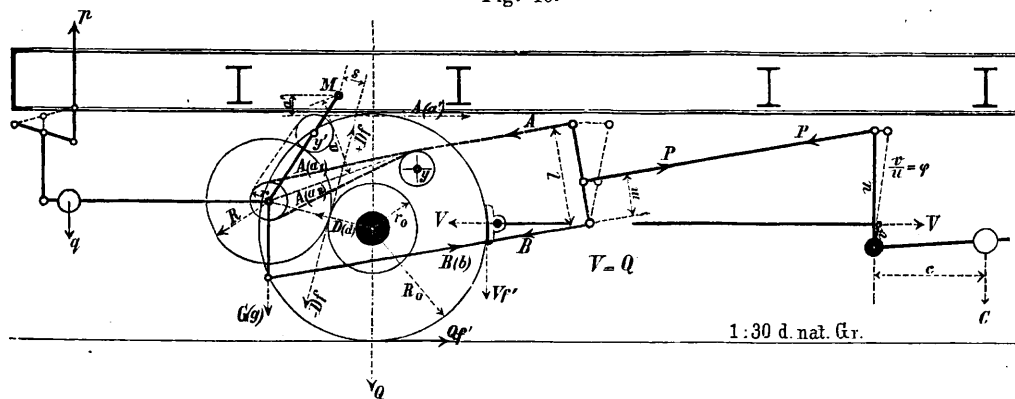
Schon der verstorbene Rath Exter, der Erfinder der bekannten Wurfbremse, beschäftigte sich mit der Idee, eine von einem Fahrzeug durch Reibung erzeugte Kraft zum Bremsen desselben zu verwenden, jedoch ohne hierin zu einem nennenswerthen Erfolg zu gelangen; Heberlein gebührt un-
streitig das Verdienst, dieser Idee zuerst eine greifbare, für die

praktische Ausführung geeignete Form verliehen zu haben.

Wenn man die ganze Entwicklung des Heberlein'schen Bremssystems verfolgt, so wird man finden, dass im Allgemeinen der Weg der Empirie eingehalten wurde und waren es hauptsächlich Erscheinungen vorwiegend praktischer Natur, welche dem Erfinder die meisten Schwierigkeiten bereiteten.

Es besteht hier nicht die Absicht, die ganze Anlage mit in die Behandlung hereinzu-
ziehen; die mitunter sehr sinnreichen Vorrichtungen zum Ein- und Auslösen der Bremse, Spannen der Leine etc. sollen ausser Betracht bleiben, da diese Theile mit dem eigentlichen Princip des Bremsapparates nichts gemein haben; es erstreckt sich daher die Betrachtung nur auf die Theile der Bremsvorrichtung, die zur Erzeugung und Uebertragung der Bremskraft dienen.

Fig. 40.



Erfindung mit in erster Linie zu jenen Sicherheitsapparaten gerechnet werden darf, welche geeignet erscheinen, den gesteigerten Anforderungen des heutigen Verkehrswesens durch einfache, rasche und zuverlässige Wirkung zu entsprechen.

Dem Verfasser dieses war auf den bayer. Staatsbahnen, dem eigentlichen Versuchsfeld des Erfinders, hinreichend Gelegenheit geboten, die Heberleinbremse nach Licht- und Schat-

Zu dem Zwecke wird eine in allgemeiner Form gehaltene schematisch dargestellte Disposition dieser Bremse der rechnerischen Untersuchung zu Grunde gelegt. (Fig. 40.)

Auf der Achse eines Fahrzeuges sitzt fest eine Rolle r_0 , an diese wird eine in dem festen Punkt M drehbar aufgehängte Rolle angepresst; der hierdurch entstehende Normaldruck D erzeugt eine Reibung, die tangential zum Berührungspunkt beider Rollenkreise wirkt und mit Df bezeichnet wird, wobei f den Reibungscoefficient für gleitende Reibung darstellt.

Durch die Reibung Df wird die Rolle R in drehende Bewegung versetzt, wobei sich die Kette auf die mit R fest verbundene Rolle r aufwickelt. Je nachdem nun das Fahrzeug vor- oder rückwärts läuft, wickelt sich die Kette im Sinne der Kraft Df nach der einen oder andern Richtung auf und wirkt dabei Df in dem einen Fall auf Abheben, im andern auf Anpressen der Rolle R.

Die durch die Aufwicklung in der Kette entstehende Spannung A wird nun in genügender Uebersetzung auf die Räder übertragen und bewirkt dort durch Anpressen der Bremsklötze das Bremsen des Fahrzeuges.

Dieser allgemeine Vorgang liegt ohne Rücksicht auf die Construction jedem Apparat zu Grunde; bezüglich der Erzeugung des Normaldruckes D und der Art der Uebersetzung weichen dagegen die verschiedenen Ausführungen mehr oder weniger von einander ab.

In der Anordnung nach Fig. 40 wirkt auf Anpressen der Rolle erstlich eine directe Belastung durch das Eigengewicht der Rolle mit Hebel etc. und durch das angehängte Gewicht q , dann die Reaction der Kettenspannung A und ausserdem noch eine weitere Kraft B.

Die ganze directe Belastung sei auf das Mittel der Rolle R reducirt und mit G bezeichnet; die Kräfte selbst sind durch grosse Buchstaben ausgedrückt, während die eingeklammerten kleinen Buchstaben die Hebelarme dieser Kräfte in Bezug auf den Aufhängepunkt M der Rolle vorstellen. Die Art der Uebersetzung der ausgeleiteten Kraft ist in der Figur ohne Weiteres ersichtlich.

Es lassen sich nun folgende Gleichgewichtsbedingungen aufstellen:

$$\begin{aligned} Gg + Aa_1 + Bb + Dfs &= Dd \text{ für den Vorgang } \\ Gg + Aa_2 + Bb - Dfs &= Dd \text{ « « Rückgang } \end{aligned} \quad (I)$$

Damit die Bremswirkung für Vor- und Rückgang des Fahrzeuges gleich wird, müssen beide Gleichungen identisch sein; dies ist der Fall, wenn

$$A(a_2 - a_1) = 2Dfs \quad (II)$$

Eine weitere Bestimmung ist gegeben in der Beziehung:

$$Ar = DfR \quad (III)$$

Aus Gl. III Df bestimmt und in Gl. II eingesetzt, ergibt durch den Werth s die Bestimmung des geometrischen Ortes für den Aufhängepunkt M, wodurch der Bedingung entsprochen wird, dass der Bremsdruck für Vor- und Rückgang gleich bleibt.

$$s = \frac{R}{r} \frac{a_2 - a_1}{2} \quad (IV)$$

Die Werthe A, B und D lassen sich ausdrücken durch P und

letzteres wiederum durch den Bremsdruck V; hierbei $\frac{v}{u} = \varphi$

$$A = P \cdot \frac{m}{1} = \varphi \frac{m}{1} V \quad (V)$$

$$B = P \cdot \frac{1-m}{1} = \varphi \frac{1-m}{1} \cdot V \quad (VI)$$

$$D = A \cdot \frac{r}{Rf} = P \frac{m}{1} \cdot \frac{r}{Rf} = \varphi \frac{m}{1} \cdot \frac{r}{Rf} \cdot V \quad (VII)$$

Durch Einsetzen der Werthe von A, B und D, ebenso von s in eine der beiden Gleichungen I erhält man die Hauptgleichung VIII für die Beziehungen der Constructionsverhältnisse des Apparates zu dem erforderlichen Bremsdruck.

$$Gg = D \left\{ d - \frac{R}{r} f \left(\frac{1-m}{m} \cdot b + \frac{a_1 + a_2}{2} \right) \right\}$$

$$\frac{a_1 + a_2}{2} = a$$

$$Gg = \varphi V \left\{ \frac{m}{1} \left(b + \frac{rd}{Rf} - a \right) - b \right\} \quad (VIII)$$

Bei den fast allgemein in Verwendung stehenden eisernen Bremsklötzen kann man den Coefficient f' der Reibung zwischen Bremsklotz und Rad gleich dem zwischen Rad und Schiene setzen.

Unter der Annahme, dass das ganze Wagengewicht Q, ebenso der ganze Bremsdruck V auf ein Rad reducirt ist, erhält man die Gleichgewichtsbeziehung:

$$Qf'R_0 = Vf'R_0 + Dfr_0$$

$$V = Q - D \frac{f}{f'} \cdot \frac{r_0}{R_0}$$

Unter Einsetzung des Werthes D nach Gl. VII findet sich

$$V = \frac{Q}{1 + \varphi \frac{m}{1} \cdot \frac{r}{Rf'} \cdot \frac{r_0}{R_0}}$$

Um zu beurtheilen, wie gross der Antheil des Reibungsmomentes Dfr_0 an der Bremswirkung ist, werden die Werthe, welche der Bremsconstruction der bayer. Staatsbahnen entsprechen, in vorstehende Gleichung eingesetzt und für f' der mittlere Werth $\frac{1}{6}$ angenommen.

$$\frac{V}{Q} = \frac{1}{1 + \frac{87}{350} \cdot \frac{185}{435} \cdot \frac{60}{260} \cdot \frac{165}{492} \cdot \frac{1}{6}} = 0,95$$

Mit dem direct wirkenden Bremswiderstand der Rollenreibung Df werden demnach circa 5% des Wagengewichtes gebremst.

Es muss aber von dem Reibungsapparat ausser der Erzeugung des nöthigen Bremsdruckes V noch das zum Lösen der Bremse dienende Gegengewicht gehoben werden.

Die nöthige Vermehrung der Kraft V zur Ueberwindung des Gegengewichtsmomentes findet sich beiläufig zu

$$\frac{Cc}{v} = \frac{15 \cdot 1000}{90} = 166 \text{ Kilogr.}$$

Wie bereits nachgewiesen, reducirt der Antheil, den der Reibungswiderstand Df an der Bremswirkung hat, die Bremskraft V um 5%, was bei einem Wagengewicht von 10000 Kilogr. circa 500 Kilogr. ausmacht; dieser Reduction stehen die zum Heben des Gegengewichtes nöthige Erhöhung von 166

Kilogr., sowie die in der Rechnung vernachlässigten Reibungswiderstände im Bremsapparat gegenüber, und man wird, ohne einen erheblichen Fehler zu begehen, die sich entgegen stehenden Einwirkungen, als sich gegenseitig aufhebend, ansehen können.

Es wird hierdurch der Bremsdruck gleich dem Wagengewicht, da für $D f r_0 = 0$ $V = Q$ wird. Ersetzt man nun in den Gleichungen V, VI, VII und VIII den Werth V durch Q, so erhält man:

$$A = \varphi \frac{m}{1} \cdot Q \quad \dots \quad (5)$$

$$B = \varphi \frac{1-m}{1} \cdot Q \quad \dots \quad (6)$$

$$D = \varphi \frac{m}{1} \cdot \frac{r}{R f} \cdot Q \quad \dots \quad (7)$$

$$\frac{G}{Q} \leq \frac{\varphi}{g} \left\{ \frac{m}{1} \left(b + \frac{r d}{R f} - a \right) - b \right\} \quad \dots \quad (8)$$

Das Ungleichheitszeichen trägt der Bedingung Rechnung, dass beim Bremsen die Räder nicht zum Schleifen kommen.

Aus der Hauptgleichung 8 erkennt man, welche Werthe von Einfluss sind, um die directe Belastung G möglichst gering zu erhalten. Den extremen Fall angenommen, die directe Belastung (G g) soll zu Null werden, so erhält man nach Gl. 8 die Beziehung:

$$\frac{m}{1} = \frac{b}{b + \frac{r d}{R f} - a},$$

die vollständig unabhängig vom Wagengewicht Q ist; d. h. wenn das Verhältniss $\frac{m}{1}$ nach einem bestimmten Reibungscoefficient f bestimmt wird, so ist der Apparat ohne weitere directe

Belastung in jedem Moment befähigt, diejenige Reibung in sich selbst zu erzeugen, welche nothwendig ist, um irgend eine Kraft P von beliebiger Grösse auszuleiten. Man kann sich diesen Fall in der Weise praktisch vorstellen, dass man die Rolle R ganz vertikal aufhängt ($g = 0$) und die Einwirkung von q nur so gross werden lässt, als gerade nöthig ist, um den Apparat anzuspannen; ist derselbe einmal kraftschlüssig geworden, so hat derselbe, theoretisch aufgefasst, die oben erwähnte Eigenschaft unbegrenzter Wirkung.

Die Kraft zum Anpressen der Rolle ist anfänglich gering und wächst in dem Maass, als die Kettenspannung zunimmt, wodurch der Rolle im Moment des Herablassens ein sanfter Antrieb erteilt wird.

Am richtigsten wird man verfahren, wenn man in Gl. 8 unter G nur das disponible Eigengewicht der Rolle und den nach dem Rollenmittel reducirten Druck der Hebel einsetzt und danach die übrigen Werthe im Sinne der Gleichung wählt; auf diese Weise wird die zum Auslösen der Bremse nöthige Kraft p ein Minimum.

Dass dieser Vortheil bislang so wenig ausgenutzt, vielmehr grösstentheils wieder aufgegeben wurde, hat einen ganz besondern Grund, der vorläufig hier noch unerörtert bleiben soll, da derselbe bei einer späteren Gelegenheit zur Sprache gelangt.

Zur Bestimmung des Antheils der directen Belastung an der Gesamtbremswirkung werde mit Q_1 der Theil des Wagen-

gewichts ausgedrückt, der von der alleinigen Wirkung der directen Belastung gebremst werden kann.

Q_1 findet sich, wenn man in Gl. 8 die Werthe a und b gleich Null setzt und unter Einsetzung der gegebenen directen Belastung G den Werth Q bestimmt; das Verhältniss dieses mit Q_1 bezeichneten Werthes zu dem ganzen Wagengewicht Q drückt den Antheil der directen Belastung an der Bremswirkung aus.

Unter den gemachten Voraussetzungen erhält man nach Gleichung 8:

$$Q_1 = \frac{G g}{\varphi \frac{m}{1} \cdot \frac{r d}{R f}} \quad \dots \quad (9)$$

und somit das Verhältniss $\frac{Q_1}{Q}$.

Das Uebersetzungsverhältniss des Apparates ist in Gl. 7 ausgedrückt:

$$\frac{D f}{Q} = \varphi \frac{m}{1} \cdot \frac{r}{R} \quad \dots \quad (7)$$

Zur Bestimmung des Weges S, den das Fahrzeug vom Moment der Auslösung bis zum Beginn der Wirkung des Apparates zurücklegt und der hierbei aufgewickelten Kettenlänge L wird der Abstand der Bremsklötze $s_0 = 10^{\text{mm}}$ angenommen und dieser Werth im Hinblick auf todten Gang, Federung der Hebel und ungenaues Reguliren doppelt so hoch in Rechnung gebracht.

Diese Werthe sind bestimmt durch die Gleichungen:

$$S = 2 s_0 \frac{Q}{D f} \cdot \frac{R_0}{r_0} \quad \dots \quad (10)$$

$$L = 2 s_0 \frac{Q}{D f} \cdot \frac{r}{R} \quad \dots \quad (11)$$

Die Zeit T zum Zurücklegen des Weges S bei 40 Kilom. Zuggeschwindigkeit beträgt:

$$T = 0,08 S \quad \dots \quad (12)$$

Bei dem Vorhandensein eines Verbinders verdoppeln sich einfach die Werthe S, L und T. Wie aus Gl. 10 hervorgeht, hat die Achsenrolle r_0 den Einfluss, dass der Weg S und die Zeit T klein werden, wenn r_0 gross wird; benutzt man anstatt der Achsenrolle gleich die Bandage, um den Apparat in Thätigkeit zu setzen, wie dies Heberlein bei Locomotiven gethan, so wird das Verhältniss $\frac{r_0}{R_0} = 1$. Im Uebrigen hat die Achsenrolle keinen Einfluss auf die Wirkung des Apparates und erscheint daher der Werth r_0 nicht mehr weiter in der Rechnung.

Setzt man in Gl. 8 den Werth $b = 0$, so erhält man die Gleichung:

$$\frac{G}{Q} = \frac{\varphi}{g} \cdot \frac{m}{1} \left(\frac{r d}{R f} - a \right), \quad \dots \quad (8a)$$

welche die Construction der älteren, wie neueren Anordnung der Heberleinsbremse auf den bayer. Staatsbahnen repräsentirt. Die Einwirkung der Kraft B auf Anpressen der Rolle ist hier gleich Null; die Kraft selbst wird zum Anziehen einer Verbindungsbremse benutzt, oder, wenn diese nicht vorhanden, bildet der Angriffspunkt von B an dem Hebel l einfach ein mit dem Untergestell fest verbundener Punkt, der die Kraft aufnimmt. Der Hebel l ist in diesem Fall umgekehrt ange-

ordnet, so dass der längere Arm, an dem die Kraft A angreift, nach abwärts gerichtet ist.

Die zum Anziehen der Verbindungsbremse benutzte Kraft B muss zur Erzielung einer wirksamen Bremswirkung beim Verbinden genügend übersetzt werden. Es bezeichne in gleicher Weise, wie beim Apparatwagen

Q' das Gewicht des Verbinders,

$\frac{v'}{u'}$ das Hebelverhältniss der Verbindungsbremse und

$\frac{m'}{l'}$ das Verhältniss eines zur Uebersetzung der Kraft B eingeschalteten Hebels.

Damit nun beide Wagen gleichviel gebremst werden, muss die Bedingung erfüllt sein:

$$B = Q \frac{v}{u} \cdot \frac{l-m}{l} = Q' \frac{v'}{u'} \cdot \frac{m'}{l'};$$

$$\text{für } Q' = Q \text{ ist } \frac{v'}{u'} \cdot \frac{m'}{l'} = \frac{v}{u} \cdot \frac{l-m}{l}.$$

Bei der älteren Anordnung war die Kette unterhalb der Achse weggeführt; das auf Anpressen der Rolle wirkende Moment (A a) war in diesem Fall viel grösser, als bei der späteren Ausführung, wo die Kette über die Achse hinweg geleitet wurde. Der Grund dieser Aenderung lag hauptsächlich darin, dass bei der ersten Anordnung der nach abwärts gerichtete schräge Zug der Kette die Wagenfedern häufig derart zusammenpresste, dass die mit einem geringeren Durchmesser ($R = 160\text{mm}$) ausgeführte Rolle so unter die Achsenrolle hereingezogen wurde, dass beim Lösen der Bremse die Rollen nicht mehr auseinander zu bringen waren. Um dieses sogenannte Verbeissen der Rollen zu verhüten, wurde anfänglich das Einsenken der Federn durch am Längsträger angebrachte Bügel begrenzt, später jedoch die Ableitung der Kette oberhalb der Achse durchgeführt.

Wenn man in der Hauptgleichung 8 den Werth $\frac{m}{l} = 1$ setzt, für welchen Werth auch $B = P \left(1 - \frac{m}{l}\right)$ zu Null wird, so erhält man durch die Gleichung:

$$\frac{G}{Q} = \frac{g}{g} \left(\frac{r d}{R f} - a \right)$$

die Form ausgedrückt, welche die Bremse in neuester Zeit von der Patentgesellschaft der Heberleinsbremse (Patent Broschüre 1880) erhalten hat, nur mit dem Unterschied, dass die von der Rolle abgeleitete Kraft dort noch über eine weitere in der Verbindungsschiene zwischen dem Aufhängepunkt M und der Rolle R gelagerte Uebersetzungsrolle geführt wird, wodurch dieselbe im Verhältniss $\frac{R'}{r'}$ der Radien dieser Uebersetzungsrolle übersetzt wird, der Einfluss der Kraft A $\frac{R'}{r'}$ auf Anpressen der Rolle fällt in Folge des geringen Hebelarmes dieser Kraft ($a' = 40\text{mm}$) sehr klein aus. Nach dieser Modification die Gleichungen 5, 7, 8 und 9 umgebildet:

$$\left. \begin{aligned} A &= g \frac{r'}{R'} Q \quad \dots \quad (5b) \\ A' &= g Q \quad \dots \end{aligned} \right\}$$

$$\frac{D f}{Q} = g \frac{r'}{R'} \cdot \frac{r}{R} \quad \dots \quad (7b)$$

$$\frac{G}{Q} = \frac{g}{g} \left(\frac{r'}{R'} \cdot \frac{r d}{R f} - a' \right) \quad \dots \quad (8b)$$

$$Q_1 = \frac{G g}{g \frac{r'}{R'} \cdot \frac{r d}{R f}} \quad \dots \quad (9b)$$

Um das Herunterhängen der ungespannten Kette auf die Achse zu verhüten, wird diese über eine Leitrolle (y) geführt; ist diese Rolle nicht ausserhalb des Apparates, sondern in den Hängetheilen der Rolle R placirt (y'), so bleibt der Arm der Kettenspannung für Vor- und Rückgang gleich, also $a_1 = a_2 = a'$; damit nun in beiden Fällen auch die Bremsdrücke gleich werden, muss der Bedingung der Gl. IV zufolge für $a_1 = a_2$ der Werth s zu Null werden, wodurch der Aufhängepunkt M in die Tangente an den Berührungspunkt beider Rollenkreise zu liegen kommt.

Um einen Vergleich der hier besprochenen Anordnungen der Bremse zu erhalten, werden in die gewonnenen Rechnungsergebnisse die einschlägigen numerischen Werthe für die betreffenden Constructionen eingesetzt. Diesem Vergleich wird ein Wagengewicht $Q = 10000$ Kilogr. und in Anbetracht, dass die Rollen erfahrungsgemäss etwas geschmiert werden müssen, ein Reibungscoefficient $f = \frac{1}{10}$ zu Grunde gelegt.

Die in Fig. 40 dargestellte Construction erfüllt die Bedingung, dass nur das Eigengewicht der Rolle die directe Belastung bilden soll; es entspricht zwar diese Anordnung keiner der bestehenden Ausführungen, allein dieselbe ist deshalb hier angedeutet, um darzuthun, dass die Erfüllung obiger, für die Bedienung der Bremse äusserst günstigen Bedingung in constructiver Hinsicht nicht bloss möglich, sondern sogar einfach zu nennen ist.

Unter Einsetzung der nachstehend angegebenen numerischen Werthe in die betreffenden Gleichungen erhält man:

$$Q = 10000 \text{ Kilogr.} \quad f = 0,1$$

$$g = \frac{1}{5} \quad a = 320$$

$$g = 250 \quad b = 680$$

$$\frac{m}{l} = \frac{90}{200} \quad d = 500$$

$$\frac{r}{R} = \frac{60}{250} \quad \frac{r_0}{R_0} = \frac{165}{492}$$

$$s_0 = 10.$$

$$\frac{G}{Q} = 0,0176; G = 176 \text{ Kilogr.} \quad \dots \quad (8)$$

Die directe Belastung G beträgt hiernach 176 Kilogr., ein Werth, dem ungefähr das Eigengewicht der Rolle mit Hebel entspricht.

Das allein von der directen Belastung $G = 176$ Kilogr. gebremste Wagengewicht Q_1 ist nach Gl. 9:

$$Q_1 = 424 \text{ Kilogr.}; \quad \frac{Q_1}{Q} = 0,04 \quad \dots \quad (9)$$

Bei einer Uebersetzung $\frac{p}{G} = \frac{1}{17}$ wird sich die Kraft zum

Heben der directen Belastung in Anbetracht der Reibung etwas über 10 Kilogr. stellen.

Macht man das Verhältniss $\frac{m}{1} = \frac{1}{2}$, so wird der Hebel ein gleicharmiger und kann derselbe alsdann einfach durch eine lose Rolle ersetzt werden: die Wahl der Werthe von g und b bietet noch genug Spielraum, um G auf das Eigengewicht der Rolle beschränken zu können.

Durch Anbringung verschiedener Löcher an dem Hebel 1 für den Angriffspunkt der Kraft P lässt sich das Verhältniss $\frac{m}{1}$ beliebig ändern, und man erhält hierdurch ein höchst einfaches Mittel, die Bremskraft nach dem Wagengewicht zu reguliren.

Das Uebersetzungsverhältniss des Apparates ist nach Gl. 7:

$$\frac{Df}{Q} = \frac{1}{46} \quad (7)$$

Der Weg von Beginn der Auslösung bis zu Beginn der Bremswirkung nach Gl. 10:

$$S = 2761^{mm} \quad (10)$$

Die Länge der aufgewickelten Kette nach Gl. 11:

$$L = 222^{mm} \quad (11)$$

Die Zeit T nach Gl. 12:

$$T = 0.22 \text{ Sec.} \quad (12)$$

In gleicher Weise die numerischen Werthe der Constructionsverhältnisse der Bremse der bayer. Staatsbahnen eingesetzt in die betreffenden Gleichungen:

$$Q = 10000 \text{ Kilogr.} \quad f = 0,1$$

$$g = \frac{87}{350} \quad a = 370$$

$$g = 120 \quad d = 390$$

$$\frac{m}{1} = \frac{185}{435} \quad \frac{r_0}{R_2} = \frac{165}{492}$$

$$\frac{r}{R} = \frac{60}{260} \quad s_0 = 10$$

$$\frac{G}{Q} = 0,467; G = 4670 \text{ Kilogr.} \quad (8a)$$

Die Uebersetzung $\frac{p}{G}$ zum Heben der directen Belastung beträgt bei dieser Bremse $\frac{1}{17}$, mithin ist (ohne Reibung) eine Kraft nöthig $p = 274$ Kilogr.

Hier fällt das nöthige Gewicht zur directen Belastung der Rolle, mithin auch die Kraft zum Heben derselben, schon sehr hoch aus, in Wirklichkeit ist dasselbe nicht so gross; die vorgenommene directe Abwiegung ergab $p = 60$ Kilogr. und in der That zeigt die Erfahrung, dass bei dieser Bremse die Bremskraft im Verhältniss zum Wagengewicht zu gering ist. Das Gewicht der Dienst- und Bahnpostwagen, welche mit dieser Bremse versehen sind, beträgt beiläufig 10000 Kilogr. und muss in vielen Fällen, wo ein rasches Bremsen erforderlich ist, der Bremser noch mit einem von Hand oder mit dem Fuss ausgeübten Druck auf den Hebel der Rolle nachhelfen.

Bei dieser Bremse ist das direct angehängte Gewicht noch durch eine Feder unterstützt, was insofern wenig Sinn hat, als gerade da, wo die Feder auf Anpressen der Rolle wirken soll,

die Spannung derselben am geringsten ist und muss dieselbe beim Heben der Rolle zusammengedrückt werden, wodurch sich der Widerstand bis zum Ende des Hubes ganz zwecklos steigert; eine geringe Vermehrung des angehängten Gewichtes würde die Wirkung der Feder ersetzen, ohne den angeführten Nachtheil zu haben.

Der Theil des Wagengewichtes, der von der directen Belastung $G = 4670$ Kilogr. allein gebremst wird, findet sich nach Gl. 9:

$$Q_1 = 5889 \text{ Kilogr.}; \frac{Q_1}{Q} = 0,59 \quad (9)$$

Das Uebersetzungsverhältniss des Apparates:

$$\frac{Df}{Q} = \frac{1}{41} \quad (7)$$

Der Weg des Fahrzeuges von Beginn bis zu Ende der Kettenaufwicklung:

$$S = 2444^{mm} \quad (10)$$

Die aufgewickelte Kettenlänge:

$$L = 197^{mm} \quad (11)$$

Die hierzu nöthige Zeit:

$$T = 0,2 \text{ Sec.} \quad (12)$$

Bei dieser Bremse ist die Lage des Aufhängepunktes M nicht so angenommen, dass der Bedingung gleicher Bremswirkung für Vor- und Rückgang des Fahrzeuges entsprochen wird und differiren in Folge dessen die Bremsdrücke um circa 9%.

Die Verhältnisse der neuesten Anordnung der Heberleinbremse werden aus der bereits erwähnten Patentbroschüre entnommen und die numerischen Werthe in die betreffenden Gleichungen eingesetzt:

$$Q = 10000 \text{ Kilogr.} \quad f = 0,1$$

$$g = \frac{1}{5} \quad a' = 40$$

$$g = 280 \quad d = 400$$

$$\frac{r'}{R'} = \frac{50}{165} \quad \frac{r_0}{R_0} = \frac{175}{490}$$

$$\frac{r}{R} = \frac{50}{200} \quad s_0 = 10$$

$$\frac{G}{Q} = 0,1878; G = 1878 \text{ Kilogr.} \quad (8b)$$

Das Hebelverhältniss $g = \frac{1}{5}$ bezieht sich auf die Güterwagenbremse und beträgt hier die Uebersetzung $\frac{p}{G}$ zum Heben der Rolle an der Kurbel des Haspels im Bremshaus beiläufig $\frac{1}{34}$, bei den Personenwagen an der Kurbel des Haspels auf der Locomotive $\frac{1}{90}$; es sind daher zum Heben von G nöthig

bei der Güterwagenbremse

$$p = 55 \text{ Kilogr.},$$

bei der Personenwagenbremse

$$p = 21 \text{ Kilogr.}$$

Dies sind, trotz der bedeutenden Uebersetzung, hohe Werthe, die noch erhöht werden durch die Berücksichtigung der Reibungswiderstände, die bekanntlich mit zunehmender Uebersetzung wachsen.

Es braucht zwar nur ein Theil des Wagengewichts gebremst zu werden, da das Feststellen der Räder vermieden werden soll, allein das in Rechnung gestellte Wagengewicht mit 10000 Kilogr. ist auch nicht besonders hoch gegriffen und steht noch weit unter dem Gewicht eines beladenen Güterwagens mit Bremse.

Die beiden Frictionsrollen werden beim Lösen der Bremse gewöhnlich so weit von einander entfernt, dass zwei vertikale Tangenten an die Berührungsstelle den Abstand von 12 bis 15^{mm} haben und wird hierbei das Rollenmittel, an dem die Kraft G angreift, um 10 bis 12^{mm} vertikal gehoben. Die Uebersetzung an der Rolle des Haspels auf der Locomotive beträgt $\frac{1}{25}$, mithin ist dort eine Seillänge aufzuwickeln von circa $12 \cdot 25 = 300^{\text{mm}}$, entsprechend $\frac{3}{4}$ Umdrehungen der Kurbel. Nimmt man in Anbetracht des todten Ganges, Federung der Hebel etc. eine ganze Umdrehung an, so sind zum Lösen der Bremse soviel Umdrehungen am Haspel nöthig, als Apparate im Zug vorhanden sind.

Das von der directen Belastung $G = 1878$ Kilogr. gebremste Wagengewicht findet sich hier:

$$Q_1 = 8673 \text{ Kilogr.}; \frac{Q_1}{Q} = 0,87 \quad . \quad . \quad . \quad (9b)$$

Das Uebersetzungsverhältniss des Apparates:

$$\frac{Df}{Q} = \frac{1}{66} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7b)$$

Der von dem Fahrzeug während der Kettenaufwicklung zurückgelegte Weg:

$$S = 3696^{\text{mm}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Die Länge der Kettenaufwicklung:

$$L = 326^{\text{mm}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Die Dauer derselben:

$$T = 0,3 \text{ Sec.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Vergleicht man die Resultate der Rechnung, so wird man finden, dass bei der Bremsconstruction der Patentgesellschaft unverkennbar das Bestreben hervorgeht, die zum Bremsen des Fahrzeuges nöthige Reibung zwischen den beiden Frictionsrollen fast ganz durch directe Belastung zu erzeugen; es werden bei dieser Bremse durch die directe Belastung allein 87% des ganzen Wagengewichtes gebremst, während bei der Bremse der bayer. Staatsbahnen der Antheil der directen Belastung an der Bremswirkung nur 59% und bei der Construction nach Fig. 40 gar nur 4% beträgt. Um nun die sehr hoch ausfallende directe Belastung etwas herabzumindern, ist die Uebersetzung des Apparates bei der ersteren Bremse erheblich grösser angenommen, und zwar um 61% höher als bei der Bremse der bayer. Staatsbahnen.

Trotz dieser wesentlichen Erhöhung der Uebersetzung im Apparat ist die directe Belastung zum Bremsen eines Wagengewichts von 10000 Kilogr. noch so gross, dass zum Heben derselben eine Uebersetzung von $\frac{1}{90}$ nöthig ist. Durch die Vermehrung der Uebersetzung im Apparat wird in gleichem Maasse die Dauer von Beginn der Auslösung bis zur Wirkung des Apparates vermehrt, was bei einer Sicherheitsbremse, wo es im Moment der Gefahr auf Bruchtheile von Secunden ankommt,

wohl zu beachten ist; ausserdem wird die aus ökonomischen Gründen erwünschte Beibehaltung einer Verbindungsbremse erschwert, da diese denselben Weg der Kettenaufwicklung erfordert, wie der Apparatwagen, mithin die Raschheit des Brems effekts noch mehr beeinträchtigt.

Bei einigermaassen schweren Fahrzeugen kann in Folge der hierdurch bedingten grösseren Uebersetzung eine zu grosse Kettenaufwicklung den Apparat leicht in Unordnung bringen. Es hat demnach den Anschein, dass es nur Gründe praktischer Natur waren, welche diese der Bremsgesellschaft eigens paten- tirte Construction diktirten.

Nachdem nun der theoretische Theil der Untersuchung soweit erledigt, erübrigt nur noch auf einige in der Praxis sich höchst fühlbar machende Erscheinungen der Heberlein- bremse etwas näher einzugehen.

Bekanntlich sucht man in neuerer Zeit das Feststellen der Räder beim Bremsen zu verhüten, einestheils zur Verhinderung des Flachscheifens der Bandagen, dann zur Erzielung eines höheren Brems effektes. Sollen nun die Räder nicht zum Stehen kommen, so darf der Reibungswiderstand zwischen beiden Rol- len nicht grösser sein, als dies einem ganz bestimmten Brems- druck entspricht, bei dem die Räder die Grenze des Fest- stellens noch nicht ganz erreicht haben. Ist dieses der Fall, so gleitet nun die auf der Achse sitzende Rolle an der Ketten- rolle vorbei, wodurch die Kette in angespanntem Zustande erhalten, jedoch nicht weiter aufgewickelt wird. Da die Be- rührungsstelle hierbei fast dieselbe bleibt und sich nur mit dem Abschleifen der Bremsbacken etwas verlegt, so werden in verhältnissmässig kurzer Zeit Löcher in die Mantelfläche der Kettenrolle eingeschliffen, die ein Egalisiren derselben nöthig machen. Die früher von Pockholz ausgeführte Achsenrolle zeigte dieselbe Erscheinung und trug in diesem Fall der von dem Fahrzeug aufgewirbelte feine Sand viel zum Einschleifen der Löcher bei.

Um diesem Uebelstand zu begegnen, stellte man die Rei- bungsfläche der Kettenrolle aus Hartguss her; diese Rolle er- wies sich etwas widerstandsfähiger, allein da dieselbe durch den Guss allein nicht rund und glatt genug hergestellt werden konnte und eine nachträgliche, die harte Gusschichte theil- weise wieder entfernende Bearbeitung sehr erschwert und nur mit Hülfe rasch rotirender Schmirgelscheiben möglich ist, so ging man bei den bayer. Staatsbahnen von der Verwendung dieser Rollen wieder ab und stellt die Achsenrolle aus weichem Gusseisen, die Kettenrolle dagegen aus Stahlguss her.

Dieser Uebelstand wäre durch die Zulassung des Fest- stellens der Räder sofort beseitigt, allein dem steht, ganz ab- gesehen von der minderen Bremswirkung, der rasche Verschleiss des kostspieligen Bandagenmaterials entgegen.

Der Umstand, dass beim Bremsen die Achsenrolle an der festgestellten Kettenrolle vorbeigleitet, hat noch einen weiteren Uebelstand zur Folge. Da die Berührung beider Rollen nur in einer Linie erfolgt, ist der specifische Flächendruck an der Reibungsstelle sehr gross: trotzdem die Rollen etwas gefettet sind, wird in Folge der Erhitzung die Angriffsfläche in kurzer Zeit rauh und angegriffen. Sobald dieser Zustand eintritt, ist

das Gleichgewicht im Apparat gestört und $DfR > Ar$; die Kettenrolle wird von der Achsenrolle um ein gewisses Maass mit fortgerissen, wodurch durch das weitere Anspannen der Kette eine Vermehrung des Bremsdruckes entsteht. Die neue Berührungsstelle ist aber nicht ebenfalls rauh, so dass der Reibungswiderstand an dieser Stelle nicht im Stande ist der vermehrten Kettenspannung das Gleichgewicht zu halten, weil hier $Ar > DfR$; die Folge hiervon ist, dass die Kettenrolle unter gleichzeitiger Verminderung des Bremsdruckes durch die Abwicklung der Kette rückwärts gleitet und zwar in Folge der Trägheit der Rollennachse über den ursprünglichen Berührungspunkt hinaus. Sobald die Rolle zur Ruhe gelangt ist, erfolgt sofort wieder die Aufwicklung der Kette und nach einiger Zeit wiederholt sich derselbe Vorgang wieder, bei dem man die Wahrnehmung machen kann, dass die Rolle in regelmässig wiederkehrenden Intervallen gleichgrosse Oscillationen macht.

Bleibt während dieses Vorganges der auf Anpressen der Rolle wirkende Druck constant, wie dies bei der ausschliesslich directen Belastung der Fall ist, so wird zwar auch die Rolle momentan mit fortgerissen, allein der durch die vermehrte Reibung erzeugte Impuls hierzu nimmt sofort mit dem Wechsel der Berührungsstelle ab. Wirkt dagegen die Reaction der Kettenspannung mit auf Anpressen der Rolle, so wird mit dem Verlegen der ursprünglichen Reibungsstelle die auf Mitnehmen der Rolle wirkende Reibung zwar geringer durch Verminderung des Reibungscoefficienten, allein diese Verminderung der Reibung wird zum Theil wieder aufgehoben durch den gleichzeitig zunehmenden Druck; der Impuls zum Fortreissen der Rolle ist demnach hier von längerer Dauer und wird hierdurch die Differenz der Bremsdrücke grösser, wie im ersteren Fall bei constant bleibendem Druck.

Je grösser der Antheil der Kettenspannung an der erzeugten Reibung ist, um so grösser wird die Differenz der Bremsdrücke ausfallen; eine Vermehrung des Bremswiderstandes bewirkt aber eine Verzögerung und eine Verminderung desselben eine Beschleunigung in der fortschreitenden Bewegung des Fahrzeuges; da die Aenderungen der Bremsdrücke in kurzen, fast regelmässigen Intervallen erfolgen, so wird das Fahrzeug in eine stossweise Bewegung versetzt, die sich schliesslich den übrigen Fahrzeugen mittheilt und von den Passagieren übel empfunden wird.

So lange die Heberleinbremse nur als Sicherheitsbremse benutzt wird, haben die Stösse weiter keinen Nachtheil, da diese die Bremswirkung durch Vernichten von lebendiger Kraft eher unterstützen; allein als gewöhnliche Dienstbremse angewendet, verursachen dieselben viele Unannehmlichkeiten und machen sich besonders fühlbar durch die Art der Uebertragung der Bremskraft auf einen Verbinder, wie solche bei der Bremse der bayer. Staatsbahnen besteht. Die durch die Zugkuppelung stramm gespannten Bufferfedern werden durch den Druck, mit dem die auf den Verbinder übertragene Bremskraft beide Wagen zusammenzuziehen sucht, noch mehr zusammengedrückt; tritt nun jener Fall ein, wo die Reibung zwischen den Frictionsrollen auslöst, gewissermaassen abreisst, so werden die beiden Wagen durch die gespannten Bufferfedern auseinander geschneilt und im nächsten Moment beim Wieder-

aufnehmen der Kettenaufwicklung zusammengezogen, wodurch die Wirkung der bereits erwähnten Stösse noch verstärkt wird.

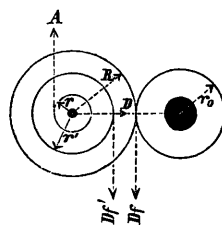
Durch eine subtile Behandlung in der Bedienung der Bremse kann man das Auslassen der Reibung zwischen den Frictionsrollen und die hierdurch verursachten Stösse vermeiden. Behält nämlich der Bremser den zum Ablassen der Rolle dienenden Hebel in der Hand und verändert den Angriffspunkt der Reibung durch zeitweises geringes Entlasten der Rolle, so wird durch das beständige Verlegen der Angriffsstelle auf der gefetteten Rolle einestheils dem Erhitzen und durch die hierbei stattfindende Uebertragung von etwas Fett auf die Reibungsfläche, dem Rauwerden derselben vorgebeugt.

Diese Behandlung ist dem Dienstpersonal vorgeschrieben, allein da dieselbe eine gewisse Uebung erfordert und die damit verbundene vibrirende Erschütterung dem Personal beschwerlich fällt, so wird sehr häufig die Vorschrift nicht richtig oder gar nicht befolgt.

Was in constructiver Hinsicht zur Milderung dieses Uebelstandes beitragen kann, geht aus der Erklärung desselben schon hervor, erstens die Verminderung des specifischen Flächendruckes und dann die Aufrechthaltung einer constanten Rollenbelastung. Diese beiden Anforderungen stehen aber der Ausnutzung der theoretisch nachgewiesenen Vortheile des Apparates geradezu entgegen und scheinen, nach Allem zu schliessen, allein bei der von der Patentgesellschaft aufgestellten Construction maassgebend gewesen zu sein.

Es bleibt jedoch zu erwägen, ob es nicht möglich ist, die nachtheiligen Eigenschaften dieses Bremsapparates zu beseitigen, ohne zugleich die vortheilhaften aufzugeben. Eine Verminderung des specifischen Flächendruckes lässt sich auch auf andere Weise erreichen, als durch Vermehrung der Uebersetzung im Apparat. Da die Berührung der beiden Rollen nur in einer Geraden stattfindet, so bildet die Angriffsstelle für die gleitende Reibung nur eine ganz geringe Fläche; verlegt man diese Angriffsstelle von der äusseren Mantelfläche in eine innere, so erhält man die halbe Peripherie derselben als Reibungsfläche, mithin eine ganz bedeutende Verminderung des specifischen Flächendruckes. Von dieser

Fig. 41.



Idee ausgehend construierte Verfasser dieses eine Reibungsrolle von folgender Form: (Fig. 41.)

Auf der Rolle r' sitzt ein loser, gegen seitliches Verschieben gesicherter Ring mit dem äusseren Halbmesser R . Wird nun diese Reibungsrolle gegen eine andere r_0 angepresst, so wird an der Berührungsstelle beider Rollen die Reibung Df erzeugt; da sich der Druck D zugleich auf die innere Rolle r' fortpflanzt, so entsteht zwischen diesen beiden Rollen bei gleichem Reibungscoefficient ebenfalls die gleiche Reibung. Es ist aber das Reibungsmoment der äusseren Rolle grösser als das der inneren, da

$$DfR > Df'r',$$

mithin verbleibt aussen ein Ueberschuss von $Df(R-r')$. In Folge dieses Ueberschusses findet, sobald die Rolle r' festgehalten und r_0 gedreht wird, das Gleiten nicht aussen, sondern

an der Peripherie der inneren Rolle statt, wodurch der Ring sich continuirlich dreht und das Moment der Reibung auf $D f r'$ reducirt wird; lässt man ausserdem noch die äussere Mantelfläche der Rollen r_0 und R trocken, während man die innere schmirt, so ist der Ueberschuss des äusseren Reibungsmomentes noch grösser

$$D f R > D f' r' \\ f > f'$$

und bildet der kleinere Werth $D f' r'$ das übertragene Reibungsmoment, mit dem man nun gerade wie bei der bisherigen Rolle zu rechnen hat.

Dadurch, dass zwischen den beiden äusseren Rollen, wo die Berührungsfläche sehr klein ist, nur rollende und da, wo diese sehr gross ist die gleitende Reibung stattfindet, ist es möglich eine gleichbleibende Reibung zu erzeugen, wodurch das einseitige Einschleifen der Kettenrolle und die lästigen Stösse beseitigt werden; diese Rolle gestattet durch den zulässigen höheren specifischen Druck eine geringe Uebersetzung im Apparat, wodurch die Beibehaltung eines Verbinders ermöglicht wird ohne die rasche Wirkung des Apparates zu beeinträchtigen; ausserdem wird die Bedienung der Bremse in Folge der geringen Belastung selbst bei den schwersten Fahrzeugen zu einer äusserst leichten, was besonders da in Betracht kommt, wo dem an und für sich schon stark in Anspruch genommenen Führer das gewöhnliche Bremsen zugemuthet wird.

Diese Rolle ist ausgeführt und befindet sich schon längere Zeit in ununterbrochenem Betrieb, dieselbe entspricht den gemachten Voraussetzungen vollkommen und lässt bis jetzt nur eine äusserst geringe, gleichmässig vertheilte Abnutzung erkennen.

Anfangs verursachte das Schmieren der inneren Reibungsfläche etwas Schwierigkeiten: die Anwendung einer Pasta von Graphit und Talg bewährte sich nicht; der Talg wurde in kurzer Zeit verzehrt, während der trocken gewordene Graphit sich zusammenballte und die Beweglichkeit des Reibungsringes aufhob; ebenso unthunlich erwies sich das Schmieren mit festem Talg, der bei längerer Bremsdauer flüssig wurde und durch zu ausgiebiges Schmieren die Wirkung der Bremse zu sehr herabzog. Dagegen hat sich das Schmieren mittelst eines mit Oel getränkten, durch eine weiche Messingfeder an die Reibungsfläche angepressten Filzes sehr gut bewährt; es genügt, wenn man alle 8 Tage einige Tropfen Oel oder Petroleum auf den Filz giesst, wobei zu beachten ist, dass dieser die Reibungsfläche der ganzen Breite nach berühren muss.

Der Reibungsring muss sich leicht von Hand bewegen lassen und sind die Reibungsflächen möglichst glatt zu bearbeiten; das Material des Reibungsringes ist Stahlguss, das der übrigen Rollen weiches Gusseisen.

Wie es theoretisch den Anschein hat, wird das Reibungsmoment durch die Anwendung eines losen Ringes kleiner bei gleichem äusseren Rollendurchmesser, allein dem ist nicht so, wie die Erfahrung zeigt; es mag sein, dass die innigere Berührung der Reibungsflächen, möglicherweise auch der Luftdruck dazu beitragen, dass der Unterschied in dem Moment der äusseren Reibung zur inneren nicht so gross wird, wie die Rechnung ergibt. Durch den Umstand, dass die äussere Rolle

ganz trocken bleibt, während dieselbe bisher immer geschmirt werden musste, wird der Einfluss des losen Ringes auf Verminderung des Reibungsmomentes zum Theil wieder ausgeglichen.

Es ist streng genommen nicht einmal nöthig zur Erhaltung einer constanten Reibung, dass sich der lose Ring bei gespannter Bremse continuirlich dreht, es darf sogar die Rolle aussen gleiten, wenn nur in dem Moment, wo die äussere Berührungsfläche anfängt rauh zu werden, der Ring an der inneren Fläche nachgiebt. Sollte sich einmal der lose Ring festsetzen, so verhält sich die Rolle einfach wie eine feste und wird dies dem Dienstpersonal durch die eintretenden Stösse sofort angezeigt. Der aus zwei Hälften zusammengeschräubte Reibungsring hat die Dimensionen $R = 260$ und $r' = 170^{\text{mm}}$ unter Beibehaltung der bisherigen Breite von 130^{mm} .

Bezüglich der Uebertragung der im Apparat erzeugten Bremskraft auf eine Verbindungsbremse sind hier noch verschiedene, sehr nachtheilig wirkende Missstände anzuführen, die in der Art der Uebertragung begründet sind, wie solche bei der Bremse der bayer. Staatsbahnen besteht und von Heberlein allgemein angewendet wurde. Diese Uebertragung wirkt, wie bereits erwähnt, auf Zusammenziehen der beiden Fahrzeuge, wobei die Bufferfedern so stark zusammengepresst werden, bis der Widerstand derselben der Bremszugkraft das Gleichgewicht hält. Damit nun durch Eindrücken der Bufferfedern der Weg der Kettenaufwicklung nicht zu gross wird, werden diese vorher schon stramm durch die Zugkuppelung angespannt; durch das weitere Zusammendrücken der Buffer bei eintretenden Bremsen tritt die eigentliche Zugkuppelung des Fahrzeuges ausser Function und sind dann beide Wagen nur mehr durch die Bremskuppelung verbunden.

Erfolgt nun durch die Maschine oder die lebendige Kraft des Trains eine Zugwirkung, so wird diese nicht von der hierzu bestimmten Zugkuppelung, sondern von der Bremsverbindung aufgenommen und gleichzeitig in die Bremsconstruction eingeleitet. Dieser Fall tritt ein, wenn der Apparat am Ende des Zuges zuerst ausgelöst wird, wodurch beim Strecken des Zuges der gebremste Apparatwagen direct an der Bremskuppelung hängt und diese den ganzen für die Zugkuppelung bestimmten Zug auszuhalten hat: gleiches tritt ein, wenn beim Dampfangeben der Maschine die Bremse beim Verlassen von Gefällen nicht frühzeitig genug gelöst wurde.

Für eine derartige übermässige Beanspruchung ist natürlich die Bremsconstruction nicht widerstandsfähig genug und die Folgen davon sind die häufig vorkommenden Defecte einzelner Bremsheile. Diese directe Uebertragung der Zugkraft auf die Bremsconstruction führt noch den weiteren Nachtheil mit sich, dass hierdurch die beiden Frictionsrollen so fest zusammengepresst werden, dass dieselben häufig von Hand nicht mehr gelöst werden können, wenn die Berührungsstelle rauh geworden oder, was noch schlimmer ist, gar ein Loch bildet; obwohl die erhöhte Kettenspannung sehr stark auf Drehen der Rolle wirkt, kann dieses doch nicht eintreten, da die starke Anpressung die Rolle in der Vertiefung wie in einer Einklinkung festhält. Kommt ein Zug im gestreckten Zustande zum Stehen, so ist das Lösen der Rollen oft nur durch Zurück-

schieben des Zuges oder Lockerung der Bremskuppelung möglich. Wirkt die Kettenspannung nicht auf Zusammenpressen der Rollen, so tritt diese Erscheinung nicht ein. Die Wagenwärter nennen diesen Zustand das Verbeissen der Rollen, in Wirklichkeit ist es bei der jetzigen Kettenableitung oberhalb der Achse nichts anderes als die übermässige Belastung der Rollen durch die Zugkraft.

Ausser diesen Missständen machen sich noch einige andere fühlbar; durch das stramme Kuppeln des Apparatzwagens mit dem Verbinder wird die Beweglichkeit beider Fahrzeuge in Curven vermindert, wodurch der Zugwiderstand und die Abnutzung der Spurkränze vermehrt werden, ferner wird hierdurch die Elasticität der Buffer grösstentheils aufgehoben und leiden in Folge dessen die Fahrzeuge bei unvorsichtigem Rangiren sehr. Heberlein wendete früher zur Verhinderung des Zusammenziehens der Wagen eine Steifkuppel an, allein diese wirkte in dieser Beziehung noch schlimmer und wurde daher bald wieder aufgegeben.

Die hier angeführten Mängel der Heberleinbremse sind nicht bloss auf den bayer. Staatsbahnen empfunden worden, auch andere Bahnen, welche von dieser Bremse nach der Construction des Erfinders Gebrauch machten, haben gleiche Erfahrungen zu verzeichnen; es wird hier einfach auf das Referat der Eisenbahn-Techniker-Versammlung Juni 1878 zu Stuttgart, Gruppe IV No. 9 verwiesen. (6. Supplembd. d. Organs.)

Trotz der angeführten Mängel, die sich schliesslich alle beseitigen lassen, ist das Princip der Heberleinbremse gut und deshalb lebensfähig.

Zur Beseitigung dieser Uebelstände in der Uebertragung der Bremskraft auf andere Fahrzeuge wurde von dem Verfasser ein Mechanismus construirt, der diese Aufgabe vollständig erfüllt und sich bereits praktisch bewährt hat. Dieser in der Wirkung höchst einfache Apparat ist in Fig. 42 schematisch und in Fig. 7—10 Taf. XIV constructiv angegeben; derselbe überträgt unter gleichzeitiger Uebersetzung die Bremskraft auf den Verbinder genau so, wie wenn die Zugstange der Verbindungsbremse direct an dem Punkt n in gleicher Richtung angreifen würde, was durch Zerlegen der Kräfte leicht nachzuweisen ist; dadurch, dass das obere Gestänge eben so viel auf Druck, als das untere auf Zug beansprucht wird, befindet sich der Apparat in jeder Lage im Gleichgewicht und werden die Wagen weder zusammengezogen, noch auseinandergedrückt; es können deshalb Zugkuppelung und Buffer während des Bremsens ungehindert functioniren, wodurch das nachtheilige Uebertragen der Zugkraft auf die Bremsconstruction vollständig ausgeschlossen ist; ausserdem fallen die Stösse durch das bisherige

Zusammenziehen der Bufferfedern beim Anlassen und Abstellen der Bremse weg.

Dadurch, dass das Druckgestänge des Uebertragungsapparates von dem Zuggestänge einen gewissen Abstand hat, werden beide Wagen oben gestützt und unten zusammengezogen, was zur Folge hat, dass in beide Fahrzeuge ein gewisses Drehmoment eingeleitet wird, wodurch die dem Uebertragungsapparat zunächst befindlichen Achsen um genau so viel entlastet, als die andern mehr belastet werden; man kann sich nämlich die Wirkung dieses Drehmomentes aufgehoben denken durch ein entgegengesetzt wirkendes Gegenpaar, dessen Arm gleich dem Radstand und dessen Kraft gleich der Aenderung der Achsenbelastung ist. Bei der bisherigen Uebertragung fand genau dasselbe statt, die Fahrzeuge wurden oben im Buffermittel gestützt und unter dem Stirnbalken durch den Zug der Bremskuppelung zusammengezogen; eine nachtheilige Einwirkung dieser an und für sich unbedeutenden Entlastung konnte bis jetzt nicht constatirt werden. Vermindert wird diese Entlastung durch Verkleinerung des Abstandes von Zug- und Druckgestänge, was jedoch über ein gewisses Maass nicht hinausgehen darf, weil sonst der zur Erlangung des nöthigen Weges erforderliche

Ausschlagwinkel der vertikalen Gelenktheile zu gross wird.

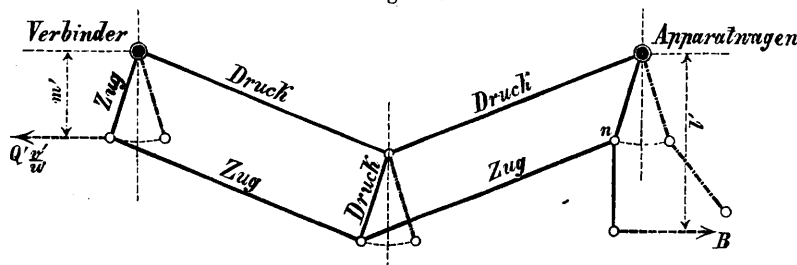
Dadurch, dass die neue Rollenconstruction mit separatem Reibungsring die Zulassung eines höheren Druckes und geringe Uebersetzung gestattet, kann man durch

einen Reibungsapparat zugleich die Kraft zum Bremsen eines weiteren Fahrzeuges erzeugen lassen und durch den angegebenen Mechanismus ohne Anstand auf dieses übertragen, was in ökonomischer Hinsicht insofern von Vortheil ist, als die Anschaffung und Unterhaltung einer Bremse mit eigenem Apparat ungleich höher zu stehen kommt, als die einer einfachen Verbindungsbremse, die in der Regel als gewöhnliche Spindelbremse schon vorhanden ist.

Die hier angeführten Missstände der bisherigen Uebertragung der Bremskraft auf einen Verbinder mögen mit dazu beigetragen haben, dass die Patentgesellschaft der Heberleinbremse den Verbinder ganz aufgegeben hat.

Zum Schluss noch einige Worte über das Lösen der Bremse: Um dieses herbeizuführen genügt eine geringe Entlastung der Rolle, wodurch das Moment der Kettenspannung grösser wird, als das der Reibung; in Folge dessen gleitet die Kettenrolle nach rückwärts, wobei durch das Abwickeln der Kette die Spannung im Apparat nachlässt und das zum Abziehen der Bremsklötze dienende Gegengewicht die Lösung der Bremse vollends bewirkt.

Fig. 42.



Neuartige Schneepflugs-Armatur für Locomotiven

von Ernest Slávy, Oberingenieur und Zugförderungs-Chef der k. k. Militärbahn in Banjaluka (Bosnien).

(Hierzu Fig. 11 und 12 auf Taf. XIV.)

Nachdem an die Werkstätte Banjaluka der k. k. Militärbahn Banjaluka-Doberlin die Aufgabe herangetreten war, ein mechanisches Hilfsmittel zur Schneeabseilung von der Bahn herzustellen, so habe ich mich zu der in Fig. 11 und 12 auf Taf. XIV dargestellten Schneepflugsarmatur für Locomotiven entschieden, welche sich darauf im letzten Winter hier vorzüglich bewährt hat.

Die hiesigen Umstände ergaben für die Construction das folgende Programm von Bedingungen:

- 1) Der Pflug soll einfach, möglichst leicht und höchst solid sein.
- 2) Er soll die Buffer und Zugvorrichtung der Locomotive nicht überragen, und dieselben frei lassen zum Zwecke des Ankuppelns und Verschiebens von Wagen.
- 3) Er soll gewöhnliche Schneehöhen bis zu 70^{cm} über der Schiene ganz regelmässig pflügen d. h. möglichst compact und ohne Zerstäuben zur Seite legen: — im Uebrigen aber auch den Durchbruch von bedeutend höheren Schneemassen auf kurze Längen ermöglichen.
- 4) Möglichster Schutz der Dampfcylinder und des Mechanismus der Locomotive gegen die Schneemassen.
- 5) Freimachen der Bahn auf die Breite von 3 Metern.

Da diese Bedingungen sich gar nicht selten auch anderwärts wiederholt finden dürften, so wird die Mittheilung der Construction nicht ohne Werth und Interesse sein, da sie jenen Bedingungen auf das Vollkommenste entsprochen hat.

Dieselbe ist im Wesentlichen eine Eisenconstruction in 5^{mm} Blech und Winkeleisen, und ist speciell in der Form der beiden Pflugflächen und in dem mantelartigen Schutz den sie dem Mechanismus der Locomotive gegen die Schneemassen gewährt, ganz charakteristisch und ursprünglich.

Sie ist im vorliegenden Falle specialisirt für die bekannte Maschinengattung der Hannoverschen Fabrik für Lastzüge mit 3 gekuppelten Achsen, System Hall und 1,40^m Raddurchmesser.

Die Pflugflächen (Fig. 11 und 12 Taf. XIV) sind hier zwei symmetrisch-windschiefe Flächen, welche geometrisch gebildet sind durch die gerade Nasenkante *a* des Pfluges und je eine der zwei vertikalebenen Curven *g* als »Leitcurven«, und eine einfache, stets horizontale Gerade als »Erzeugende«.

Zur besseren Versinnlichung dieser Flächen sind eine Anzahl horizontaler und vertikaler Schichtenlinien 1 bis 8, und *a* bis *g*, einskizzirt.

Die so entstandenen windschiefen Pflugflächen werden nun jeden Massentheil, dem sie in Bewegung mit der vorderen Unterkante wo immer entgegenkommen, zunächst keilartig aufheben, sodann aber gegen eine der beiden weiten Hohlkehlen nächst den rückwärtigen Curvenscheiteln zuführen.

Sie enthalten in dieser Weise eine kleine Analogie mit der üblichen Doppel-Keilform der grossen Schneepflüge.

Da somit die ganze Schneemasse jene Hohlkehlen passiren soll, so wird jene Scheitelkrümmung möglichst stumpf sein, im

oberen Viert- bis Fünftheil des ganzen Höhenintervalles der Curve liegen, und so eng als nur möglich an der seitwärtigen Cylinderdeckelkante vorbeigehen. Das Höhenintervall der Curve ergibt sich aus der möglichsten Annäherung an Buffer und Schienen, ihre horizontale Ausladung aus der Freihaltung des nöthigsten Bufferspiels und der unteren Längenbeschränkung des Pfluges; — woraus auch die Endpunkte und die mässige Neigung der Nasenkante resultiren.

Die technische Ausführung des ganzen Pfluges anlangend ist die Basis des ganzen Baues durch eine stumpf gekröpfte Blechtafel *B B* gebildet, welche mittelst zweier aufgenieteter Doppel-Winkeleisen *Q Q₁* querüber versteift ist.

Auf diese Tafel, welche mittelst der beiden oben aufgenieteten Schuhe *S S* aus Kesselblech an die sonstige Befestigungsstelle der Bahnräumer an die vorderen unteren Ecken der Rahmen aufzustecken kommt, ist vermittelt fünf Zwischen- und Seitenwänden und einer laubbrettartigen oberen Platte das Gerüst für die eigentlichen Pflugflächen aufgebaut.

Auf die zwei seitwärtigen Zwischenplatten *d* ist je eine Strebe von starkem Flacheisen aufgenietet, welche von der vorderen Querversteifung *Q* der Grundplatte ausgehend, oben in eine hinter der Bufferbrüst zu sitzende Klaue endet, und dadurch die Befestigung des Pfluges an der Locomotive ergänzt.

Ausgeführt sind nun diese Pflugflächen mittelst einer blechbeschlagenen Holzwand aus horizontal geschichteten weichen Pfostenstreifen von 10 bis 20^{cm} Breite, die theils mit den Enden auf die an die Versikalwände eigens genieteten Winkeleisen (siehe Horizontalschnitt 4), theils an die obere und untere Platte direct angeschraubt sind. Die vertikalen Zwischen- und Seitenwände sind daher auch im Sinne dieser Flächen vorne profilirt.

Im obersten Theile der windschiefen Flächen an der flachen Rückwindung, ist von der Horizontalstellung der »Erzeugenden« etwas abgewichen, indem sie an der Nasenkante circa 7^{cm} tiefer zurückbleibt, wodurch solidere Verbindungen am Obertheil ermöglicht werden, ohne Beengung des Bewegungsraumes für den Schnee.

Das Eindecken dieser windschiefen Flächen mit langen, 25 bis 50^{cm} breiten Streifen von gewöhnlichem Deckblech, ungefähr nach der freien Gefällsrichtung, hat gar keine Schwierigkeit in Bezug auf das gute Aufliegen. Die Befestigung durch blosses Nageln der einfach übergreifenden Ränder an die Holzunterlagen.

Der unterste Rand der Fläche ist ausserdem der ganzen Länge nach mit einem Streifen des 5^{mm}-Blech solid armirt.

Die Seitenwände bilden auch ihrer Form und Lage nach die hauptsächlichste Ergänzung für die Constructionsbedingung Punkt 4.

Auch selbst eine gebrochene Façonirung der untersten Pflugkante im Querprofil, hätte bei dieser Bauart gar keine Schwierigkeit.

Was nun das Verhalten des Pfluges bei seiner Arbeit anbelangt, so hat derselbe den zu Grunde gelegten Absichten auf das Vollständigste entsprochen. Er hat im Januar d. J. auf der ganzen Strecke Banjaluka-Doberlin bei andauernder Schneehöhe bis zu 70^{cm} über den Schienen gearbeitet, dabei aber auch die grösseren Höhen, doch nur auf Längen bis zu 2 Profile (200^m) vorhanden, ohne Anlauf bewältigt.

Bei 30 Kilom. Geschwindigkeit schleuderte er den Schnee ganz compact in zwei geschlossenen Garben beiderseits der Bahn 3 bis 4^m weit vom Gleise.

Bei 50^{cm} Schneehöhe stäubte er fast gar nicht; bei 70^{cm} nur unbedeutend, ohne die Fernsicht zu behindern.

Diese specielle Eigenschaft ist theils durch die ganz eckenfreie Rundung der beiden Pflugflächen, theils durch deren obere breite Rückwindung beabsichtigt und erreicht worden.

Nur grössere Höhen verursachten verhältnissmässiges Aufwirbeln des Schnees durch Ueberfluten des oberen Schneepflugrandes, ohne aber ausser der Belegung der Aussentheile der Maschine irgend welche Störung zu veranlassen.

Selbst bei andauernder 70^{cm} Schneehöhe arbeitete die Maschine noch fortwährend sehr leicht, wie etwa mit halber Normallast, mit Dampfüberfluss, Ventilabblasen, ganz offenem Exhaustor und bedeutender Expansion. Nur die erwähnten örtlichen grösseren Höhen erforderten etwas grösseren Dampfzulass.

Es waren dies 7 Stellen von ca. 88^{cm} Höhe (an der Bufferbrüst) und 1 bis 2 Profil Länge (100 bis 200^m), welche noch gar kein Vorzeichen des Steckenbleibens oder Dampfhemmung ergaben. — Kleinere vorgekommene Schneeriegel, welche die Buffer überragten, ganz ungerechnet.

Der Schnee war durchwegs von gewöhnlicher, mittlerer Beschaffenheit.

Der Fachgenosse der da weiss, dass die Schneepflugfahrten zu den unangenehmsten Geschäften des Eisenbahndienstes gehören, wird daher gewiss einer Construction Interesse zuwenden, welche gewöhnliche Schneelagen bis zu 70^{cm} pflügt, in

einer Weise, welche die Fernsicht gar nicht beeinträchtigt, gegenüber den grossen Pflügen welche durch ihre Schneewirbel und ihre eigene Grösse ganz wie mit verbundenen Augen geschoben werden; — und besonders mit Rücksicht auf die mehrfachen und begründeten Zweifel über den Werth der grossen Schneepflüge, welche durch häufige Entgleisungen in den entscheidenden Momenten ihre Mehrleistung oft recht schwer erkämpfen lassen, ganz abgesehen von ihren leicht unbemerkten Entgleisungen, welche die Lashenschrauben zu Hunderten abrasierten u. dgl.

Wenn auch noch nicht Gelegenheit war, jene grössere Schneehöhe zu ermitteln, welche mit unserer armirten Maschine nicht mehr bewältigt werden kann, so lassen doch die vorerwähnten Erprobungsthatssachen als ganz unzweifelhaft erscheinen, dass auch Schneewehen, welche die Buffer bedeutend überragen, auf einige Profile Länge von der armirten Maschine anstandslos durchbrochen werden können. Die empfindlichen Theile der Maschine sind ja durch die Armatur geschützt, und der Rauchkasten ist für den Schneeanprall in der Dampfbildung ganz unempfindlich.

Und damit wären wir ja recht nahe jener Schneehöhe, welche als Leistungsgrenze der grössten rollenden Schneepflüge gilt?

Selbstverständlich spricht auch der Kostenpunkt günstig für die Armatur. Die thatsächlichen Kosten dieses einen Exemplars sind zwar nicht leicht zu ermitteln, da der Pflug gänzlich durch Soldaten, also durchwegs ganz junge Handwerker ausgeführt ist. Doch ergiebt das Eisengewicht von 760 Kilogr. einen beiläufigen Leistungswerth von ca. 400 fl. öst. W.

Das Gewicht des ganzen Pfluges ist bloss 930 Kilogr., wobei noch die Bahnräumer, der Brustfusstritt und Kuppelkette abfallen, daher auch eine Verstärkung der vorderen Tragfedern bei vielen Locomotiven nicht nöthig sein wird.

Banjaluka, März 1881.

Betriebssichere Eisenbahnräder mit kalt aufziehbarem Radreif

nach den patentirten Systemen Heusinger von Waldegg's und E. Kaselowsky's.

(Hierzu Fig. 1—14 auf Taf. XV.)

Die vielen Unfälle, welche in den beiden letzten Wintern durch Radreifen-Brüche verursacht wurden, haben das Verlangen nach einem absolut sicheren Eisenbahnrade rege gemacht. In Folge dessen ist man geneigt, die Kosten der Herstellung solcher Räder erst in zweiter Linie zu betrachten und die Betriebssicherheit obenan zu stellen.

Als Ursache der Mehrzahl der Radreifen-Brüche lässt sich ein zu festes Aufziehen, d. h. die Anwendung eines zu grossen Schrumpffaasses der Reifen bei dem warmen Aufziehen derselben auf die Räder aufstellen, in Folge dessen das Material des Radreifs einer zu starken Spannung ausgesetzt wird.

Im Herbste, bei eintretenden Nachtfrösten, während welcher sich der Boden und die Schienen abkühlen und diese die

niedrige Temperatur auch während des Tages beibehalten, vermehrt sich die Zahl der Reifenbrüche. Der Radreif wird dann durch die Berührung mit der kalten Schiene in bedeutend niedrigerer Temperatur erhalten, als der in wärmerer Luft sich bewegende Radstern, hierdurch ist naturgemäss die schon durch das Schrumpffaass in dem Reif erzeugte starke Spannung wesentlich vermehrt, dieselbe überschreitet häufig die Bruchgrenze der absoluten Festigkeit des Materials und es tritt dann ein Springen des Reifs ein.

Die gleichen Verhältnisse und Consequenzen treten im Frühjahr bei noch kaltem aufthauendem Boden und wärmerer Luft, — überhaupt bei starkem Temperaturwechsel ein.

Da die in der Praxis angewendeten Schrumpffaasse nur

$\frac{1}{1000} - \frac{1}{2000}$ des Durchmessers der Radreifen betragen, so ist ferner leicht begreiflich, dass die genaue Herstellung des richtigen Maasses recht schwierig ist und viele Fehler in Folge mangelhafter Messwerkzeuge entstehen.

Einer der wesentlichsten Gründe der Radreifensprünge würde mithin durch die Vermeidung des warmen Aufziehens beseitigt sein. Die Befestigung der Reifen bietet jedoch ohne dasselbe grosse Schwierigkeiten.

Um dem Ziele, ein möglichst sicheres Eisenbahnrad zu erlangen, näher zu kommen, an welchem die bisherigen Ursachen der Reifensprünge möglichst vermieden sind und der Radreif ausserdem so sicher befestigt ist, dass im Fall eines Springens und Losewerdens desselben eine Trennung vom Radstern nicht erfolgen kann, muss man in erster Linie mit dem bisherigen System des warmen Aufziehens der Reifen brechen; auch darf man weder die bis jetzt gebräuchliche Form des Reifens, noch die des Rades festhalten wollen; es wird nöthig, in beider Hinsicht von dem Bestehenden abzuweichen.

Nach langjährigen Bemühungen und kostspieligen Versuchen ist es dem Oberingenieur Heusinger von Waldegg in Hannover im vorigen Jahre gelungen, ein vollkommen betriebssicheres Eisenbahnrad zu construiren, wobei der Radreif ohne alle Spannung kalt und absolut festsitzend aufgezogen werden kann. Auf diese in Fig. 1—6 der Taf. XV dargestellten Constructionen wurden demselben im Deutschen Reiche unterm 21. Januar (D. R. P. No. 11085) und 20. März vor. Jahres (D. R. P. No. 11087) Patente erteilt, während fast gleichzeitig der Director der Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft E. Kaselowsky ebenfalls ein Patent auf denselben Gegenstand und dieselbe Idee des kalten Montirens verfolgend im Deutschen Reiche nachgesucht und auf die in Fig. 7—14 der Taf. XV dargestellten Constructionen unterm 24. Januar 1880 (D. R. P. No. 13204) erhalten hat. Beide Constructeure haben sich wegen Ausführung ihrer Patente geeinigt und dieselbe gemeinschaftlich dem Bochumer Verein für Bergbau u. Gussstahlfabrikation übertragen; dieser nimmt bekanntlich in der Fabrikation der Gussstahlscheiben-Räder den ersten Rang ein, und hat sich ganz besonders zur Fabrikation obiger patentirter Constructionen im Grossen eingerichtet, indem die in Flusseisen mit der Nabe aus einem Stück hergestellten Radscheiben in einem besonders construirten Scheibenwalzwerk verdichtet und bis zum Ausbohren der Nabe, Abdrehen dieser und der konischen Tragränder fertig hergestellt werden, während die Radreifen mit innerer Verstärkungsrippe aus einem massiv gegossenen weichen Gussstahlblocke mittelst eines besonderen Reifenwalzwerks auf die bestimmten Dimensionen ringförmig ausgewalzt werden.

Die leitenden Principien bei den auf der Zeichnung dargestellten Radconstruktionen waren:

1. Die Radreifen kalt aufzuziehen.
2. Den Radkörper aus Flusseisen oder Schmiedeeisen in voller, doch auch möglichst gleichmässig elastischer Scheibenform herzustellen.
3. Die Radreifen innerhalb mit einer T förmigen Rippe zu verstärken und mit einfachem oder doppeltem Konus ausdrehen und entsprechend die Tragflächen der Radscheiben konisch abzdrehen, so dass jene ohne jedes Zwischenmaterial

aufgeschoben und zum genauen Festsitzen gebracht werden können.

Die Arbeit selbst erfordert, des Ausgleichs wegen, den der Konus zulässt, keine erhebliche Genauigkeit. Der Konus selbst ist so zu wählen, dass der Radreif mit Extra-Schraubzwingen gehörig fest auf den Radstern gepresst werden kann und die Schrauben oder Nieten der gleichzeitig oder später ebenso aufzusetzenden Press- oder Schutzscheibe (Fig. 1—7) resp. Schutzrings (Fig. 8—14) wenig beansprucht werden.

4. Die Befestigung zwischen Reif und Rad so zu wählen, dass der schwalbenschwanzförmige oder mit doppelten Haken versehene innere Verstärkungsring des Reifs zwischen den entsprechend geformten Tragrändern der doppelten Radscheiben oder des scheibenförmigen Radkörpers oder Schutzrings mittelst hakenförmigen Eingreifens dieser Theile so innig und sicher verbunden wird, um die Radreifen besser ausnutzen zu können und bei irgend einem Bruch derselben diesen unschädlich zu machen und die Theile nicht fortfliegen zu lassen, wobei jedes andere Zwischenmittel vermieden wird.

5. Das Auswechseln der eventuell auszuwechselnden Radreifen zu bewirken, ohne dass ein Anwärmen derselben oder ein Abnehmen des Rades von der Achse nöthig ist.

Bei specieller Betrachtung der abgebildeten Radconstruktionen sieht man, dass die inneren Radscheiben der Fig. 1—6 aus Flusseisen, mit Naben in ganzer Höhe versehen, hergestellt werden, während die äusseren Schutz- oder Pressscheiben nur Naben von halber Höhe erhalten und sich ganz auf die Nabe der andern Scheibe aufsetzen. Beide Radscheiben haben T förmige Tragränder und sind konisch abgedreht, dem entsprechend sind die inneren Tragflächen des Radreifs konisch ausgedreht und zugleich die Verstärkungsrippe des Reifs bei Fig. 1 schwalbenschwanzförmig, bei Fig. 2—6 beiderseits mit ringförmigen Nuthen versehen, in welche die innerhalb vorspringenden Ränder der Radscheiben eingreifen, so dass nachdem die Scheiben auf den Radreif gepresst und ringsum die Nabe mit 4 bis 8 Nieten oder Schrauben, sowie am Reif mit 8 bis 16 warm eingezogenen Nieten versehen sind, der Radreif selbst in mehrere Stücke zerbrechen kann, ohne sich vom Radkörper lösen zu können, und das Rad auch in diesem Zustande noch vollkommen sicher functioniren kann. Um die Verschiebung des Radreifs in der Richtung des Umfangs zu verhindern, greifen die Niete entweder ganz (Fig. 1, 1b, 3 und 6) oder auf die Hälfte ihrer Dicke (Fig. 2, 2b und 4) in die Verstärkungsrippe des Reifs; bei Fig. 5 sind zu demselben Zweck einfache Kopfschrauben in die Verstärkungsrippe von Innen eingeschraubt und die Köpfe beiderseits in die Radscheiben innerhalb eingearbeitet.

In Fig. 4 und 5 sind die Radscheiben wellenförmig, während sie in Fig. 1, 2, 3 und 6 eben und an der Nabe convex ausgebogen sind, um seitlich widerstandsfähiger zu sein. Ausserdem unterscheidet sich der Radreif von Fig. 5 im Wesentlichen von den Reifen der Fig. 1—4 dadurch, dass in dem ersteren Falle das doppelt konische Auflager des Radreifs resp. der Radscheiben in der Mitte derselben stattfindet und die Klammern aussen umgreifen, während in den Fig. 1—4 umgekehrt die konischen Auflagering an den beiden äusseren Seiten und

die klammerförmige Umgreifung in der Mitte oder nahe der Mitte des Auflagers stattfindet.

Bei Fig. 2—6 sind die Nieten oder Schrauben um die Nabe ausserhalb derselben angebracht, während bei Fig. 1 die Befestigungsschrauben durch beide Nabenhälften hindurchgehen, und zur Verhinderung des Drehens unter den runden versenkten Schraubenköpfen Nasen angebracht sind.

Bei Fig. 6 ist der gusseiserne Radreif an der Lauffläche in einer Coquille stahlhart gegossen und wird ausserhalb nicht abgedreht, während die inneren Tragflächen des Reifs konisch und die Seitenflächen der hohen T förmigen Verstärkungsrippe beiderseits eben abgedreht werden, um die doppelten Radscheiben aus Flusseisen mit entsprechend konisch gedrehten Tragrändern und durchgehenden Befestigungsnieten aufzunehmen.

Fig. 1a stellt eine Seitenansicht der Fig. 1 und Fig. 2a dieselbe von Fig. 2 dar, während in Fig. 1b und 2b die vordere Radscheibe weggenommen gedacht ist. *)

Bei den Constructionen nach Patent Kaselowsky (Fig. 7—14) ist in Fig. 7 und 8 der in Tiegelsstahl (ohne Auswalzen) hergestellte Radreif innerhalb mit einer hohen T förmigen Verstärkungsrippe, wie bei dem Schalengussreif (Fig. 6) hergestellt. Der Radkörper Fig. 7 besteht aus zwei scheibenförmigen Theilen aus Flusseisen. Die Scheibe an der Flantschseite bildet mit der Nabe ein festes Ganzes. Der Schutz- oder Klemmring ist als eine volle auf die Nabe sich aufsetzende Scheibe gedacht, wird ebensowohl dort verschraubt oder vernietet, als auch ringsum an dem Radreif.

*) Zur Geschichte der schmiedeeisernen Scheibenräder sei hier noch bemerkt, dass Heusinger von Waldegg bereits vor 38 Jahren (1843) die ersten Scheibenräder mit doppelten Blechscheiben und T förmigem Radreif, sowie angenieteter gusseiserner Nabe construirte und auf der Taunusbahn, Frankfurt-Hanauer, Aachen-Mastrichter Bahn u. a. zur ausgedehnten Anwendung brachte; auch erhielt derselbe auf diese Construction unterm 11. Januar 1844 im Königreich Preussen und unterm 5. März 1844 im Königreich Bayern, sowie in verschiedenen andern Zollvereinsstaaten Patente. — Die Richtigkeit des Hauptprinzips dieser Räder, namentlich die gleichmässige Unterstützung des Radreifs, geringerer Luftwiderstand, Verhinderung des Aufwirbelns von Staub etc., wurde bald allgemein anerkannt und entstanden ums Jahr 1850 eine Menge anderer Constructionen von schmiedeeisernen Scheibenrädern, theils mit einfacher gerader, theils radial gerippter, theils concentrisch gewellter Scheibe, die jedoch alle in Folge mangelhafter Ausführung, besonders wegen ungenügender Befestigung mit der Nabe im Anfange viele Anfechtungen zu erleiden hatten. Erst als es den unermüdlichen Bestrebungen des frühern Obergeringieurs R. Daelen in Hoerde gelungen, Scheibe und Nabe aus einem Stück Schmiedeeisen (durch Ausschmieden unter dem Dampfhammer, Ausschmieden und Gesenkschmieden, sowie durch Anschmieden des T förmigen Unterreifs) herzustellen, konnten zuverlässig einfache Scheibenräder geliefert werden. Bei den Doppel-Scheibenrädern hat die Nietbefestigung rings um den T förmigen Radreif sich stets als solid und zuverlässig erwiesen. (Vergl. Organ f. Eisenbahnwesen, 1. Bd. 1846, S. 23). Im Jahre 1873 hatte Heusinger von Waldegg durch den Hörder Bergwerks- und Hütten-Verein bei der Weltausstellung in Wien einen Satz Doppel-scheibenräder ausgestellt, wobei jede Scheibe mit der halben angeschweissten Nabe versehen war, dieselben waren etwas kostspielig herzustellen, haben sich aber im Betriebe als vorzüglich dauerhaft und sicher bewährt und bilden den Uebergang zu der neuesten Construction mit doppelt konischen Tragflächen der Scheiben und kalt aufziehbarem Radreif. (Vergl. Organ f. Eisenb. 1873, S. 95.)

Bei Fig. 8 soll der Radkörper aus einer hohlen doppelwandigen gusseisernen Scheibe bestehen und der schmale schmiedeeiserne Klemmring findet sein Auflager im Rade selbst, in welchem er genau eingepasst, fest aufliegt und den vordern Theil des doppelt konisch ausgedrehten Radreifs unterstützt. In beiden Fällen (Fig. 7 und 8) gehen die Befestigungsschrauben oder Nieten auch durch die Rippe des Reifs. Da die Herstellung solcher Radreifen mit hoher Verstärkungsrippe aus Tiegelsstahl kostspielig ist und die Verdichtung durch Auswalzen nicht möglich ist, so ist in Fig. 9 und 10 ein gebräuchlicherer Querschnitt derselben in Anwendung gebracht. Der Radreif ist hier ebenfalls doppelt konisch ausgedreht, und zwar in Fig. 9 an der innern Verstärkungsrippe und in Fig. 10 an den äussern ringförmigen Tragflächen; die haken- oder klammerartigen Ansätze an denselben und an den Radscheiben, sowie den schmalen Klemmrings sind hingegen nur kurz und gehen die Verbindungsschrauben oder Nieten ringsum den Reif nicht auch gleichzeitig durch denselben oder einen Ansatz von diesem. Die Verschiebung des Reifs in der Richtung des Umfangs geschieht hier durch einfache Kopfschrauben wie in Fig. 5.

In Fig. 11—14 sind die Radreifen noch einfacher und zwar nur einseitig konisch innerhalb ausgedreht. In Fig. 11 ist ein am Reife abgenutztes Gussstahl-Scheibenrad mit einem einfachen Konus und einem Haken an der Spurkranzseite durch Abdrehen hergestellt, und ein dem entsprechend konisch ausgedrehter gussstählerner Radreif kalt aufgepresst, sowie durch einen U förmigen schmiedeeisernen Schutzring mit durchtretenden Nieten ebenso wie bei den vorher beschriebenen Rädern versichert. In Fig. 12 ist als eine Variation der Befestigungsart eines einfach konisch ausgedrehten Gussstahlreifs mit einem solchen abgenutzten Gussstahlscheibenrad, sowie der Klemmring nur eine einfache Hakenform hat und durch Zapfenschrauben an dem Radkörper befestigt ist, während das Drehen des Radreifs in der Richtung des Umfangs durch eingeschraubte Kopfschrauben verhindert wird.

Fig. 13 stellt ein schmiedeeisernes Scheibenrad mit einfach konischer Tragfläche dar und umgreift hier der durch Nieten befestigte Klemmring ausser dem Radreif auch den Unterreif hakenförmig, während Kopfschrauben das Drehen des Radreifs in der Richtung des Umfangs verhindern.

Fig. 14 zeigt eine solche Befestigung für ein schmiedeeisernes Speichenrad. Die Flantschseite des Rades ist auch hier mit dem hakenförmigen Ansatz versehen, während der Klemmring nur schmal ist und mittelst Bolzen oder Nieten mit dem Unterreif des Rades verbunden ist.

Nach der Statistik der Radreifenbrüche ist allein im vorletzten Winterhalbjahr (vom 1. October 1879 bis 31. März 1880) auf den deutschen Eisenbahnen, bei 45 Verwaltungen mit einer Betriebslänge von zusammen 32,316 Kilom., die hohe Zahl von 5039 Radreifenbrüchen nachgewiesen, während nur bei zehn kleinen Verwaltungen mit einer Betriebslänge von 434 Kilom. überhaupt keine Radreifen gebrochen sind. Unter den ersteren dürften die Köln-Mindener Eisenbahn mit 477, die Kgl. Eisenbahndirection in Berlin mit 646 und namentlich die Oberschlesische Eisenbahn mit 737 Reifenbrüchen als er-

wähnenswerth gelten. Während sich die durchschnittliche Anzahl der auf je 100 Kilom. Bahnbetriebslänge eingetretenen Brüche zu 15,57 berechnet, ergeben sich für diese Verwaltungen 43,44, 44,55 und 46,58 Reifenbrüche pro 100 Kilom. Länge.

Erforschen wir die Ursachen dieser Brüche, so sind hieran in erster Linie die Ansprüche schuld, welche man bis vor kurzer Zeit fast allgemein aus ökonomischen Rücksichten an das Material der Radreifen stellte. Man wünschte dasselbe gegen Abnutzung möglichst widerstandsfähig, also möglichst hart zu haben, und verlangte deshalb von den Fabrikanten die peinlichsten Garantien z. B. dass ein Radreif nach einer bedeutenden Zahl von durchlaufenen Kilometern sich nicht über ein bestimmtes, sehr gering gegriffenes Maass abnutzen darf; man zwang dieselben somit ein ziemlich hartes und daher sprödes Material zur Anwendung zu bringen, denn Härte und Zähigkeit sind zwei schwer zu vereinigende Eigenschaften. Wir sollten uns, wie in neuerer Zeit bereits angebahnt, mit einem weicheren und zäheren Material begnügen, z. B. mit Flusseisen und die geringeren Mehrkosten, welche durch den grösseren Verlust des weicheren Materials entstehen, im Interesse der Sicherheit des Betriebes nicht scheuen. Mit Anwendung dieses unhärtbaren Materials würden zugleich die Fehler vermieden werden, welche bei harten Stahlreifen durch ungleiches Erwärmen und Abkühlen beim Aufziehen in Folge der eintretenden Spannungen entstehen. Geschieht es doch heute noch vielfach, dass man die Reifen beim Aufziehen übermässig stark erwärmt und sie nach dem Auflegen auf den Radstern mit Wasser begiesst, um das Aufschumpfen zu beschleunigen. So aufgezoogene Radreifen müssen eigentlich naturgemäss nach kurzer Betriebsdauer springen; besser wäre es, wenn der Bruch stets sofort nach solcher ungehörigen Behandlung einträte. Bei Anwendung von Flusseisenreifen kann wenigstens eine solche Behandlung nicht von nachtheiligen Folgen sein.

Der zweite Hauptgrund der Radreifensprünge ist ohne Zweifel in dem warmen Aufziehen und Anwendung eines zu grossen Schrumpfmaasses zu suchen. Dasselbe ist natürlich wiederum bei harten Stahlreifen doppelt gefährlich.

Das jetzt gewöhnlich bei dem Aufziehen zur Ausführung vorgeschriebene Schrumpfmaass variirt, wie bereits bemerkt, zwischen $\frac{1}{1000}$ und $\frac{1}{2000}$ des Raddurchmessers und ist dies Maass vollkommen zweckentsprechend. Die ganze Herstellung der Reifen und Räder hat in der Praxis jedoch nicht unwesentliche Schwierigkeiten und entstehen die meisten Fehler in Folge mangelhafter Messwerkzeuge. Man muss nur bedenken, dass so geringe Maassdifferenzen, wie Theile eines Millimeters, schon eine bedeutende Rolle spielen. Ein nur wenig schräg in den Radreif eingeführtes oder den Radstern nicht genau im grössten Durchmesser umspannendes Stichmaass kann aber solche Differenzen hervorrufen.

Die weit klaffenden Wunden gesprungener Reifen beweisen häufig, dass statt Schrumpfmaasse von $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{2000}$ solche von $\frac{1}{200}$ bis $\frac{1}{300}$ zur Anwendung gekommen sind. Bei Benutzung harten Stahlmaterials ist die Faserspannung der Reifen aber in Folge dessen oft schon bis nahe zur Bruchgrenze getrieben und der nach kurzem Betriebe eintretende Bruch eine einfache Folge des fehlerhaften Aufziehens. Wenn dann noch

durch äussere Temperatureinflüsse verschiedene Ausdehnungen im Radstern und Reif stattfinden, wie dies namentlich im Herbst bei eintretenden Nachtfrösten, in strengen Wintern und der wechselnden Witterung des Frühjahrs geschieht, so wird die Spannung in den Radreifen bis über die Festigkeitsgrenze hinaus erhöht, und es treten die häufigen Reifenbrüche ein, die wir in diesen Jahreszeiten bereits gewöhnt sind, über uns ergehen zu lassen.

Aus diesem Grunde sollte man das Warmaufziehen der Reifen überhaupt gänzlich vermeiden. Dies ist durch Anwendung konisch gedrehter Radkörper und entsprechend konisch ausgedrehter Reifen, welche mittelst hydraulischen oder Schraubendrucks auf einander gepresst werden, wie vorher erläutert wurde, sehr gut möglich. Die Konicitäten sind hierbei so zu wählen, dass die Reifen durch das Aufpressen dieselbe Spannung erlangen, wie solche in Folge eines Schrumpfmaasses von z. B. $\frac{1}{1500}$ entsteht und das sich in der Praxis genügend zum Festsitzen des Reifens im Betriebe erwiesen hat. Die ausserdem sehr wichtige und nothwendige Reifenbefestigung soll, wie schon früher erwähnt, erst dann in Function treten, wenn der Reif im Betriebe gesprungen ist oder in Folge eines zu schwachen Aufschumpfens resp. Aufziehens lose wird.

Drittens bilden die schmalen und dünnen Unterreifen, welche namentlich die älteren Radsterne besitzen, eine nicht zu unterschätzende Ursache der Reifensprünge. Bei den bis auf eine geringe Dicke abgenutzten Reifen ist der Unterreif im Verein mit demselben nicht im Stande, dem auf ihm lastenden Druck zu widerstehen; es tritt zwischen Stützpunkt und Stützpunkt, d. h. zwischen Speiche und Speiche (namentlich wenn letztere stark resp. starr sind, die elastischen Speichen der alten Loshräder verhielten sich günstiger) eine Durchbiegung bei der Belastung und ein Rückfedern nach der Entlastung ein, also während des Betriebes ein continuirliches, kurzes Vibriren, das endlich zerstörend auf die Textur des Materials einwirkt und zu Brüchen Veranlassung giebt. Diesem Uebelstand begegnet man am rationellsten durch Anwendung von Radkörpern aus Flussstahl oder Flusseisen in voller, doch auch möglichst gleichmässig elastischer Scheibenform. Dieselben sind nach vielfach gemachten Erfahrungen den Speichenrädern auch aus andern Gründen vorzuziehen.

Um ein gutes sicheres Rad herzustellen, muss mithin, wie hier auseinander zu setzen versucht wurde, nicht ein geringer Theil desselben allein, wie z. B. die Reifenbefestigung, zu verbessern getrachtet werden, sondern das Ganze in allen seinen Theilen.

Wenn man in dieser Weise verfährt und neben der Anwendung einer guten Reifenbefestigung auch der Art des verwendeten Reifenmaterials in Bezug auf Dehnbarkeit eingehender Rechnung trägt, das Aufziehverfahren entsprechend umgestaltet, volle Scheiben an Stelle der bisherigen Radsterne oder wenigstens breitere und dickere Unterreifen zur Anwendung bringt, wird man die Zahl der Reifenbrüche auf eine sehr geringe beschränken. Es wird hierdurch die Betriebssicherheit um ein bedeutendes erhöht, resp. die Gefahr um Leib und Leben der sich der Bahnbeförderung anvertrauenden Personen auf ein Minimum beschränkt werden.

M o h n ' s Radreifen - Stauchfeuer.

(Hierzu Fig. 13 und 14 auf Taf. XIV.)

Der Kgl. Eisenbahn-Maschinenmeister Mohn in Breslau, Vorstand der Hauptwerkstätte der Oberschlesischen Eisenbahn, hat sich nachstehendes Verfahren und Einrichtung zum Stauchen von Radreifen (D. R. P. No. 11726) patentiren lassen. Veranlassung hierzu gab die Frage 7 in Gruppe IV für die VIII. in Stuttgart am 18. Juni 1878 abgehaltene Versammlung der dem Deutschen Eisenbahn-Vereine angehörenden Techniker, welche lautete:

»Giebt es ein Mittel lose gewordene Radreifen ohne Anwendung von Blechunterlagen auf dem ursprünglichen Radsterne wieder zu befestigen, ohne dass die Textur der Radreifen leidet?«

Von 39 Verwaltungen des Vereins waren Referate zu dieser Frage eingesendet worden, deren Auszüge in den Protokollen der Stuttgarter Versammlung wiedergegeben und zur allgemeinen Kenntniss gelangt sind.

Danach waren zu jener Zeit in Gebrauch um Reifen zu stauchen resp. auf dem Radsterne wieder zu befestigen:

- 1) Blechunterlagen,
- 2) das Schrumpfen oder Abschrecken der glühenden Reifen in Wasser,
- 3) das Stauchen oder Einwalzen — wurde wenigstens empfohlen —,
- 4) theilweises Rothwarmmachen und Stauchen durch Schraubzwingen und Hämmern.

Die Nachtheile der ad 1 und 2 genannten Methoden sind, wie die Referate der oben abgedruckten Frage zeigen, so bekannt und durch die Ereignisse im Eisenbahn-Betriebe während des Winters 1879/80, wieder so in den Vordergrund getreten, dass ihre Aufzählung hier unterlassen werden kann.

Ein Eingehen auf die ad 3 und 4 genannten Arten des Stauchens kann ebenso unterbleiben, da beide nur selten zur Anwendung kommen werden.

Ein Verfahren, das sich zur allgemeinen Anwendung eignen soll, wird folgende Bedingungen erfüllen müssen:

- 1) Die nothwendige Erwärmung der Radreifen behufs Stauchung muss eine vollständig gleichmässige und darf nur eine mässige sein, damit weder die Qualität des Materials, noch seine Homogenität leidet.
- 2) Plötzliche oder nur auf einen Theil des Reifens angewendete Abkühlungen müssen vermieden werden.
- 3) Der Durchmesser der Reifen darf durch das Stauchen nur um das nothwendige Maass kleiner werden, damit nicht beim Ausdrehen unnöthig Material verloren geht.
- 4) Die Radreifen dürfen durch das Stauchen nicht unrund werden.

Diesen Anforderungen entspricht das nachstehend beschriebene Verfahren und die durch Fig. 13 und 14 auf Taf. XIV dargestellte Einrichtung zum Stauchen von Radreifen von Locomotiven und Wagen, zu deren Erläuterung nachstehendes dienen möge:

Das Princip des Stauchfeuers besteht darin, dass ein vorübergehend erwärmter Radreifen, der von einem widerstehenden

Ringe umschlossen ist, sich durch seine Anziehungskraft ($P = S$. t. F. E. siehe Hütte) staucht, und zwar um so mehr, je höhere Wärmegrade er annimmt, und weil seine Festigkeit *) und Elasticität bei zunehmender Wärme abnimmt.

Es wird der zu stauchende Reifen A kalt, oder noch vom Abwärmen etwas erwärmt, in das Stauchfeuer eingelegt. Darauf werden Stauchbacken B eingesetzt, welche den Druck des sich erwärmenden Radreifens auf den Stauchring C übertragen, der sich während des Stauchens nur wenig erwärmt.

Die Form der Backen bringt es mit sich, dass dieselben beim Einsetzen nicht fest anliegen, sondern erst bei der stärkeren Erwärmung des Radreifens hierzu gelangen, wovon man sich durch den Klang bei leichtem Anschlagen mit dem Hammer überzeugt.

Durch Passringe D von verschiedener Stärke, welche jedoch zweckmässig nicht über 5^{mm} beträgt, und durch Stauchbacken von verschiedener Stärke werden die Verschiedenheiten der Radreifen-Durchmesser so ausgeglichen, dass der kalt eingesetzte Radreifen anfänglich einen Spielraum von ca. 1 bis 2^{mm} zwischen den Backen hat.

Nachdem die Stauchbacken eingesetzt sind, wird der Deckel E aufgesetzt, durch das Gebläse F das auf dem Roste des Ofenschachtes liegende Kokefeuer angefacht und der Radreifen auf einen dem Maasse der beabsichtigten Stauchung entsprechenden Grad der Erwärmung — ca. 500 bis 700° C. gebracht, den man durch Auflegen kleiner Metallschnitzel von verschiedener Schmelzbarkeit leicht controliren kann.

Da sich ungehärteter Stahl bei einer Erwärmung von $t = 100$ Grad um $S = \frac{1}{927}$ seiner Länge ausdehnt, so ist die Genauigkeit hinreichend, wenn man z. B. bei Wagen-Radreifen, nach Abzug des ursprünglichen Spielraumes der Backen, eine Vergrösserung des Durchmessers resp. Stauchung des Reifens von 1^{mm} pro 100° C. bei Bestimmung der dem Reifen zu gebenden Erwärmung annimmt.

Sobald der beabsichtigte Grad der Erwärmung des Reifens erreicht ist, wird das Gebläse abgestellt, der Deckel E abgehoben und die Aschenfallthür geöffnet, so dass das etwa noch auf dem Roste vorhandene Feuer schwach durch die Mittelöffnung des Deckelsteins direct nach oben brennt.

Dann erkaltet der Reifen in kurzer Zeit soweit, dass man die Stauchbacken und darauf den Reifen selbst aufheben kann, der nun entweder direct auf den bestimmten Radstern noch warm gebracht, dagegen bei stärkerem Stauchen oder ursprünglich stark unrunder Form zum Erkalten und Ausdrehen bei Seite gelegt wird.

Bei diesem Verfahren ist die Erwärmung der Reifen, sobald das Stauchfeuer sich in geschlossenem Raume befindet,

*) Die Festigkeit des Eisens und Stahls nimmt mit dem Grade der Erwärmung ab.

Im weiswarmen Zustande ist die Festigkeit beider bekanntlich sehr gering; das Eisen resp. der Stahl ist weich geworden.

Im rothwarmen Zustande beträgt die Festigkeit nur circa $\frac{1}{4}$ der ursprünglichen.

oder wenigstens vor Wind geschützt ist, eine vollständig gleichmässige, wie man am besten, wenn bei Dunkelheit gestaucht wird, sehen kann. Diese gleichmässige Erwärmung bis zum »Im Dunkeln rothglühend« also bis ca. 520° C. oder bei stärkerer Stauchung bis »dunkelroth«, also um 700° C. ist auch die beste Garantie dafür, dass die für das Springen der Reifen so gefährlichen harten Stellen verschwinden und weiche Stellen durch theilweises und übermässiges Erhitzen sich nicht bilden können.

Abkühlungen der Reifen durch Wasser sind unnöthig und sollten stets verboten sein; denn selbst starke Reifen — von z. B. 47^{mm} auf der Laufstelle — haben sich, wenn völlig sich selbst überlassen, schon 10 Minuten nach dem Abstellen des Gebläses soweit abgekühlt, dass man sie nach Entfernung der Stauckbacken ausheben kann.

In dem Stauchfeuer, welches in der Hauptwerkstatt der Oberschlesischen Eisenbahn zu Breslau zum Stauchen der Wagen-Radreifen dient und nur mit Gaskoke — pro Reifen durchschnittlich 27 Kilogr. — bei continuirlichem Betriebe geheizt wird, werden die Reifen, um sie im Durchmesser um 4^{mm} zu stauchen, nur soweit erwärmt, dass sie »schwach dunkelrothglühend« werden, was für die meisten Fälle ausreichend ist.

In bereits früher mit Blechunterlagen wieder befestigten Reifen kann man daher nach 4^{mm} Stauchung sogar noch beim Ausdrehen der Reifen einen Ansatz von 1 bis $1\frac{1}{2}^{\text{mm}}$ Stärke stehen lassen, der dann das richtige Wiederaufziehen der Reifen auf die Radsterne sichert.

Um noch stärkere Stauchungen zu erreichen, muss man anstatt des Gaskoke einen guten Locomotivkoke und ein stärkeres Gebläse verwenden, auch kann man durch wiederholtes Stauchen ein beliebiges Maass der Stauchung eines Reifens erzielen.

Beim Ausrichten resp. Ausdrehen der so gestauchten Reifen auf der Drehbank findet sich ferner, dass völlig runde Reifen beim Stauchen vollkommen rund bleiben,

dass Reifen, deren Stärke überall auf der Laufstelle gleich war und die unrund waren, bis auf ein sehr geringes Maass, welches, so zu sagen, dem Zurückfedern zuzuschreiben ist, durch das Stauchen rund werden,

dass endlich unrunde und auf der Laufstelle ungleich starke Reifen nur soweit nach dem Stauchen im lichten Durchmesser unrund bleiben, als es das erwähnte sehr geringe Maass des Zurückfederns, und die ungleiche Stärke des Reifens bedingen. *)

*) Das Losewerden der Reifen ist drei verschiedenen Ursachen zuzuschreiben:

1. Beim Beziehen der Radsterne mit Reifen, wird der Reifen, der um circa $\frac{1}{1000}$ seines Durchmessers kleiner als der Radstern ist, den letzteren zusammendrücken, und es wird bei schwachen Radsternen hierdurch vielleicht eine bleibende Durchbiegung entstehen können.

2. Die Berührungsflächen von Reifen, die unsauber ausgedreht sind, und die auf ebenso abgedrehte Radsterne aufgezogen wurden, zeigen, wenn man sie mit einer Lupe betrachtet, nicht ebene cylindrische Flächen, sondern Oberflächen, die im Querschnitt sich mit den Zähnen von Sägen vergleichen lassen.

Berühren sich nun zwei derartige Flächen unter Druck, so ist es unvermeidlich, dass dieselben sich in einander pressen, und dadurch die als Schrumpffaass beim Aufziehen des Reifens gegebene Verschie-

Die Kosten die das Stauchen eines Wagen-Radreifens um 4^{mm} verursacht, und in denen selbstredend das Abdrehen, das

denheit der Durchmesser von Reifen und Radstern sich zum Theile wenigstens verliert.

3. Eine weitere Ursache des Losewerdens der Radreifen besteht darin, dass sich die Reifen selbst strecken durch die mechanische Arbeit:

- a) der rollenden Reibung,
- β) der gleitenden Reibung der Räder bei den Horizontal-Schwankungen im Lauf der Achse,
- γ) der Stösse des Gleises,
- δ) der Bremse.

Die Summe dieser mechanischen Arbeiten wird von den Reifen aufgenommen und bewirkt zum Theil die Deformation der Reifen, während ein anderer Theil die Schwingungen des Fahrzeuges hervorruft.

Eine Formel, welche die concrete Grösse der Summe dieser mechanischen Arbeiten und ihrer beiden Theile darstellt, ist mir z. Z. nicht bekannt. Thatsache ist jedoch, dass die Werkstätten circa 10 % ihrer mit Reifen versehenen Achsen jährlich wegen loser Reifen zur Reparatur empfangen.

Wären Berechnungen, wie z. B. die Pohl'schen im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Bd. XVII Heft 3 1880, richtig, so liesse sich die Thatsache des Losewerdens der Reifen viel einfacher erklären, da man der übermässigen Beanspruchung des Materials beim Aufziehen das Losewerden — wenn auch wohl kaum das Springen — der Radreifen zuschreiben würde.

Das Springen, richtiger Brechen der Reifen wäre damit noch nicht erklärt, da Voraussetzungen, wie sie z. B. in der genannten Berechnung implicite enthalten sind, dass zwar der Reifen durch eintretende Temperatur-Differenzen, nicht aber der Radstern Veränderungen im Durchmesser erleidet, kaum zulässig sein dürften, auch für Reifensprünge bei mittlerer Temperatur unanwendbar sind.

Für die Erklärung des Springens der Reifen wird man mehr der Thatsache Rechnung tragen müssen, dass bisher noch nicht beobachtet wurde, dass gesprungene Radreifen Contraction an der Bruchstelle und Dehnung erfahren haben, obgleich jede kleine Zerreißprobe von Reifenmaterial beides schon recht deutlich zeigt. Selbst gehärteter Federstahl zeigt doch noch z. B. 5,8 % Contraction und 2,8 % Dehnung.

Nun würde aber selbst die geringe Dehnung eines Radreifens von nur $\frac{1}{10}$ % sofort die Spannung, die durch Aufschrumpfen entstanden, aufheben.

Ein Zerreißen der Reifen im engeren Sinne des Wortes ist daher nicht anzunehmen.

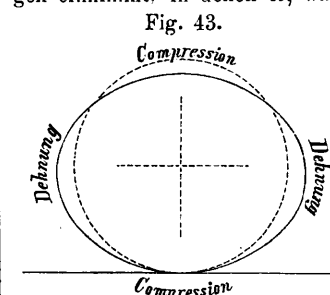
Dagegen verdient wohl mehr Beachtung, dass man beim Abdrehen von Reifen stets, wenn auch manchmal kaum merklich, härtere und weichere Stellen findet, und bei Reifen von Bremsachsen neben besonders, oft glasharten Stellen den ganzen Umfang des Reifens bis zu einer gewissen Tiefe mehr oder weniger hart findet.

Ferner ist zu berücksichtigen, dass ein Reifen, der unter einem Eisenbahn-Fahrzeuge sich befindet, bei jeder Rundumdrehung 4 Stellungen einnimmt, in denen er, wäre er vollkommen elastisch, mit jedem

Theil seines Umfanges in 2 einander gegenüber liegenden flach gedrückt würde, während er in den beiden anderen Stellungen eine schärfere Krümmung durch Biegung erlitte. Die daraus resultirende Beanspruchung des Materials am äusseren Umfange des Reifens möge die nebenstehende Figur veranschaulichen.

Die Stösse der Strecke werden die Biegungen verstärken; doch fehlt bisher eine Methode die Grösse dieser Biegungen zu messen.

Haben sich nun harte Stellen am Umfange eines Reifens gebildet, so wird das Material derselben bei den schärferen Krümmungen resp. in den Stellungen des Reifens, in denen das Material der harten Stellen — die harte Schicht — auf absolute Festigkeit in Anspruch



Nachdrehen und Wiederaufziehen nicht inbegriffen sind, bestehen im Preise von 27 Kilogr. Gaskoke und im genommen wird, leicht kleine Risse bekommen; besonders dann, wenn die harte Stahlschicht durch Kälte spröde geworden ist.

Wöhler sagt im Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik Bd. II Cap. III u. a. a. O.: „Sprünge (Fugen, Risse) in Gussstahl-Achsen, welche radial in die Achse gehen, pflanzen sich, wenn sie im Schenkel liegen, beim Gebrauch der Achse allmählich fort.“

Dasselbe gilt wohl auch von den Reifen, deren Material gleichfalls in wechselnder Weise beansprucht wird.

Einen Anhalt für die Grösse der auftretenden, biegenden Kräfte kann man u. A. in den nicht sehr seltenen Brüchen — die jedoch nicht, wie man vielleicht glauben könnte, Zerdrückungen sind — der Unterreifen der Radsterne finden. Die Verbiegungen der Unterreifen sind aber erst nach der Verbiegung der Radreifen möglich!

Arbeitslohn für einen Vormann und 3 Helfer, welche durchschnittlich, jeder noch nicht 20 Minuten beim Einsetzen und Ausheben des Radreifens, des Passringes, der Stauchbacken und dem Einschütten der Koke beschäftigt sind, während sie in den Zwischenzeiten an andern Feuern und Achsen verwendet werden.

Für grösste Locomotiv-Triebradreifen steigt das erforderliche Kokequantum bis 70 Kilogr. pro Reifen, während die Arbeit der Bedienungsmannschaft nahezu ganz dieselbe bleibt. Die durchschnittliche Zeitdauer einer Stauchung beträgt eine Stunde.

Zur rationellen Construction der Fahrpläne der Bahn.

Ein Beitrag von Kluge, Regierungs-Baumeister in Frankfurt a/M.

Im Jahre 1874 ist vom Herrn Regierungs- und Baurath Menne und Herrn Regierungs-Baumeister Dörenberger die von Vuillemin, Dieudonné und Guébhardt aufgestellte Formel

$$Z = \left(2,3 + 0,05 v + \frac{0,006 S v^2}{P} + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) \cdot P$$

benutzt worden, um die Leistungsfähigkeit einer Güterzugmaschine einer eingehenden Prüfung zu unterziehen. In diesem Ausdrucke bedeutet Z die Zugkraft, v die Geschwindigkeit in Kilometer pro Stunde, S die Stirnfläche des Zuges = 5^m und P die Last des zu bewegenden Zuges in Tonnen, $\frac{1}{\varepsilon}$ das Steigungsverhältniss der Bahn, y der durch den Krümmungsradius verursachten Reibungswiderstand.

In der Voraussetzung, dass die Leistungsfähigkeit einer Maschine $\frac{1}{5}$ ihres adhärennden Gewichts bei trockenen Schienen, $\frac{1}{9}$ dieses Gewichts bei nassen Schienen beträgt, ist dann weiter für bestimmte Steigungen und Curven und Geschwindigkeiten die Grösse des zu fördernden Gewichts des Zuges durch Rechnung nach der Formel

$$P = \frac{Z - 0,006 v^2}{2,3 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y} - 50$$

ermittelt und für verschiedene Steigungen und Curven graphisch dargestellt worden, derart, dass die Steigungen in bestimmten Entfernungen auf horizontaler Linie als Abscissen angenommen sind und normal hierauf als Ordinate das Gewicht des bei einer bestimmten Geschwindigkeit und einem bestimmten Curvenradius zu fördernden Zuges in Tonnen aufgetragen wurde. Hierdurch ergibt sich für jede angenommene Geschwindigkeit und Radius eine Curve, welche die Leistungsfähigkeit einer Güterzugmaschine für eine bestimmte Geschwindigkeit, Steigung etc. darstellt.

Die graphische Darstellung erschien 1874 bei Ernst und Korn in Berlin und war ausserordentlich anregend und geistreich. Es ist indessen die Annahme, dass die Leistungsfähigkeit einer Maschine nur von der Adhäsion resp. dem adhärennden Gewicht abhängt, nicht ganz zutreffend, da dieselbe

im Wesentlichen von der Dampferzeugungskraft des Kessels und der Grösse der Dampfmaschine mit abhängt. Die Zugkraft Z ist daher nicht constant sonder muss = einem Ausdruck C/v — (C = Constante) — gesetzt werden, weil die Zugkraft umgekehrt mit der Geschwindigkeit v ab resp. zunimmt. Jede Maschine kann nur eine bestimmte maximale oder normale Arbeitsmenge leisten. Der Arbeitseffect, welcher in Pferdekraften ausgedrückt ist, besteht in dem Product von Zugkraft mal Weg, wenn man sich die Zugkraft am Radumfang der Maschine wirkend denkt.

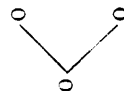
Wird die Zugkraft grösser, so muss die Geschwindigkeit abnehmen, wird die Zugkraft geringer, so muss die Geschwindigkeit zunehmen, die Maximal- oder gleiche Normal-Ausnutzung der Arbeitskraft der Maschine vorausgesetzt.

Das Königliche Ministerium hatte im Jahre 1874 von sämtlichen Königlichen Directionen ein Gutachten über die von Menne und Dörenberger herausgegebene Tabelle gefordert.

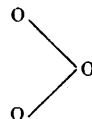
Auf Grund dieses Erlasses wurden hier über die Maximal-Zugkraft der Maschine Versuche angestellt, die sich zunächst auf die Anzugskraft der Maschine bezogen und in nachstehender Tabelle zusammengestellt sind.

Die Versuche wurden in der Weise ausgeführt, dass einem festgestellten Gepäckwagen, in dessen Zugstange ein Dynamometer eingeschaltet war, die betreffenden Maschinen vorgekuppelt wurden. Die an dem Dynamometer sich ergebenden Drucke wurden für verschiedene Kurbelstellungen beobachtet und zwar beim Schleifen der Treibräder.

Bei der Kurbelstellung I standen die Kurbeln in folgender Weise



Bei der Kurbelstellung II wie nebenstehend



Bei der Kurbelstellung III wie hier gezeichnet

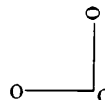


Tabelle I.

Maximalzugkraft der Maschinen.

No. der Maschine	Kurbelstellung I Kilogr.	Kurbelstellung II Kilogr.	Kurbelstellung III Kilogr.	Zustand der Schienen
a) Lastzugmaschinen.				
87	6500	5250	5250	trocken
71	5750	4500	5000	"
60	6750	6000	4500	"
b) Schnellzugmaschinen.				
35	4000	—	—	nass
20	4125	3000	3750	trocken
29	4500	3000	3000	"
22	4000—4500	3000	3000	"
12	4250	3500	2750	nass
c) Personenzugmaschinen.				
1	4000	2750	2250	nass
d) Personen-Tendermaschinen.				
102	1575	1150	2250	trocken
e) Rangir-Tendermaschinen.				
103	3750	2750	2750	trocken

Zu diesen ermittelten Resultaten ist die zur Fortbewegung der Locomotive und des Tenders notwendige Zugkraft von $62 \cdot 12 = \text{rot. } 750$ Kilogr. hinzuzurechnen, so dass z. B. die Maximalzugkraft der Maschine No. 60 für die Kurbelstellung II $\text{rot. } 6000 + 750 = 6750$ Kilogr. anzunehmen ist.

Im Jahre 1875 wurde durch Bericht des Herrn Maschinenmeister Fischer festgestellt, dass eine grosse Zahl der auf den diesseitigen Strecken verkehrenden schweren Züge nur unter grösster Ausnutzung der Maschinen fahrplanmässig befördert werden konnten. In einer in Folge dessen Seitens des Herrn Regierungs- und Baurath Behrend veranlassten Konferenz zur Besprechung über die Beseitigung der erkannten Uebelstände wurde beschlossen, mit Güterzügen auf verschiedenen Strecken Versuche zu machen, und dabei Zugkraft und Geschwindigkeit direct zu messen, und unter Benutzung dieser Resultate zu versuchen mit Hilfe der Vuillemin'schen Formel unter Berücksichtigung aller neueren Erfahrungen die Aufgabe einer rationellen Aufstellung der Fahrpläne auch wissenschaftlich zur Lösung zu bringen.

In Folge dessen wurden auf Anordnung Königlicher Eisenbahn-Direction durch die Herren Maschinenmeister Fischer, Oestreich und Bellingrodt sorgfältige Versuche mit Güterzügen gemacht, in welchen zwischen Zug und Maschine ein Gepäckwagen eingesetzt war, welcher mit einem in der Zugvorrichtung (Zugstange) eingeschalteten Dynamometer und einem Krämer'schen Geschwindigkeitsmesser ausgerüstet war. Die Versuchszüge wurden durch eine mit 3 gekuppelten Achsen versehene Güterzugmaschine No. 60 befördert, welche 38 Tonnen Locomotivgewicht und 24 Tonnen Tendergewicht hatte. Die Heizfläche dieser Maschine betrug 122 m^2 und danach die normale Arbeitskraft 1 m^2 erfahrungsmässig $= 2,5$ Pferdekraft gerechnet, $122 \cdot 2,5 = 305$ Pferdekraft.

Die Versuche haben folgendes Resultat ergeben:

Es betragen auf der Strecke	Gemessene mittlere Geschwindigkeit in der Stunde Kilom.	Gemessene Zugkraft in Kilogr.
Hanan - Langenselbold	$v = 25$	2800
Langenselbold - Meerholz	$v = 23$	2500
Meerholz - Gelnhausen	$v = 22$	2900
Gelnhausen - Wächtersbach	$v = 22$	2800
Wächtersbach - Salmünster	$v = 20$	2600
Gelnhausen - Wächtersbach	$v = 15$	4900

Rechnet man zu der gemessenen Zugkraft des Zuges die Zugkraft, welche allein zur Fortbewegung der Maschine und des Tenders notwendig ist und wendet hierauf die Formel von Welkner (cf. Eisenbahn-Maschinenwesen von Koch p. 25) an, welche den Widerstand der Locomotive mit Tender W_1 zu $(12 + 0,0044 v^2) \cdot 62$ angiebt, so erhält man für

$$v = 25 \text{ Kilom. pro Stunde; } W_1 = 914 \text{ Kilogr.}$$

$$v = 23 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad ; \quad W_1 = 888 \quad \ll$$

$$v = 22 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad ; \quad W_1 = 876 \quad \ll$$

$$v = 20 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad ; \quad W_1 = 853 \quad \ll$$

$$v = 15 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad ; \quad W_1 = 805 \quad \ll$$

Hiernach ergibt sich addirt man die Resultate der gemessenen Zugkraft zu den vorberechneten, welche zur Fortbewegung der Maschine dient, folgende Zusammenstellung:

Geschwindigkeit pro Stunde in Kilom.	Gesamtzugkraft Z Kilogr.	Anzahl der Pferdekraft mit welchen die Maschine gearbeitet nach der Formel $\frac{Z \cdot 0,277 v}{75}$
$v = 25$	3714	$\frac{3714 \cdot 0,277 \cdot 25}{75} = 343,0$
$v = 23$	3388	287,0
$v = 22$	3776	305,0
$v = 22$	3676	299,0
$v = 20$	3453	255,5
$v = 15$	5705	315,0

Berechnet man die durchschnittliche Leistung der Maschine, so erhält man als durchschnittliche Arbeitsleistung der Maschine bei den 6 aufgeführten Versuchen 301 Pferdekraft. Die aus der Heizfläche von 122 m^2 oben ermittelte Arbeitskraft der Maschine ergab 305 Pferdekraft, und stimmt demnach die Rechnung mit den Versuchen genügend überein.

Die Zugkraft Z der Maschine 60 ist daher allgemein $= \frac{305 \cdot 75}{v \cdot 0,277}$ zu setzen,

Ist demnach $v = 15$ Kilom., so ist $Z = 5500$ Kilogr.

$$v = 20 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad Z = 4130 \quad \ll$$

$$v = 25 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad Z = 3300 \quad \ll$$

$$v = 30 \quad \ll \quad \ll \quad \ll \quad Z = 2750 \quad \ll$$

In diesem Ausdruck $Z = \frac{305 \cdot 75}{v \cdot 0,277}$ kann Z indessen nie grösser werden, als die durch das adhärirende Gewicht be-

dingte Maximalzugkraft der Maschine, welche (cf. Tabelle I) bei der Maschine No. 60 zu 6750 Kilogr. ermittelt wurde.

Bei Anwendung der Formel von Vuillemin, Dieudonné und Guébhardt ist von den Herren Menne und Dörenberger das Glied $(2,3 + 0,05 \cdot v) P$ benutzt worden, ein Ausdruck, welcher nur für Fahrzeuge gilt, deren Achsen mit Fettschmier versehen werden. Da in den Zügen, für welche die nachfolgende Berechnung zunächst aufgestellt ist, nur mit Oel geschmierte Achsen laufen, so ist für obigen Ausdruck bei Güterzügen, deren Geschwindigkeit = 12–32 Kilom. pro Stunde beträgt (vergl. Koch, Bd. 1 p. 30) $(1,65 + 0,05 \cdot v) P$ zu setzen. Auch fällt das Glied $0,006 S v^2$, welche die Herren Menne und Dörenberger in Ansatz bringen, für Güterzüge (cf. Koch, Maschinenwesen eben daselbst) aus. Endlich ist in der von Menne und Dörenberger benutzten Formel vorausgesetzt, dass der Widerstand der Locomotive gleich dem der Wagen ist, während dies mit der jetzigen Erfahrung nicht übereinstimmt. Hiernach formt sich die Formel von Vuillemin für den Wagenzug incl. Tender = $(P + 24)$ (wobei 24 das Gewicht des Tenders in Tonnen bedeutet) um in die Formel

$$W v (\text{Widerstand des Wagenzuges}) = (1,65 + 0,05 \cdot v + \frac{1000}{\varepsilon} + y) (P + 24)$$

Der Widerstand der Locomotiven ist nach Redtenbacher für horizontale Strecken $W_1 = (7,25 + 0,16 v) P$, wobei P , das Gewicht der Locomotive in Tonnen ausgedrückt (cf. Redtenbacher, Resultate des Maschinenbaues pag. 311 §. 309 Widerstände der Eisenbahnzüge); der Widerstand der Locomotive ist daher bei der Steigung $1/\varepsilon$ und dem Widerstande y eines bestimmten Krümmungsradius.

$$W_1 = \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) P.$$

Setzen wir nun die Zugkraft $Z = W_v + W_1$, so erhalten wir

$$Z = \left(1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) (P + 24) + \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) P, \text{ und}$$

$$P = \frac{Z - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) P}{1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y} - 24$$

In dieser Formel ist der Werth $P = 38$ Tonnen und der oben ermittelten Werthe von $Z = \frac{305 \cdot 75}{0,277 v}$ anzunehmen.

Alsdann ergibt sich die Gleichung:

$$P = \frac{\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) 38}{1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y} - 24$$

In den entwickelten Ausdruck sind nunmehr die einzelnen Werthe von $\frac{1000}{\varepsilon}$ für die verschiedenen Steigungen $1/\varepsilon$ einzusetzen. Es ergaben sich folgende Werth für die verschiedenen eingeführten Steigungscategorien $\frac{1}{\varepsilon}$.

1)	Steigung	$\frac{1}{1000}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 1,0$
2)	"	$\frac{1}{525}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 1,9$
3)	"	$\frac{1}{400}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 2,5$
4)	"	$\frac{1}{315}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 3,17$
5)	"	$\frac{1}{250}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 4,0$
6)	"	$\frac{1}{200}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 5,0$
7)	"	$\frac{1}{150}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 6,67$
8)	"	$\frac{1}{120}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 8,33$
9)	"	$\frac{1}{100}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 10,0$
10)	"	$\frac{1}{90}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 11,1$
11)	"	$\frac{1}{80}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 12,5$
12)	"	$\frac{1}{70}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 14,3$
13)	"	$\frac{1}{60}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 16,67$
14)	"	$\frac{1}{50}$	$\frac{1000}{\varepsilon} = 20,0$

Was den Widerstandscoefficienten für Curven y betrifft, so sollen dieselben den von den braunschweigischen Bahnen gemachten Versuchen entnommen werden. Hiernach entspricht der Widerstand y , den die Last von 1 Tonne in Curven verursacht, dem in gewissen Steigungen und zwar in Curven:

800 ^m	Radius	demjenigen in einer Steigung von	$\frac{10}{10000}$
600 ^m	"	"	$\frac{13}{10000}$
400 ^m	"	"	$\frac{20}{10000}$
300 ^m	"	"	$\frac{25}{10000}$

Hiernach ergibt sich der Widerstand einer Curve pro 1 Tonne

bei 800 ^m	Radius	$= \frac{1000 \cdot 10}{10000} = 1$	Kilogr.
" 700 ^m	"	$= \frac{1000 \cdot 11}{10000} = 1,1$	"
" 600 ^m	"	$= \frac{1000 \cdot 13}{10000} = 1,3$	"
" 500 ^m	"	$= \frac{1000 \cdot 16}{10000} = 1,5$	"
" 400 ^m	"	$= \frac{1000 \cdot 20}{10000} = 2,0$	"
" 300 ^m	"	$= \frac{1000 \cdot 25}{10000} = 2,5$	"

Diese Coefficienten stimmen mit den Resultaten, welche von dem Eisenbahnbau-Director v. Röckl der bayerischen

Staatseisenbahn in der Zeitschrift für Baukunde, Organ der Architekten- und Ingenieur-Vereine von Bayern, Mittelrhein und Westphalen Jahrgang 1880 Band III Heft 4 p. 559 veröffentlicht sind, ziemlich überein. Dort ist $y = \frac{0,6504}{R-55}$ gefunden; dies giebt

y für Radius 800	= 0,9 Kilogr. pro Tonne
y „ „ 700	= 1,1 „ „ „
y „ „ 600	= 1,3 „ „ „
y „ „ 500	= 1,46 „ „ „
y „ „ 400	= 1,9 „ „ „
y „ „ 300	= 2,60 „ „ „

Rechnet man nun für die verschiedenen Geschwindigkeiten von 10 bis 40 Kilom. pro Stunde und für die verschiedenen Radien von 300 bis 800^m nach der entwickelten Formel

$$P \text{ (Tonnen)} = \frac{\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{e} + y\right) 38}{1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{e} + y} - 24$$

die normal zu fördernde Zuglast in Tonnen und trägt die erhaltenen Werthe wie die Herren Menne und Dörenberger in einer Tabelle als Tonnen oder als Achsstärken (eine Achse = 5,75 Tonnen = 115 Centner gerechnet) graphisch auf, so erhält man Curven, welche die wirkliche normale Leistungsfähigkeit der Güterzugmaschinen darstellen. Man darf aber dabei nicht vergessen, dass sobald in der Formel der Ausdruck $Z = \frac{82581}{v}$ grösser als 6750 Kilogr. ist, hierfür der Werth von 6750 Kilogr. einzusetzen ist.

Zur grösseren Uebersichtlichkeit empfiehlt es sich, jede Curve, welche für dieselbe Geschwindigkeit construirt ist, mit einer besonderen Farbe darzustellen. Alsdann erhält man für die Leistungsfähigkeit der Maschine bei jeder Geschwindigkeit so viel Curven als Radien in Rechnung gezogen sind. Zur Anwendung der gefundenen Formel bei Construction der Fahrpläne ist die Einführung von 6 Bahncurven, nämlich von 800 bezw. 700, 600, 500, 400 und 300 Radius empfehlenswerth. Bringt man die Resultate der aus der Formel sich ergebenden Werthe P in einer graphischen Darstellung zur Anschauung, so kann man die für eine bestimmte Achsenstärke oder für ein bestimmtes Zuggewicht nöthige vortheilhafte Geschwindigkeit für die verschiedenen Steigungsverhältnisse und Radien leicht ermitteln; denn zieht man durch die Ordinate, welche ein bestimmtes Zuggewicht oder eine bestimmte Achsenstärke darstellt, eine horizontale Linie, so ergeben alle Schnittpunkte dieser Linie mit den Curven die mit den betreffenden Radien und Geschwindigkeiten correspondirenden Steigungen an, welche eine Ausnutzung der Maschine bei normaler Arbeitskraft bedingen. Will man für eine bestimmte Steigung und Curve die vortheilhafte Geschwindigkeit ermitteln, so verfährt man folgendermaassen:

Man zieht von einer Abscisse, welche eine bestimmte Steigung darstellt, eine vertikale Ordinate; diese Ordinate wird die horizontale die Achsenstärke darstellende Linie in einem Punkte schneiden. Die durch diesen Punkt gehende Curve,

welche mit dem bestimmten Radius construirt ist, giebt die vortheilhafte Geschwindigkeit direct an.

Aus der graphischen Darstellung geht ferner hervor, dass bei einer bestimmten Achsenstärke auf einer geraden horizontalen Strecke die Geschwindigkeit des Zuges am grössten ausfällt, und dass, wenn derselbe Zug mit derselben Achsenstärke durch die Strecke, welche mit Curven und Steigungen versehen ist, durchgeführt werden soll, die Geschwindigkeit um so geringer werden muss, je grösser die Steigung und je kleiner der Radius ist, vorausgesetzt, dass die Maschinenkraft der Güterzuglocomotive stets gleich vortheilhaft ausgenutzt werden soll. Nennt man die Geschwindigkeit, mit welcher ein Zug durch eine horizontale Strecke fahren soll, die Grundgeschwindigkeit des Zuges, so geht ferner aus der Tabelle hervor, dass diese Grundgeschwindigkeit zugleich die Maximalgeschwindigkeit des Zuges ist, wenn der Zug im Gefälle die Grundgeschwindigkeit nicht überschreiten soll, weil für sämtliche Steigungen und Curvenstrecken die zur Ausnutzung der Maschinenkraft nöthige vortheilhafte Geschwindigkeit geringer wird. Diese vortheilhafte Geschwindigkeit kann auch durch Umformung der entwickelten Formel leicht durch Rechnung ermittelt werden. Zunächst ist jedoch die durch die Maschine auf horizontaler Strecke fortzubewegende Last zu berechnen. Da die Achsenstärke eines Zuges auf der Strecke nicht vermindert werden kann, und fast auf allen Strecken Steigungen von $\frac{1}{1000}$ sowie Radien von 800^m vorhanden sind, auch die von Herrn Eisenbahndirector von Röckl veröffentlichten Widerstände grösser sind als die unserer Formel von Vuillemin etc., so soll die durchgehende Achsenstärke eines Zuges für die Steigung von $\frac{1}{1000}$ und Radius von 800 für die Geschwindigkeit von bezw. 25, 30 und 40 Kilom. ermittelt werden.

Es ist

- 1) für $v = 20$ Kilom. pro Stunde

$$P = \frac{\frac{82581}{20} - (7,25 + 0,16 \cdot 20 + 1,0 + 1,0) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 20 + 1,0 + 1,0} - 24$$

$$= 762 \text{ Tonnen} = \frac{762}{5,75} = 132 \text{ Achsen,}$$

- 2) für $v = 25$ Kilom. pro Stunde

$$P = \frac{\frac{82581}{25} - (7,25 + 0,16 \cdot 25 + 1,0 + 1,0) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 25 + 1,0 + 1,0} - 24$$

$$= 547 \text{ Tonnen} = 95 \text{ Achsen,}$$

- 3) für $v = 30$ Kilom. pro Stunde

$$P = \frac{\frac{82581}{30} - (7,25 + 0,16 \cdot 30 + 1,0 + 1,0) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 30 + 1,0 + 1,0} - 24$$

$$= 407 \text{ Tonnen} = 70 \text{ Achsen,}$$

- 4) für $v = 40$ Kilom. pro Stunde

$$P = \frac{\frac{82581}{40} - (7,25 + 0,16 \cdot 40 + 1,0 + 1,0) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 40 + 1,0 + 1,0} - 24$$

$$= 236 \text{ Tonnen} = 40 \text{ Achsen.}$$

Nachdem die durchzuführende Achsenzahl der Züge festgestellt ist, kann man nunmehr die zur Ausnutzung der Maschinenkraft notwendige Geschwindigkeit v für jede Curve und Steigung durch Rechnung finden, da aus der früher ermittelten Formel die Gleichung

$$(P + 24) \left(1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{2} + y \right) = \frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{8} + y \right) 38$$

folgt.

Unter Anwendung dieser gefundenen Geschwindigkeiten v kann man den Fahrplan jedes Zuges, dessen Achsenstärke durchgehend dieselbe bleiben soll, so construiren, dass für jeden Theil der Bahnstrecke die normale Kraft der angewendeten Locomotive ausgenutzt wird.

Die Arbeitsleistung einer Maschine beim Durchfahren einer bestimmten Bahnstrecke ist in der Zeit $t = \sum Z l$ oder die Summe der einzelnen Zugkräfte mal dem Wege. Dieser Ausdruck giebt die Betriebsleistung an.

Da nach Früherem die Zugkraft Z bei der zu Grunde gelegten Locomotive $= \frac{305.75}{0,277 \cdot v}$ ist, so ist auch die ganze Arbeitsleistung dargestellt durch

$$\sum \frac{305.75}{0,277} \cdot l = \frac{305.75}{0,277} \cdot \sum \frac{1}{v}.$$

Setzen wir nun $1/v = \frac{1}{v}$, wobei v , die Grundgeschwindigkeit des Zuges bedeutet, welche sich nicht ändern soll, so erhalten wir als Arbeitsleistung $\frac{305.75}{0,267} \sum \frac{1}{v}$, oder da v , constant angenommen ist $= \frac{305.75}{0,277 v} \cdot \sum l$.

1 , ist aber $= \frac{1}{v} \cdot v = 1 \left(\frac{v}{v} \right) = 1(\gamma)$. Hierbei bedeutet γ den Coefficienten, welcher zur Umsetzung der Länge in die Betriebslänge dient.

Die Arbeitsleistung der Maschine ist also bei gleicher Grundgeschwindigkeit dargestellt durch $C \cdot \sum l$, wenn der Ausdruck $\frac{305.75}{0,277 v} = C$ gesetzt wird.

Aus diesem Grunde wird $\sum \gamma l$ oder $\sum l$, die Betriebslänge oder die virtuelle Länge der Bahn genannt. Es erhellt zugleich, dass die Betriebslänge $\sum l$, da $\sum l = \sum l \cdot \frac{v}{v}$ ist, für jede angenommene Grundgeschwindigkeit v , ein anderes Resultat ergeben wird.

Die Betriebslänge $\sum l$, kann nun zum Construiren der Fahrpläne in folgender Weise benutzt werden. Will man einen Zug so construiren, dass die Maschinenkraft für eine bestimmte Grundgeschwindigkeit v , überall ausgenutzt wird, so muss man, um die Zeit t zu berechnen, welche zum Durchfahren einer bestimmten Strecke l , die in einer gewissen Steigung oder Curve liegt, nothwendig ist, die

Länge l dieser Strecke durch die gefundene vortheilhafte Geschwindigkeit v dividiren; t ist also $= \frac{l}{v}$ zu setzen.

$\sum t$ oder die Summe der Zeiten, welche zum Durchfahren der einzelnen Strecken l , die in verschiedenen Steigungen und Krümmungen liegen, nothwendig ist, $T = \sum \frac{l}{v}$ oder, da $\frac{1}{v} = \frac{1}{v}$, is, $= \sum \frac{l}{v}$. Da v , constant ist, so ist $T = \frac{\sum l}{v}$. $\sum l$, ist aber die für die Grundgeschwindigkeit v , berechnete Betriebs- oder virtuelle Länge der Bahn.

Drückt man v , durch Kilometer pro Stunde aus, so erhält man die Zeit T in Stunden angegeben, wenn man die Betriebslänge $\sum \gamma l$ durch die Grundgeschwindigkeit v , dividirt.

Um die Zeit T in Minuten zu erhalten, hat man den Ausdruck mit 60 zu multipliciren; man erhält daher T in Minuten $= \sum l \cdot \left(\frac{60}{v} \right) = \sum l, \alpha$.

Hierbei ist für $v = 20$ Kilom., $\alpha = 3$

$v = 25$ „ „ $\alpha = 2,4$

Ist $v = 30$ „ „ $\alpha = 2,0$

Ist $v = 35$ „ „ $\alpha = 1,714$

Ist $v = 40$ „ „ $\alpha = 1,50$

(cf. Tabelle III, Columne 9—13).

Wie schon bereits nachgewiesen, bedingt jede Grundgeschwindigkeit, mit welcher ein Zug durchgeführt wird, eine andere virtuelle Länge. Da indessen bei der Statt gehaltenen Normirung der Achsstärken die Betriebslängen zwischen bestimmten Grenzen der Grundgeschwindigkeiten unbedeutend von einander abweichen, auch das Berechnen der virtuellen Längen der Betriebsstrecken eine zeitaubende Arbeit ist, so sind für die Fahrplanarbeiten bei der Königlichen Eisenbahn-Direction zu Frankfurt a/M. nur 4 verschiedene Betriebslängen vom Herrn Bau- und Betriebsinspector Fischer eingeführt worden:

- für Güterzüge für die Grundgeschwindigkeit von 20—25 Kilom. pro Stunde;
- für Eilgüter, Militair, Gemischte Züge und Viehzüge für die Grundgeschwindigkeit von 30—40 Kilom. pro Stunde;
- für Personenzüge für die Grundgeschwindigkeit von 45 bis 55 Kilom. pro Stunde;
- für Schnellzüge für die Grundgeschwindigkeit von 60—75 Kilom. pro Stunde.

Die Coefficienten zur Umsetzung der Streckenlängen in die zu diesen Geschwindigkeiten gehörigen Betriebslängen sind in der Tabelle II zusammengestellt worden. Die Ermittlung der einzelnen Coefficienten dieser Tabelle ist unter Anwendung folgender Grundsätze geschehen.

Die Coefficienten in der Columne a sind durch Mittelung der für die Grundgeschwindigkeiten $v = 20$ Kilom. und $v = 25$ Kilom. berechneten Coefficienten, die Coefficienten in der Columne b durch die für die Grundgeschwindigkeiten von 30 Kilom. und 40 Kilom. pro Stunde berechneten Coefficienten entstanden. Obgleich die früher entwickelte Formel, streng genommen, nur zur Berechnung der vortheilhaften Geschwindigkeiten von 10—35 Kilom. pro Stunde gültig ist, so ist die-

selbe doch bis zur Grundgeschwindigkeit von 40 Kilom. noch anwendbar.

Um die Curvenzuschlagscoefficienten von den Steigungen unabhängig machen zu können, sind zunächst die Coefficienten für die Steigungen auf gerader Strecke berechnet worden. Als dann sind für die verschiedenen Steigungen, welche in einer bestimmten Curve liegen, Coefficienten ermittelt die früher berechneten Coefficienten der betreffenden Steigung auf gerader Strecke in Abzug gebracht und das Resultat durch Mittelung verschiedener Rechnungen corrigirt worden. In dieser Weise haben sich die Zuschlagscoefficienten der Curven zur Umsetzung der Länge in virtuelle oder Betriebslängen ergeben.

Hiernach wurde die Rechnung wie folgt ausgeführt.

I. Für die Grundgeschwindigkeit von 20 Kilom. pro Stunde und die zu fordernde Achsenzahl von 132 Achsen (cf. oben).

Es ist in diesem Falle $P + 24 = 783 =$

$$\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y\right) 38$$

$$1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y$$

Wird in diesem Ausdrucke der Factor $\frac{82581}{v}$ grösser als 6750 Kilogr., so ist, da die Zugkraft wegen des gefundenen Maximum des adhären den Gewichts nicht grösser als 6750 Kilogr. werden kann, der Factor = 6750 Kilogr. einzusetzen.

Für die Berechnung der Geschwindigkeiten v auf gerader Strecke ist $y = 0$; es ist also

$$783 = \frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon}\right) 38$$

$$1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon}$$

$$783 \left(1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon}\right) = \frac{82581}{v} - (7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon}) 38$$

Setzen wir nun für die Steigungen

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{525}, \frac{1}{400}, \frac{1}{250}, \frac{1}{200}, \frac{1}{150}$$

der Reihe nach die Werthe $\frac{1000}{\varepsilon} = 1,9; 2,5; 3,17; 4,0; 5,0; 6,67$ ein, so erhalten wir die vortheilhaften Geschwindigkeiten v und die Coefficienten γ

$$\frac{1}{525}; v = 20,4; \gamma = \frac{v}{20} = 1,0$$

$$\frac{1}{400}; v = 18,45; \gamma = \frac{20}{18,45} = 1,08$$

$$\frac{1}{315}; v = 16,8; \gamma = \frac{20}{16,8} = 1,19$$

$$\frac{1}{250}; v = 15,0; \gamma = \frac{20}{15,0} = 1,33$$

$$\frac{1}{200}; v = 13,2; \gamma = \frac{20}{13,2} = 1,52$$

$$\frac{1}{150}; v = 10,95; \gamma = \frac{20}{10,6} = 1,83$$

Die zu fördernde Last P reducirt sich bei der Steigung von $\frac{1}{150}$, weil die Zugkraft nicht grösser als 6750 Kilogr. werden kann, auf

$$P = \frac{6750 - (7,25 + 0,16 \cdot 10,6 + 6,67) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 10,6 + 6,67} - 24$$

$$= 671 \text{ Tonnen} = 116 \text{ Achsen.}$$

Da die Geschwindigkeit des Zuges nicht unter $\frac{v}{2} = 10$ Kilom. herabsinken soll, so ist in den grösseren Steigungen die Achsenstärke zu berechnen, welche fortbewegt werden kann:

Ist $\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{120}$, $v = 10$, so ergibt sich

$$P = \frac{6750 - (7,25 + 0,16 \cdot 10 + 8,33) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 10 + 8,33} - 24$$

$$= 557 \text{ Tonnen} = \frac{557}{5,75} = 96 \text{ Achsen;}$$

$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{100}$, $v = 10$, ergibt

$$P = \frac{6750 - (7,25 + 0,16 \cdot 10 + 10) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 10 + 10} - 24$$

$$= 472 \text{ Tonnen} = 81 \text{ Achsen;}$$

$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{90}$, $v = 10$, ergibt

$$P = 428 \text{ Tonnen} = 74 \text{ Achsen.}$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{80}; v = 10; P = 381 \text{ Tonnen} = 66 \text{ Achsen}$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{70}; v = 10; P = 333 \quad \leftarrow \quad = 57 \quad \leftarrow$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{60}; v = 10; P = 283 \quad \leftarrow \quad = 49 \quad \leftarrow$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{50}; v = 10; P = 227 \quad \leftarrow \quad = 39 \quad \leftarrow$$

II. Für die Grundgeschwindigkeit $v = 25$ Kilom. pro Stunde und einer zu fördernden Achsenzahl von 95 Achsen (cf. oben).

Es ist in diesem Falle $P + 24 = 571$ Tonnen

$$\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y\right) 38$$

$$= \frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y\right) 38$$

$$1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y$$

Für die Berechnung der Geschwindigkeiten von v auf gerader Strecke ist $y = 0$; daher

$$571 \left(1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon}\right) = \frac{82581}{v} - (7,25 + 0,16 v + \frac{1000}{\varepsilon}) 38.$$

Setzt man für die Steigungen

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{525}, \frac{1}{400}, \frac{1}{315}, \frac{1}{250}, \frac{1}{200}, \frac{1}{150}$$

die Werthe $\frac{1000}{\varepsilon} = 1,9; 2,5; 3,17; 4,0; 5,0; 6,67$ der Reihe nach ein, so erhält man die vortheilhaften Geschwindigkeiten und die Coefficienten γ .

$$\begin{aligned}\frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{525}; v = 25,4; \gamma = \frac{25}{25,4} = 1,0 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{400}; v = 23,3; \gamma = \frac{25}{23,3} = 1,07 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{315}; v = 21,2; \gamma = \frac{25}{21,2} = 1,18 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{250}; v = 19,1; \gamma = \frac{25}{19,1} = 1,31 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{200}; v = 17,0; \gamma = \frac{25}{17,0} = 1,47 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{150}; v = 14,3; \gamma = \frac{25}{14,3} = 1,74\end{aligned}$$

Für $v = 12,5$: $\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{120}$ ist $P = 536$ Tonnen = 93 Achsen

$$\begin{aligned}v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{100} \text{ ist } P = 454,4 \quad \leftarrow = 79 \quad \leftarrow \\ v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{90} \text{ ist } P = 412 \quad \leftarrow = 71 \quad \leftarrow \\ v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{80} \text{ ist } P = 367 \quad \leftarrow = 64 \quad \leftarrow \\ v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{70} \text{ ist } P = 321 \quad \leftarrow = 55 \quad \leftarrow \\ v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{60} \text{ ist } P = 272 \quad \leftarrow = 47 \quad \leftarrow \\ v = 12,5; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{50} \text{ ist } P = 222 \quad \leftarrow = 38 \quad \leftarrow\end{aligned}$$

Die Coefficienten zur Umsetzung der Strecken in virtuelle Längen für die Grundgeschwindigkeiten von 20 bis 25 Kilom. ergeben sich daher durch Mittelung der beiden oben berechneten Coefficienten.

Hiernach ist:

$$\begin{aligned}\frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{525}; \gamma = \frac{1,0 + 1,0}{2} = 1,0 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{400}; \gamma = \frac{1,08 + 1,07}{2} = 1,08 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{315}; \gamma = \frac{1,19 + 1,18}{2} = 1,19 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{250}; \gamma = \frac{1,33 + 1,31}{2} = 1,32 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{200}; \gamma = \frac{1,52 + 1,47}{2} = 1,50 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{150}; \gamma = \frac{1,83 + 1,74}{2} = 1,79 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{120}; \gamma = \frac{2,0 + 2,0}{2} = 2,0\end{aligned}$$

III. Für die Grundgeschwindigkeit $v = 30$ Kilom. pro Stunde und die zu fördernde Achsenzahl von 70 Achsen (cf. oben).

Es ist in diesem Falle $P + 24 = 431$ Tonnen

$$431 \text{ daher} = \frac{\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16v + \frac{1000}{\varepsilon} + y\right) 38}{1,65 + 0,05v + \frac{1000}{\varepsilon} + y}$$

Setzt man für die Steigungen

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{525}, \frac{1}{400}, \frac{1}{315}, \frac{1}{250}, \frac{1}{200}, \frac{1}{150}, \frac{1}{120}, \frac{1}{100}$$

der Reihe nach ein, und setzt $y = 0$, so erhält man die vortheilhaften Geschwindigkeiten und Coefficienten γ .

Es ergibt sich

$$\begin{aligned}\text{für } \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{525}; v = 29,5; \gamma = \frac{30}{29,5} = 1,0 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{400}; v = 28,1; \gamma = \frac{30}{28,1} = 1,07 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{315}; v = 26,1; \gamma = \quad \quad \quad 1,15 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{250}; v = 24,0; \gamma = \quad \quad \quad 1,25 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{200}; v = 21,0; \gamma = \quad \quad \quad 1,43 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{150}; v = 17,7; \gamma = \quad \quad \quad 1,69 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{120}; v = 15,5; \gamma = \quad \quad \quad 1,93\end{aligned}$$

Für $v = 15$ Kilom., $\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{100}$ ergibt sich die zu fördernde Last

$$\begin{aligned}P &= \frac{\frac{82581}{v} - (7,25 + 0,16 \cdot 15 + 10) 38}{1,65 + 0,05 \cdot 15 + 10} - 24 \\ &= 360 \text{ Tonnen} = 62 \text{ Achsen}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}v = 15; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{90}, \text{ ist } P = 325 \text{ Tonnen} = 56 \text{ Achsen} \\ v = 15; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{80}, \text{ ist } P = 289 \quad \leftarrow = 50 \quad \leftarrow \\ v = 15; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{70}, \text{ ist } P = 251 \quad \leftarrow = 44 \quad \leftarrow \\ v = 15; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{60}, \text{ ist } P = 212 \quad \leftarrow = 37 \quad \leftarrow \\ v = 15; \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{50}, \text{ ist } P = 171 \quad \leftarrow = 29 \quad \leftarrow\end{aligned}$$

IV. Für die Grundgeschwindigkeit $v = 40$ Kilom. pro Stunde und die zu befördernde Achsenzahl von 40 Achsen (cf. oben).

Es ist in diesem Falle $P + 24 = 260$; daher

$$260 = \frac{\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16v + \frac{1000}{\varepsilon}\right)}{1,65 + 0,05v + \frac{1000}{\varepsilon}} - 24$$

Setzt man für die Steigungen die entsprechenden Werthe ein, so erhält man

$$\begin{aligned}\frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{525}; v = 40,0; \gamma = \frac{40}{40} = 1,0 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{400}; v = 38,0; \gamma = \frac{40}{38} = 1,05 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{315}; v = 35,7; \gamma = \quad \quad \quad 1,12 \\ \frac{1}{\varepsilon} &= \frac{1}{250}; v = 32,8; \gamma = \quad \quad \quad 1,22\end{aligned}$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{200}; v = 29,9; \gamma = 1,34$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{150}; v = 25,4; \gamma = 1,58$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{120}; v = 22,5; \gamma = 1,78$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{100}; v = 20,3; \gamma = 2,0$$

Für $v = 20$, $\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{90}$ ergibt sich die zu fördernde Last
 $= 216 \text{ Tonnen} = 38 \text{ Achsen}$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{80}; v = 20, P = 190 \text{ Tonnen} = 33 \text{ Achsen,}$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{40}; v = 20, P = 164 \quad \leftarrow \quad = 28 \quad \leftarrow$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{60}; v = 20, P = 136 \quad \leftarrow \quad = 23 \quad \leftarrow$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{50}; v = 20, P = 107 \quad \leftarrow \quad = 18 \quad \leftarrow$$

Nimmt man von den berechneten Coefficienten γ für 30 und 40 Kilom. Grundgeschwindigkeit das Mittel, so erhält man die Coefficienten γ der Tabelle II für 30 bis 40 Kilom.

Es ist hierfür

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{525}; \gamma = \frac{1,0 + 1,0}{2} = 1,0$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{400}; \gamma = \frac{1,07 + 1,05}{2} = 1,06$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{315}; \gamma = \frac{1,18 + 1,12}{2} = 1,15$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{250}; \gamma = \frac{1,31 + 1,22}{2} = 1,26$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{200}; \gamma = \frac{1,43 + 1,34}{2} = 1,38$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{150}; \gamma = \frac{1,69 + 1,58}{2} = 1,64$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{120}; \gamma = \frac{1,93 + 1,78}{2} = 1,86$$

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{100}; \gamma = \frac{2,0 + 2,0}{2} = 2,0$$

Berechnet man für die verschiedenen Curvenradien in den verschiedenen Steigungen die nothwendigen Geschwindigkeiten, um die Zugkraft der Maschine auszunutzen, und berechnet die Coefficienten zur Umsetzung der Längen der Bahn in virtuelle, so erhält man, wenn man die bereits für die gerade Strecke in der betreffenden Steigung gefundenen Coefficienten abzieht, die Zuschlagscoefficienten für die Curven der Bahnlinie.

Als Durchschnittsresultate ergeben sich für die Grundgeschwindigkeiten

$v = 20-25 \text{ Kilom.}$	$v = 30-40 \text{ Kilom.}$
Radius = 800—700; $\gamma = 0,17$	— $\gamma = 0,14$
“ = 700—600; $\gamma = 0,20$	— $\gamma = 0,16$
“ = 600—500; $\gamma = 0,25$	— $\gamma = 0,20$
“ = 500—400; $\gamma = 0,30$	— $\gamma = 0,24$
“ = 399—300; $\gamma = 0,40$	— $\gamma = 0,32$

Würden wir die durch die bayerischen Staatsbahnen veröffentlichten Versuche über die Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge zur Anwendung gebracht haben, so würden sich grössere Widerstände, daher geringere Achsenstärke des Zuges, ergeben; es ist alsdann

$$P \left(2,5 + 0,00021 v^3 + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) + 62 \left(5,0 + 0,00021 v^3 + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) = \frac{82581}{v}$$

zu setzen.

Hieraus ergibt sich

$$P = \frac{\frac{82581}{v} - \left(5,0 + 0,00021 v^3 + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) 62}{2,5 + 0,00021 v^3 + \frac{1000}{\varepsilon} + y}$$

Beispielsweise ist für $v = 20$

$$\text{Radius } 800, y = 1,0, \frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{1000}, \frac{1000}{\varepsilon} = 1,$$

$$P = \frac{\frac{82581}{v} - (7,0 + 0,00021 v^3) 62}{4,5 + 0,00021 v^3} = 581 \text{ Tonnen} \\ = 101 \text{ Achsen.}$$

Die frühere Berechnung ergab 132 Achsen.

I. Güterzüge.

Um nun die Frage, wie soll man die Fahrpläne der Güterzüge construiren, beantworten zu können, ist der angewandte Ausdruck

$$P + 24 = \frac{\frac{82581}{v} - \left(7,25 + 0,16 + \frac{1000}{\varepsilon} + y \right) 38}{1,65 + 0,05 v + \frac{1000}{\varepsilon} + y}$$

genauer zu betrachten.

Da der Nutzeffect der Maschinenkraft durch den Ausdruck $= (P + 24) \cdot v$ angegeben ist, so ist klar, dass bei derselben Anstrengung der Maschine (durch den Factor $\frac{82581}{v}$ bestimmt) auf derselben Steigung und demselben Krümmungsradius der Bahn ein Maximum wird, wenn der Ausdruck

$$\left\{ \frac{\frac{82581}{v} - (7,25 + 0,16 v + c) 38}{1,65 + 0,05 v + c} \right\} \cdot v$$

ein Maximum erreicht. Dieser Ausdruck wird aber ein Maximum, sobald v ein Minimum wird, weil der Ausdruck

$$= \frac{82581 - (7,25 + 0,16 v + c) v 38}{1,65 + 0,05 \cdot v + c}$$

stets mit zunehmenden v abnimmt; denn der negative Ausdruck im Zähler wächst mit zunehmenden v und ebenso der Nenner; der positive Factor im Zähler ist constant. v ist aber von $P + 24$ abhängig und zwar derart, dass $P + 24$ bei v Minimum sein Maximum erreicht; denn

$$P + 24 \text{ ist } = \frac{\frac{82581}{v} - (7,25 + 0,16 + c) 38}{1,65 + 0,05 v + c}$$

oder wenn man mit v erweitert

$$= \frac{82581 - (7,25 + 0,16 v + c) 38 \cdot v}{(1,65 + 0,05 v + c) v}$$

Dieser Ausdruck wird aber ein Maximum, wenn v ein Minimum ist, aus demselben Grunde wie bei dem oberen Ausdruck.

Da nach dem Bahnpolizei-Reglement die grösste Achsenzahl eines Güterzuges nur 150 Achsen betragen darf, so ist P Maximum = 150 . 5,75 Tonnen (die Achse = 5,75 Tonnen gerechnet) = 862,5 Tonnen. Alsdann ist $P + 24 = 886,5$ Tonnen und v die Grundgeschwindigkeit, wenn dieselbe wie

früher für die Steigung = $\frac{1}{1000}$ und den Radius von 800^m berechnet wird, = 18—19 Kilom. pro Stunde, da

$$\frac{886,5 (1,65 + 0,05 v + 1,0 + 1,0)}{v} = (7,25 + 0,16 v + 1,0 + 1,0) \cdot 38$$

zu setzen ist.

Bei Ausnutzung der normalmässigen Arbeitskraft unserer Maschine wird daher der Effect des Transportes ein Maximum, wenn die Achsenzahl 150 und die Geschwindigkeit 18—19 pro Stunde beträgt.

Kann die Arbeitskraft der Maschine nicht vollständig ausgenutzt werden, so giebt bei gleicher unvollständiger Anstrengung der Maschine, stets die grösste zulässige Achsenzahl mit der dazu berechneten Geschwindigkeit den grössten Transporteffect.

Dies ist auch aus den bereits berechneten Beispielen klar ersichtlich. Wir hatten gefunden Radius = 800; Steigung = $\frac{1}{1000}$

- | | |
|--|-----|
| 1) für $v = 40$ Kilom; zu befördernde Achsenzahl = | 40 |
| 2) „ $v = 30$ „ ; „ „ „ = | 70 |
| 3) „ $v = 25$ „ ; „ „ „ = | 95 |
| 4) „ $v = 20$ „ ; „ „ „ = | 132 |
| 5) „ $v = 18-19$ „ ; „ „ „ = | 150 |

Hiernach ist die Transportleistung $P \cdot v$

bei $v = 40$ Km. pro Stunde, $P v = 40 \cdot 40 = 1600$ Achskm.

„ $v = 30$ „ „ „ , $P v = 30 \cdot 70 =$	2100 „
„ $v = 25$ „ „ „ , $P v = 25 \cdot 95 =$	2375 „
„ $v = 20$ „ „ „ , $P v = 10 \cdot 132 =$	2640 „
„ $v = 18$ „ „ „ , $P v = 18 \cdot 150 =$	2700 „

Bei 18 Kilom. Geschwindigkeit und der Last von 150 Achsen ist also der Transporteffect bei normaler gleichmässiger Ausnutzung unserer Güterzugmaschinen am grössten, nämlich pro Stunde = 2700—1600 = 1100 Achskilom. grösser als bei 40 Kilom.

Hierbei ist davon abgesehen, dass langsame Fahrten die Beschaffung eines grösseren Wagenparks bedingen, und dass mit Abnahme der Zuggeschwindigkeiten die Ausgaben für Besoldung der Fahrbeamten wachsen.

Nach Koch (Eisenbahn-Maschinenwesen Band I pag. 111) soll die vortheilhafteste Geschwindigkeit auf horizontaler Strecke 16 Kilom. betragen (cf. Handbuch der Ingenieur-Wissenschaften Cap. II).

In Obigen ist absichtlich nicht die horizontale Bahn als normale eingeführt, weil sich fast auf allen Strecken Steigungen von $\frac{1}{1000}$ und dem Radius von 800^m befinden, zudem nach den neuesten Versuchen der Bayerischen Staatsbahn sich grössere Widerstände ergeben.

Stellt man die berechneten Resultate in einer Tabelle zu-

sammen (cf. Tabelle II), so geht aus derselben und den früheren Deductionen folgendes hervor, was für die Construction der Fahrpläne der Güterzüge besonders zu beachten sein dürfte:

1. Zur Erreichung der grössten Transportleistung ist die Einführung einer Geschwindigkeit von 18—20 Kilom. theoretisch am günstigsten.

2. Auf Strecken, auf welchen Steigungen von 1:100 und darüber vorkommen, empfiehlt sich praktisch die Einführung der Grundgeschwindigkeit von 25 Kilom. pro Stunde, weil hierbei mit einer Maschine noch 79 Achsen durchgeführt werden können, unter gleichzeitiger Einhaltung einer angemessenen Beförderungszeit, während bei 40 Kilom. nur 40, bei 30 Kilom. nur 62, bei 20 Kilom. nur 81 Achsen, also nur 2 mehr als bei 25 Kilom. befördert werden.

3. Wenngleich die Einführung von 20 Kilom. Grundgeschwindigkeit stets vortheilhaft ist, so ist doch auf Strecken, auf welchen wegen der vorhandenen kurzen Bahnhöfe im Interesse der Sicherheit im allgemeinen grössere Züge als 80 bis 100 Achsen nicht gefahren werden sollen, die Einführung der Grundgeschwindigkeit von 25 Kilom. zu empfehlen, weil hier die Züge bis zur Stärke von 80—100 Achsen mit 1 Maschine durchgeführt werden können, ohne dass durch die Herabminderung der Geschwindigkeit auf 20 Kilom. zu grosse Zeitversäumniss entsteht.

4. Um auf der Fahrt durch die Einführung der geringeren Grundgeschwindigkeiten von 20—25 Kilom. nicht zuviel Zeit einzubüssen, empfiehlt es sich auf Strecken, welche im Gefälle liegen, in welchen also die Schwerkraft zur Acceleration des Zuges benutzt werden kann, die Grundgeschwindigkeit von 30—35 resp. 40 Kilom. anzuwenden, jedoch so, dass der Zug mit einer Maschine durchgeführt werden kann.

5. Bei Verbandsgüterzügen, bei denen die Grundgeschwindigkeit von 25 Kilom. grösstentheils wegen der Concurrenz und der schnellen Durchführung keine Anwendung finden kann, empfiehlt es sich, um bei den grössten Steigungen von 1:100 Vorspannmaschinen bei geringerer Achsenstärke des Zuges (bis 80 Achsen) zu sparen, auf diesen kurzen in grossen Steigungen liegenden Strecken den Zug mit 25 Kilom. Grundgeschwindigkeit durchzuführen. Da diese Strecken meistens nur kurz sind, so wird hierdurch keine grosse Verzögerung in der Durchführung des Zuges herbeigeführt.

(cf. Aufsätze von Herrn Bau- und Betriebsinspector Rutkowski, Eisenbahnzeitung Jahrgang 1879.)

II. Personenzüge.

Zur Berechnung der vortheilhaften Geschwindigkeiten bei angenommenen Achsstärken der Personen- und Schnellzüge von 45—75 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde sind die entwickelten Formeln nicht mehr anwendbar. Es ist zu diesem Zwecke die Clark'sche Formel benutzt worden.

Nach Heusinger, Locomotivbau III. Band pag. 172, ist der Widerstand des Zuges incl. Locomotive und Tender

$$W = 2,25 + \frac{(v \cdot 0,278)^2}{80} + 1000 i)$$

pro Tonne des Zuggewichts.

In diesem Ausdrucke bedeutet v die Geschwindigkeit in Kilometer pro Stunde, i das Steigungsverhältniss der Bahn.

Setzen wir, wie früher, die Zugkraft der Maschine $Z = \frac{N \cdot 75}{0,278 \cdot v}$, so erhalten wir, wenn wir W gleich Z annehmen,

$$\frac{N \cdot 75}{0,278 \cdot v} = \left(2,25 + \frac{v^2 0,278^2}{80} + 1000 \cdot i \right) G \text{ (Tonnen).}$$

Nehmen wir die Achsenzahl 30 an, und die Last einer Achse durchschnittlich 5,0 Tonnen, das Gewicht der Maschine und des Tenders = 49 Tonnen, so erhalten wir das Gewicht des Zuges 199 Tonnen.

Die Leistungsfähigkeit der Personenzug-Maschinen der Frankfurt-Bebraer Bahn ist rot. = 340 Pferdekkräfte bei 49 Tonnen Gewicht, durch Einsetzung dieser Werthe erhalten wir die Gleichung

$$\frac{340 \cdot 75}{0,278 \cdot v} = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot v)^2}{80} + 1000 \cdot i \right\} 199$$

$$\frac{91726}{v} = (2,25 + 0,000966 v^2 + 1000 \cdot i) 199.$$

Da die meisten Personenzüge mit der stündlichen Geschwindigkeit von 55 Kilom. gefahren werden, so ist zur Betriebslänge für Personenzüge diese Geschwindigkeit als Grundgeschwindigkeit angenommen worden.

Aus der entwickelten Formel ergibt sich nun, dass auf der horizontalen Strecke und den Steigungen von $\frac{1}{525}$ und $\frac{1}{400}$ die Geschwindigkeit des Zuges, um die Locomotivkraft voll auszunutzen, grösser als 55 Kilom. pro Stunde sein müsste. Erst auf einer Steigung von 1:315 entspricht die Geschwindigkeit von 55 Kilom. der Leistungsfähigkeit der Maschine.

Eine volle Ausnutzung der Maschine auf jeder Steigung ist bei Personen- und Schnellzügen unmöglich, weil die Achsenstärke dieser Züge bei der Geschwindigkeit von 50—70 Kilom. niemals so gross wird resp. werden darf, dass die Maschinenkraft auf den schwächeren Steigungen resp. auf der horizontalen ausgenutzt werden kann.

Es ist für die Steigung von $\frac{1}{315}$

$$1) 199 = \frac{71726}{v(2,25 + 0,000966 v^2 + 1000 i)}.$$

Hieraus ergibt sich $v = 55$ Kilom.

$$2) \text{ In der Steigung von } \frac{1}{250} \text{ ist}$$

$$199 = \frac{91726}{(2,25 + 0,000966 v^2 + 4,0) v};$$

v daher = 52 Kilom.

$$\text{In der Steigung} = \frac{1}{200} \text{ ist } v = 48,5$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{150} \llcorner v = 43,0$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{120} \llcorner v = 38,5$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{100} \llcorner v = 34,5$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{90} \llcorner v = 32,1$$

$$\text{In der Steigung} = \frac{1}{80} \text{ ist } v = 29,6$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{70} \llcorner v = 26,8$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{60} \llcorner v = 23,7$$

$$\llcorner \llcorner \llcorner = \frac{1}{50} \llcorner v = 20,4$$

Hieraus ergeben sich die Coefficienten

$$\text{Steigung } \frac{1}{315}; \gamma = \frac{55}{55} = 1,0$$

$$\llcorner \frac{1}{250}; \gamma = \frac{55}{52} = 1,05$$

$$\llcorner \frac{1}{200}; \gamma = \frac{55}{48,5} = 1,13$$

$$\llcorner \frac{1}{150}; \gamma = \frac{55}{43} = 1,28$$

$$\llcorner \frac{1}{120}; \gamma = \frac{55}{38,5} = 1,43$$

$$\llcorner \frac{1}{100}; \gamma = \frac{55}{34,5} = 1,60$$

$$\llcorner \frac{1}{90}; \gamma = \frac{55}{32,1} = 1,70$$

$$\llcorner \frac{1}{80}; \gamma = \frac{55}{29,6} = 1,85$$

$$\llcorner \frac{1}{70}; \gamma = \frac{55}{26,8} = 2,0$$

$$\llcorner \frac{1}{60}; \gamma = \frac{55}{23,7} = 2,32$$

$$\llcorner \frac{1}{50}; \gamma = \frac{55}{20,4} = 2,70$$

Als Zuschlagscoefficienten ergeben sie für die verschiedenen Curven durch Mittelung der Resultate:

$$1) \text{ für Radius } 800-700 = 0,08$$

$$2) \llcorner \llcorner 699-600 = 0,10$$

$$3) \llcorner \llcorner 599-500 = 0,12$$

$$4) \llcorner \llcorner 499-400 = 0,15$$

$$5) \llcorner \llcorner 399-300 = 0,30$$

III. Schnellzüge.

Da die Achsenstärke der Schnellzüge selten über 20 Achsen beträgt, so ist die Summe von 20 Achsen als Zuggewicht angenommen worden.

Nehmen wir das Gewicht der Maschine und des Tenders = 49 Tonnen an, so erhalten wir das Zuggewicht = $20 \cdot 5 + 49 = 149$ Tonnen. Die Schnellzugmaschinen der Frankfurt-Bebraer Bahn können normal 360 Pferdekkräfte leisten.

Es ist daher

$$Z = \frac{360 \cdot 75}{0,278 \cdot v} = \frac{91722}{v}.$$

Der Widerstand des Zuges ist nach der Clark'schen Formel

$$W = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{8} + 1000 \cdot i \right\} 149$$

(cf. Personenzüge). $W = Z$ gesetzt giebt

$$\frac{91722}{v} = \left(2,25 + \frac{(0,278 \cdot v)^2}{8} + 1000 i \right) 149.$$

Für die Berechnung der Betriebslängen ist die Grundgeschwindigkeit von 70 Kilom. pro Stunde zu Grunde gelegt worden. Die Rechnung ergibt nun, dass die Locomotivkraft erst in der Steigung von $\frac{1}{315}$ vollständig ausgenutzt wird. Für die Steigung von $\frac{1}{315}$ ist $149 = \frac{97122}{(2,25 + 0,000966 v^2 + 2,5) v}$ es ist daher $v = 70$ Kilom.; $\gamma = \frac{70}{70} = 1,0$.

Ist die Steigung

$$= \frac{1}{250}, \text{ so ist } v = 64 \text{ Kilom.}; \gamma = \frac{70}{64} = 1,09$$

$$= \frac{1}{200}, \text{ „ „ } v = 60,5 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{60,5} = 1,15$$

$$= \frac{1}{150}, \text{ „ „ } v = 55,0 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{55} = 1,27$$

$$= \frac{1}{120}, \text{ „ „ } v = 50,1 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{50,1} = 1,40$$

$$= \frac{1}{100}, \text{ „ „ } v = 45,7 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{45,7} = 1,53$$

$$= \frac{1}{90}, \text{ „ „ } v = 43,0 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{43} = 1,63$$

$$= \frac{1}{80}, \text{ „ „ } v = 39,8 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{39,8} = 1,75$$

$$= \frac{1}{70}, \text{ „ „ } v = 36,5 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{36,5} = 1,92$$

$$= \frac{1}{60}, \text{ „ „ } v = 32,7 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{32,7} = 2,14$$

$$= \frac{1}{50}, \text{ „ „ } v = 28,5 \text{ „ }; \gamma = \frac{70}{28,7} = 2,45$$

Setzt man in die Formel den Werth y der Curvenwiderstände ein, so erhält man

$$\frac{97122}{v} = (2,25 + 0,000966 v^2 + 1000 i + y) 149.$$

Für den Radius 800 ist $y = 0,9$ Kilogr.

$$\text{„ } 700 \text{ „ } y = 1,1 \text{ „}$$

$$\text{„ } 600 \text{ „ } y = 1,3 \text{ „}$$

$$\text{„ } 500 \text{ „ } y = 1,5 \text{ „}$$

$$\text{„ } 400 \text{ „ } y = 2,0 \text{ „}$$

$$\text{„ } 300 \text{ „ } y = 2,5 \text{ „}$$

Rechnet man nun die verschiedenen Geschwindigkeiten für eine bestimmte Steigung und die betreffenden Radien aus und bildet die Coefficienten γ zur Umsetzung der Strecken in Betriebslängen; so erhält man durch Abzug des betreffenden Coefficienten bei derselben Steigung ohne Curve den Zuschlagscoefficienten für die Umsetzung der Längen der Curven in Betriebslängen. Die nachfolgenden Zuschlagscoefficienten für Curven sind in dieser Weise berechnet und durch Mittelung verschiedener für verschiedene Steigungen berechneter Werthe gefunden worden. Hiernach sind für die Schnellzüge von 60 bis 75 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde pro 1 Kilom. an Betriebslänge für die Curven zuzuschlagen:

$$1) \text{ bei } 800-700^m \text{ Radius} = 0,06$$

$$2) \text{ „ } 699-600 \text{ „ } = 0,08$$

$$3) \text{ „ } 599-500 \text{ „ } = 0,10$$

$$4) \text{ „ } 499-400 \text{ „ } = 0,12$$

$$5) \text{ „ } 399-300 \text{ „ } = 0,16$$

Tragen wir nun die berechneten Coefficienten und ermittelten Achsenstärken für die verschiedenen Grundgeschwindigkeiten, Steigungen und Curven zusammen, so erhalten wir folgende Tabelle.

Tabelle II.

Lauf. No.	Steigungs-Verhältnisse		Die gemessenen Längen sind zur Ermittlung der Betriebslängen mit den nachstehenden Coefficienten γ zu multipliciren								Bemerkungen.
	im Mittel für		20—25 Kilom. Geschwindigkeit.		30—40 Kilom. Geschwindigkeit.		45—55 Kilom. Geschwindigkeit.		60—75 Kilom. Geschwindigkeit.		
			bei Stärke der Zugachsen	γ	bei Stärke der Zugachsen	γ	bei Stärke der Zugachsen	γ	bei Stärke der Zugachsen	γ	
1	$\frac{1}{599} - \frac{1}{450} = \frac{1}{525}$		132—95	1,0	70—40	1,0	30	1,0	20	1,0	Das Normalgewicht ist bei Güter- und gemischten Zügen zu 5,75 Tons bei Personen- und Schnellzügen zu 5,0 Tonnen pro Achse angenommen.
2	$\frac{1}{449} - \frac{1}{350} = \frac{1}{400}$		132—95	1,08	70—40	1,06	30	1,0	20	1,0	
3	$\frac{1}{349} - \frac{1}{275} = \frac{1}{315}$		132—95	1,19	70—40	1,15	30	1,0	20	1,0	
4	$\frac{1}{278} - \frac{1}{225} = \frac{1}{250}$		132—95	1,32	70—40	1,26	30	1,05	20	1,09	
5	$\frac{1}{224} - \frac{1}{175} = \frac{1}{200}$		132—95	1,50	70—40	1,38	30	1,13	20	1,15	
6	$\frac{1}{174} - \frac{1}{135} = \frac{1}{150}$		116—95	1,79	70—40	1,64	30	1,28	20	1,27	
7	$\frac{1}{134} - \frac{1}{110} = \frac{1}{120}$		96—95	2,0	70—40	1,86	30	1,43	20	1,40	
8	$\frac{1}{109} - \frac{1}{95} = \frac{1}{100}$		81—79	2,0	62—40	2,0	30	1,60	20	1,53	
9	$\frac{1}{94} - \frac{1}{85} = \frac{1}{90}$		74—71	2,0	56—38	2,0	30	1,70	20	1,63	
10	$\frac{1}{84} - \frac{1}{75} = \frac{1}{80}$		66—64	2,0	50—33	2,0	30	1,85	20	1,75	
11	$\frac{1}{74} - \frac{1}{65} = \frac{1}{70}$		57—55	2,0	44—28	2,0	30	2,0	20	1,92	
12	$\frac{1}{64} - \frac{1}{55} = \frac{1}{60}$		49—47	2,0	37—23	2,0	30	2,32	20	2,14	
13	$\frac{1}{54} - \frac{1}{45} = \frac{1}{50}$		39—38	2,0	29—18	2,0	30	2,70	20	2,45	

Zuschläge für die Curven.

An Zuschlägen für Curven pro Kilometer Bahnlänge sind zu berechnen.

	bei Curven von Radius	γ	γ	γ	γ
14	799—700m	0,17	0,14	0,08	0,06
15	699—600m	0,20	0,16	0,10	0,08
16	599—500m	0,25	0,20	0,12	0,10
17	499—400m	0,30	0,24	0,15	0,12
18	399—300m	0,40	0,34	0,20	0,16

Zur Berechnung der virtuellen Längen der einzelnen Betriebsstrecken und der Zeiten, welche bei Annahme der verschiedenen Grundgeschwindigkeiten sich für die verschiedenen Strecken von Station bis Station ergeben, empfiehlt sich die Benutzung nebenstehender Tabelle III.

In diese Tabelle wird in Columnne 1 die laufende Nro., in die Columnne 2 die Namen der Stationen von Station bis Station eingetragen, in Columnne 3 werden die verschiedenen Längen einer Strecke nach den verschiedenen Steigungen (nach den verschiedenen Umsetzungscoefficienten getrennt) und der horizontalen aufgeführt, endlich die verschiedenen Curvenlängen nach den verschiedenen Radien ausgeworfen.

In der Columnne 5, 6, 7, 8 werden nun die für die Grundgeschwindigkeiten 20—25, 30—40, 40—55, 60—75 Kilom.

zu berechnenden Betriebslängen ermittelt, dergestalt, dass die in Columnne 3 aufgeführten Längen mit den betreffenden Coefficienten der Tabelle II multiplicirt und zusammenaddirt werden.

Wir erhalten so 4 Betriebslängen.

Um nun zur Durchführung eines Zuges mit einer bestimmten Grundgeschwindigkeit die hierzu nothwendige Zeit zu erhalten, müssen die Betriebslängen mit der für eine bestimmte Grundgeschwindigkeit nothwendigen Zeit, in Minuten pro Kilometer ausgedrückt, multiplicirt werden.

In jeder Columnne 9—20 ist daher am Kopf die Grundgeschwindigkeit bezeichnet; darunter ist die Zahl angegeben, welche zur Umsetzung der Betriebslängen in Minutenzahl dient. Man hat daher, um die Minutenzahl zu erhalten, welche zur Durchführung eines Zuges mit einer Grundgeschwindigkeit nothwendig ist, nur die betreffende Betriebslänge mit der unter der Grundgeschwindigkeit stehenden Minutenzahl zu multipliciren. Um ein Beispiel anzuführen, ergibt sich die Betriebslänge für 20—25 Kilom. Grundgeschwindigkeit für die Strecke Halle—Schlettau = 10,88 Kilom. Will man nun die Minutenzahl für das Durchfahren dieser Strecke bei 25 Kilom. Grundgeschwindigkeit berechnen, so hat man nur die Betriebslänge von 10,88 mit der Minutenzahl, welcher unter 25 Kilom. Geschwindigkeit steht also mit 2,4 (Columnne 10) zu multipliciren und erhält $10,88 \cdot 2,4 = 26,11$ (cfr. Columnne 10).

Tabelle III.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Position	Strecke	Zusammenstellung der Steigungs- und Curvenverhältnisse.	Wirkl. Länge	Ermittelung der Betriebslängen für die Normalgeschwindigkeiten			Kilometer pro Stunde	Minuten pro Kilometer											
				20—25 Kilom.	30—40 Kilom.	55 Kilom.	70 Kilom.	v 20	v 25	v 30	v 35	v 40	v 45	v 50	v 55	v 60	v 65	v 70	v 75
								3,0	2,4	2,0	1,714	1,5	1,333	1,2	1,091	1,0	0,923	0,887	0,8
1	Halle bis Schlettau	Horizont. $\left\{ \begin{array}{l} 2,48 \\ \text{Fällen } 5,24 \end{array} \right.$ Steigung $\frac{1}{240} = 1,39$ " $\frac{1}{120} = 0,49$ Rad. $753 = 2,04$	9,6	7,72	7,72	7,72	7,72												
				$1,39 \cdot 1,32 = 1,83$	$1,39 \cdot 1,26 = 1,75$	$1,39 \cdot 1,05 = 1,46$	$1,39 \cdot 1,09 = 1,52$												
				$0,49 \cdot 2,0 = 0,98$	$0,49 \cdot 1,86 = 0,91$	$0,49 \cdot 1,43 = 0,70$	$0,49 \cdot 1,40 = 0,68$												
				$2,04 \cdot 0,17 = 0,35$	$2,04 \cdot 0,14 = 0,29$	$2,04 \cdot 0,08 = 0,16$	$2,04 \cdot 0,06 = 0,12$												
				10,88	10,67	10,04	10,04												
2	Schlettau bis Teutschenthal							32,64	26,11	21,34	18,29	16,0	13,38	12,05	10,95	10,04	9,27	8,60	8

Den so ermittelten Fahrzeiten sind bei An- und Abfahrt und beim Durchfahren der Stationen für die Verzögerungen, welche hierdurch entstehen, folgende Zuschläge hinzuzufügen:

- 1) Für die Anfahrt resp. Abfahrt von einer Station bei allen Zügen 1 Minute;
- 2) Für An- und Abfahrt zwischen zwei Stationen:
 - a. bei den kleineren Zügen der Secundärbahnen 2 Minuten,
 - b. bei allen sonstigen Güter- und gemischten Zügen der Haupt- und Secundärbahnen 3 Minuten,
 - c. bei den Personenzügen der Hauptbahn 2 Minuten;
- 3) Für das Durchfahren einer Station mit Weichen für alle Züge jedesmal 1 Minute.

Ausserdem empfiehlt es sich zur Sicherheit des Betriebes auf den Gefällen von $\frac{1}{100}$ und darüber eine Maximal-Geschwindigkeit von 60 Kilom. festzuhalten.

Nachdem die Construction der Fahrpläne mittelst Berechnung der virtuellen Betriebslänge für die Personen- und Schnellzüge in der von der Frankfurt-Bebraer Bahn zuerst eingeführten und sich bewährt habenden Weise vom Königlichen Ministerium aus allen Staatsbahnen vorgeschrieben ist, wird dieselbe hiermit weiteren Kreisen zugänglich gemacht und auf die Nutzanwendung für Güterzüge, wodurch nicht unwesentliche Ersparnisse zu erzielen sind, besonders hingewiesen.

Beschreibung der Radreifenbefestigung mit eingeschmiedeten Ringen.

Patent Bork (D. R. P. No. 12133).

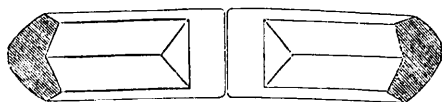
Nach Mittheilung vom Obermaschinenmeister Lochner.

(Hierzu Fig. 15—19 auf Taf. XIV.)

Die auf Taf. XIV, Fig. 15—17 dargestellte Radreifenbefestigung, welche sowohl ein Ablösen des Reifens vom Radstern bei vorkommendem Bandagenbruch als auch eine Verdrehung des Radreifens gegen den Unterreifen verhindert, wird wie folgt hergestellt.

Nachdem sowohl in den Unterreifen als in die Bandage die aus Fig. 15 ersichtlichen Nuthen eingedreht sind, werden in gleichen Abständen von 600—900 mm aus dem Unterreifen des Rades die Aussparungen k l m auf die Länge e f g h (conf. Fig. 15 und Holzschnitte Fig. 44 und 45) herausgenommen.

Fig. 44.



1:2 d. nat. Gr.

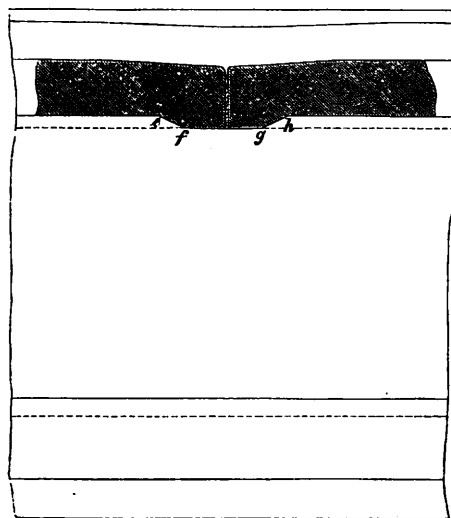


Fig. 45.

gestellten Ringstücke schiebt man in hellrothwarmem Zustande am äusseren Umfange soweit in die Bandagenuth, wie dies in Fig. 15 gezeichnet ist und legt sie gleichzeitig so, dass die Enden jedes Ringstücks über die Mitten der benachbarten Aussparungen zu liegen kommen. Dann wird zunächst das eine Ende des Ringstücks nach Aufsetzen eines entsprechend geformten Setzhammers durch 2 Zugschläger fest in die Aussparung hineingedrückt und der erste der in Fig. 45 gezeichneten Hakenansätze gebildet. Unmittelbar darauf drückt man die innere Bandagenkante am Ende des Ringstücks herunter und wird sodann das Ringstück von diesem Ende anfangend der ganzen Länge nach von beiden Zuschlägern in die Bandagenuth eingeschlagen. Am anderen Ende angekommen erfolgt die Einstauchung in die zweite Aussparung und Bildung des zweiten Hakenansatzes. Darauf wird die innere Bandagenkante über dem zweiten Ende und sodann

der ganze zwischen beiden Enden liegende Theil fest auf das Ringstück heruntergedrückt.

Zu bemerken ist noch, dass es sich empfiehlt, das zweite Ende des Ringstücks während des Einschlagens mittelst einer die Bandagen umgreifenden Zange gegen die Bandagenuth zu drücken.

In gleicher Weise erfolgt das Einbringen der übrigen Ringstücke eines Rades.*)

Die beiden Ansätze eines jeden Ringstückes verhindern die bei Brems- und Locomotivrädern besonders stark auftretende Tendenz auf Verschiebung der Bandage gegen den Unterreifen und vermitteln gleichzeitig ein festes Aufschumpfen jedes Ringstücks.

Die Nuthen in der Bandage und im Unterreifen dürfen nicht so gross ausgedreht werden, als es zum Einbringen eines Ringstückes in kaltem Zustande erforderlich wäre. Die Ringstücke werden dementsprechend beim Einschlagen zunächst etwas zusammengestaucht und dann durch das weitere Heruntersetzen fest gegen die Flächen der Nuthen gepresst. Man erreicht dadurch gleichzeitig, dass nur ein verhältnissmässig geringes Herunterdrücken der inneren Bandagenkante erforderlich wird.

Die Kosten der beschriebenen Radreifenbefestigung stellen sich pro Wagenachse excl. Eindrehen der Nuthen wie folgt:

1. Löhne für Einziehen der Ringe und Herunterdrücken der inneren Bandagenkante . . .	3,50 M.
2. Werkstatts-Unkosten	1,75 "
3. Material, 10 Kilogr. Reifeneisen à 15 Pf. . .	1,50 "
	Sa. 6,75 M.

Für das Eindrehen der Nuthen in die Bandagen und den Unterreif werden bezahlt

4 M. Löhne
2 " Werkstatts-Unkosten
mithin in Sa. 6 M.

Es stellt sich daher die erste Herstellung dieser Befestigung auf $6,75 + 6 = 12,75$ M. Die Kosten der auf der Thüringischen Eisenbahn bisher angewandten Schraubenbefestigung mit 9 Schrauben pro Rad betrug $2,9 = 18$ M. und ist somit die Befestigung mit eingeschmiedeten Ringen schon bei der ersten Herstellung um 5,25 M. billiger als Letztere. Bei den späteren Herstellungen entfallen die Kosten für Eindrehen der Nuthen in den Unterreifen und stellen sich die gesammten Kosten der Radreifenbefestigung mit eingeschmiedeten Ringen nur auf $6,75 + 3 = 9,75$ M.

Die Kosten der Sprengringbefestigung, wie dieselbe auf den Staatsbahnen angewendet wird, ergaben sich pro Wagenachse excl. Eindrehen der Nuthen, wofür dieselben Löhne zu zahlen sind, wie bei der vorliegenden Befestigung, nach den Accordsätzen der Staatsbahn wie folgt:

*) Bei Raddurchmessern von 1 bis 2^m werden die eingeschmiedeten Ringe aus 4 bis 7 Ringstücken zusammengesetzt.

1. Drehen zweier Sprengringe aus alten Reifen	4,80 M.
2. Aufschneiden und Einpassen von 2 Spreng- ringen	1,60 «
3. Herunterdrücken der inneren Bandagenkante	2,00 «
Sa.	8,40 M.
Werkstatt-Unkosten (50 %)	4,20 «
Material	0,60 «
Sa.	13,20 M.

Zu bemerken ist hierbei, dass das Abdrehen der Sprengringe als durchaus nothwendig zu erachten ist, da bei dem Einbringen von unbearbeitetem gewalztem Profileisen in kaltem Zustande nicht die erforderliche feste Anlage erzielt werden kann. Bei Anwendung unbearbeiteter gewalzter Ringe ist die Sicherheit der Sprengringbefestigung eine erheblich geringere als durch das weiter unten mitgetheilte Versuchsergebnis an einem bearbeiteten und genau eingepassten Sprengringstück constatirt wurde.

Bei Locomotivrädern und gebremsten Wagenrädern sind bei der Sprengringbefestigung zweckmässig noch vier Reifenschrauben pro Rad anzubringen, um ein Verdrehen der Bandagen gegen den Unterreif zu verhindern. Die Kosten pro Befestigungsschraube betragen 1 M., sodass zu obigem Betrage von 13,2 M. noch 8 M. hinzu kommen. Die Kosten der Sprengringbefestigung betragen daher pro Wagenachse 21,2 M. und sind um $21,2 - 6,75 = 14,45$ höher als bei der vorliegenden Befestigung mittelst eingeschmiedeter Ringe.

Um die Widerstandsfähigkeit der Radreifenbefestigung zu prüfen, wurde ein Verbindungsstück, wie auf Taf. XIV in Fig. 18 gezeichnet, von 12 mm Stärke hergestellt und dasselbe in der Zereissmaschine der Zugprobe dergestalt unterworfen,

dass die Resultante des ausgeübten Zuges durch die Mitte der Trennungsfuge ging und normal zu derselben gerichtet war. Es ergab sich dabei, dass eine Trennung des Probestücks erst bei einer Belastung von 2100 Kilogr. eintrat. Der laufende Meter Bandage ist demnach bei der beschriebenen Befestigung mit einer Kraft von $\frac{2100 \cdot 1000}{12} = 175000$ Kilogr. gegen den Radstern gehalten und kann daher das Abfliegen einer gebrochenen Bandage, welche auf diese Weise befestigt ist, wohl kaum vorkommen.

Zum Vergleiche mit der Widerstandsfähigkeit, welche die Sprengringbefestigung bietet, wurde ein Verbindungsstück von gleicher Stärke mit den aus Fig. 19. Taf. XIV ersichtlichen Profilmaassen, die den bei der Staatsbahn angewendeten Abmessungen entsprechen, hergestellt und dasselbe in gleicher Weise der Zugprobe unterworfen. Es erfolgte dabei die Trennung bei einem Zuge von 1200 Kilogr. und besitzt demnach die Radreifenbefestigung mit eingeschmiedeten Ringen die $1\frac{3}{4}$ fache Widerstandsfähigkeit der Sprengringbefestigung.

Als ein nicht unwesentlicher Vorzug der vorstehend beschriebenen Befestigung gegenüber der Sprengringbefestigung ist noch die fortfallende Schwächung der Bandage durch die bei letzterer gegen Verdrehung anzuwendenden Schrauben zu erwähnen. Die gesammte Schwächung der Bandage bei der Befestigung mit eingeschmiedeten Ringen beträgt $1,5 \square^m$ während dieselbe bei der Sprengringbefestigung unter Anwendung von Schrauben mit 16 mm Kerndurchmesser sich zu $3,43 \square^m$ ergibt.

Erfurt, März 1881.

Locomotiven und Eisenbahnwagen auf der nationalen Ausstellung zu Brüssel 1880.

Von R. Zumach, Ingenieur in Brüssel.

(Hierzu Fig. 1—14 auf Taf. XVI.)

Die nationale Ausstellung zu Brüssel im Sommer des Jahres 1880 bildete einen der erhabensten unter den vielen bedeutungsvollen Acten, durch welche die 50jährige Jubelfeier der Unabhängigkeit Belgiens begangen wurde. Sie legte einen neuen glänzenden Beweis ab für die hohe Cultur und Arbeitsamkeit der Belgier.

Es scheint, als hätten die grossen Weltausstellungen ihre Rolle ausgespielt, als sollten an ihre Stelle die Landes- und internationalen Fachaussstellungen treten. In der That würde dieser Wechsel freudig zu begrüssen sein, da nur diese Ausstellungen geeignet sind, ein wirklich getreues Bild von der Leistungsfähigkeit eines Landes, von den Fortschritten eines Faches zu gewähren und da nur bei der Organisation von Ausstellungen dieser Art dem Bestreben, Beschickung und wiederholten Besuch derselben immer weiteren Kreisen der Bevölkerung zu ermöglichen, in wirklich erspriesslichem Maasse Rechnung getragen werden kann.

In dieser Hinsicht war die Nationalausstellung in Brüssel um so bemerkenswerther als, wenn man auch anerkennt, dass

die überwiegende Mehrzahl der belgischen Industriellen durch ihre Betheiligung an derselben in erster Linie ihrem Patriotismus Rechnung trug, doch nicht unberücksichtigt bleiben darf, dass die Beschickung einer nationalen Ausstellung manchem Belgier grössere Opfer auferlegt, als die Betheiligung an einer internationalen Ausstellung. Die belgische Industrie lebt zu einem grossen Theile vom Auslande. Da es nun von vornherein wahrscheinlich war, dass das Ausland und besonders derjenige Theil desselben, welcher Belgiens Kundschaft ausmacht, nur in sehr spärlichem Maasse Besucher auf diese nationale Ausstellung entsenden würde, so durfte auch die Reklame, welche sonst billigerweise die grossen Opfer der Aussteller compensirt, hier nur in weit geringerem Grade als sonst in Rechnung gezogen werden.

Etwa $\frac{1}{15}$ des überdachten Raumes, dessen Gesamtausdehnung 67000 $\square^m$ maass, kam auf die Eisenbahnausstellung. Dieser grosse Antheil entspricht der hohen Bedeutung, welche die Eisenbahnen für dieses Land haben.

Bekanntlich wird schon jetzt die weitaus grössere Mehr-

zahl der belgischen Eisenbahnlinien, nämlich 2796 Kilom. von 4086 Kilom. in einheitlicher Organisation und Leitung vom Staate betrieben. Daher war auch in der Eisenbahnabtheilung der Nationalausstellung die Administration der Staatsbahnen der Hauptaussteller. Bedeutende Objecte waren in den Staatsbahmetablissemments selbst hergestellt worden und für 10 von 13 ausgestellten Locomotiven (Tramway- und Atelier-Locomotiven ausgenommen) und für die grosse Mehrzahl der ausgestellten Normalspurwagen sind die Pläne bis in das kleinste Detail hinein in den verschiedenen Abtheilungen der Staatsbahn-Verwaltung ausgearbeitet worden.

Wir wollen die wichtigsten Gegenstände dieser Classe und ihre Aussteller hier kurz characterisiren, können aber keine Reihenfolge inne halten, weil die betreffenden Etablissemments mit der Type der von ihnen ausgestellten Locomotive nichts gemein haben.

Am 19. Juni legte das aus der Revolution des Jahres 1830 hervorgegangene Ministerium den Gesetzentwurf vor über den Bau des ersten Theiles des Schienenweges zur Verbindung der Nordsee mit der Maas und dem Rhein. Man ahnte wohl, dass es auch zur Wiederaufrichtung der in Folge der politischen Ereignisse jener Jahre so schwer darnieder liegenden Eisenindustrie Belgiens kein besseres Mittel gäbe, als die Construction von Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb nach dem glänzenden Vorgange Stephenson's auf der Liverpool—Manchester Bahn. Am 1. Mai 1834 wurde jenes Gesetz erlassen und am 5. Mai 1835 sah das erstaunte Volk bereits den ersten Personenzug die 20 Kilom. lange Strecke von Brüssel nach Mecheln durchlaufen. Wie der Wunsch in Erfüllung gegangen ist, durch die Anlage des Schienenweges auch der inländischen Industrie und besonders der Eisenindustrie zu Hülfe zu kommen, lehrt ein Blick auf die rapide Entwicklung der grossartigen belgischen Eisenhütten, auf die sieben Locomotivfabriken und die zahlreichen Etablissemments für Wagen und sonstiges Eisenbahnbetriebsmaterial. Ein Etablissement mit grossartiger Leistungsfähigkeit (Chs. Evrard) befasst sich ausschliesslich mit der Fabrikation von Betriebsmaterial jeder Art für Haupt-, Secundär- und Tramwaybahnen. Ein anderes nicht minder mächtiges »La Métallurgique« betreibt die Fabrikation von Eisenbahnbetriebsmaterial mit etwa drei Viertel seiner Thätigkeit. Diese Etablissemments sowie die Abtheilungen für Locomotivbau und Eisenbahnbaumaterial von Seraing und Couillet und die übrigen Firmen für Brücken- und Oberbaumaterial liefern nicht viel weniger an das Ausland als für die belgischen Bahnen. Auch die im Locomotivbau höchst gediegene leistende Maschinenbauanstalt von Carels frères in Gent hat einen nennenswerthen Absatz nach dem Auslande hin in Hauptbahn- und Tramway-Locomotiven.

Selbstverständlich wurden die ersten Locomotiven, drei an der Zahl, für den Betrieb der jungen Bahn aus Stephenson's Atelier in Newcastle bezogen. Am 31. December 1835 ging jedoch bereits die erste auf dem europäischen Continente gebaute Locomotive aus Cockerill's Etablissemments in Seraing hervor. Dieselbe war nach dem Stephenson'schen Muster gebaut worden und für die Staatsbahn bestimmt. Vom Jahre 1839 ab wurden niemals mehr Locomotiven aus dem Auslande

bezogen, es sei denn um eine hervorragende ausländische Construction zu erproben.

Jene erste Locomotive von Cockerill war in einem Facsimile in natürlicher Grösse ausgeführt, auf der Brüsseler Ausstellung vertreten. Dasselbe wird als ein werthvolles Erinnerungszeichen an die Kindheit des Eisenbahnwesens aufbewahrt werden. Der glückliche Gedanke, diese Maschine zu reproduciren, wurde von dem Generaldirector der belgischen Staatsbahnen Herrn Belpaire angeregt und ist es auch seinen rastlosen Bemühungen zu verdanken, dass diese Nachbildung bis in das kleinste Detail die genaue Wiedergabe des Originals ist.

In den Ateliers der Staatsbahn sind zu jeder Zeit sehr zahlreiche Umbauten älterer Locomotiven vorgenommen worden. Neubauten von Locomotiven und anderen Betriebsmitteln kamen nur hin und wieder versuchsweise vor oder wenn die Verwaltung ein Interesse daran hatte, specielle Entwürfe unter ihrer unmittelbaren Ueberwachung ausführen zu lassen.

Seit dem Jahre 1852 herrscht bei der Verwaltung der belgischen Staatsbahnen das Princip, die Pläne für sämtliche Locomotiven, Wagen und sonstigen Betriebsmittel bis in die kleinsten Details durch ihre eigenen Bureaux ausarbeiten zu lassen. Ohne sich den Ansichten und Rathschlägen der Industriellen auch nur im Geringsten zu verschliessen, liess die Administration den Fabrikanten doch in der Ausführung der ihnen überwiesenen Pläne durchaus keinen Spielraum. Wenn man mit dieser Aenderung in der Herausgabe der Pläne auch manche der nicht zu unterschätzenden Vortheile einbüsste, welche eine möglichst ungebundene Wirksamkeit der Fabrikanten unter Umständen bietet, so erlangte man doch in der vollkommenen Gleichheit der sämtlichen Locomotiven einer Gattung überaus wichtige Betriebserleichterungen.

Der Locomotivpark der belgischen Staatsbahnen umfasst nur wenige Typen. Die Zahl derselben — sieben — ist durch die Bahn- und Betriebsverhältnisse genau geboten; das Bahnnetz begreift beinahe zu gleichen Theilen Gebirgsbahnen, Hügel- und Flachlandbahnen. Trotz der Verschiedenheiten, welche jene Locomotivtypen in Anbetracht ihrer verschiedenen Bestimmungen zeigen, haben dieselben doch eine gewisse Familienähnlichkeit, gewisse Eigenthümlichkeiten in der Gesamtdisposition sowohl als in den Details, welche allen sieben Typen eigen sind und durch welche die Locomotiven der belgischen Staatsbahnen sich höchst vortheilhaft auszeichnen. Die wesentlichsten dieser Züge mögen hier allgemein erörtert werden. Weiter unten bei der Besprechung der interessantesten Typen wird sich Gelegenheit finden, auf diesen Gegenstand näher einzugehen.

Eines der hauptsächlichsten und für die Gesamtanlage bestimmenden Constructionsglieder der Locomotive ist der Kessel. Der wichtigste Bestandtheil des Locomotivkessels ist aber heutzutage der Feuerkasten. Wir berühren da gleich eine Frage, welche trotz ihrer grossartigen Bedeutung noch keineswegs allseitige genügende Würdigung findet. Bis zum Jahre 1853 wurden auf den belgischen Staatsbahnen ausschliesslich Cokes gebrannt. Sodann wurden einige schwache Versuche mit roher Stückkohle gemacht, welche nach der damaligen Einrichtung

der Feuerkisten natürlicherweise fehlschlügen. Bis zum Jahre 1860 brannte man dann Briquettes von Kohlenklein und im Jahre 1860 unternahm Belpaire seine ersten Versuche mit Staubkohlen auf Rosten mit schmalen Stäben und engen Spalten — zu deren Durchführung es nicht nur der ganzen Intelligenz und Ueberzeugungstreue, sondern auch der ganzen Energie und Zähigkeit eines Mannes wie Belpaire bedurfte. Mancherlei Umstände, auf welche einzugehen hier zu weit führen würde, haben zu der Meinung Anlass gegeben, dass es sich hier um eine Copie der Behne'schen Idee und Ausführung handele. Nun, die Kenner sind über die Meinung, dass das Behne'sche System in Belgien von Belpaire nachgeahmt sei, längst zur Tagesordnung übergegangen. Wenn Behne wirklich die Idee hatte, Staubkohlen zur Locomotivfeuerung zu verwenden — was höchst unwahrscheinlich ist, indem seine Construction zu einer Zeit entstand, wo man noch kaum den Wunsch, vielweniger die Möglichkeit kannte, reine Stückkohlen auf den Locomotivrosten zu verarbeiten — so würde ein Blick auf seine Construction hinreichen, um zu erkennen, dass dieselbe zur Verarbeitung von Staubkohlen schon für die damaligen, wie viel mehr für die heutigen Anforderungen des Eisenbahnbetriebes vollkommen unbrauchbar ist, während die Belpaire'sche Construction dieses Problem bis zur Erschöpfung gelöst hat. Wir werden in einem der nächsten Hefte Gelegenheit haben, auf Grund der Besprechung einer augenblicklich in der Ausführung begriffenen Locomotive zu beweisen, dass, während die Stückkohlenfeuerung in den heutigen Locomotiven bereits an der Grenze ihrer Leistungsfähigkeit steht, die Belpaire'sche Staubkohlenfeuerung im Stande ist, Ansprüchen zu genügen, welche heute vielleicht noch in das Gebiet des Fabelhaften verwiesen werden. Die gesteigerte Dampfproduction ist lediglich eine Frage des gesteigerten Brennstoffverbrauches. Es gibt aber augenblicklich ausser der Belpaire'schen Rostanlage keine, welche unter Beibehaltung der gebräuchlichsten bewährtesten Gesamtdispositionen der Locomotive einen auch nur um die Hälfte grösseren, geschweige denn doppelten Brennstoffconsum pro Zeiteinheit ermöglicht. Die Nothwendigkeit, unter Beibehaltung der Constructionsverhältnisse der Locomotiven eine namhaft erhöhte andauernde Dampfproduction zu erzielen, wird sich aber sofort herausstellen, wenn man erst die Möglichkeit dazu erkannt hat, denn die Leistungsfähigkeit der heutigen Kessel steht in einem sehr schlechten Verhältnisse zu den Dimensionen der übrigen Constructions-elemente und zum Gewichte der Locomotiven. Grössere Fahrgeschwindigkeiten als z. B. 80—90 Kilom. pro Stunde für Schnellzüge hält man für unzulässig. Gegen die Innehaltung derselben Fahrgeschwindigkeit auf Rampen liegen aber durchaus keine Sicherheitsbedenken vor. Eine Schranke setzt hier lediglich die Dampfbildungsfähigkeit des Kessels, d. h. die Unmöglichkeit, den Kohlenverbrauch pro Zeiteinheit angemessen zu erhöhen. Die Vortheile kleiner Füllungen darf man hier nicht in Betracht ziehen, denn diese verschwinden geradezu vor dem Vortheile, die durchschnittliche Geschwindigkeit z. B. der Expresszüge um 20 Kilom. höher stellen zu können, ohne die Maximalgeschwindigkeit vergrössern zu müssen. Nun besitzen allerdings die vorhandenen Belpaire-Kessel durchaus

keine besseren Eigenschaften in dieser Hinsicht. Ihre Maximalleistung ist gleich derjenigen gediegener Kessel für gute Stückkohlenfeuerung.

Wir haben zwar an einer anderen Stelle nachgewiesen, dass die dauernde Innehaltung dieser Maximalleistung bei dem Belpaire'schen Staubkohlenroste mehr gesichert ist als bei den besten Stückkohlenrosten. Dies thut jedoch nicht viel zur Sache. Wesentlich ist, dass nur diese Feuerung eine solche Umgestaltung erfahren kann, welche die Erfüllung der oben angedeuteten Ansprüche ermöglicht. Doch soviel nur beiläufig. Wir haben seiner Zeit in diesen Blättern (Heft 5, 1879) den Nachweis geführt, dass durch die Belpaire'sche Feuerung neben der absoluten Sicherung der Dampfproduction unter den allerschwierigsten Verhältnissen, den belgischen Staatsbahnen seit 1860 eine directe Ersparniss von mindestens 10 Millionen Mark geworden ist, gegenüber den successiven Verwendungen von rohen Stückkohlen und Förderkohlen auf allen anderen Bahnen. Dieser directen Ersparniss stehen weder complicirte Apparate und Unbequemlichkeiten des Dienstes gegenüber, noch nennenswerthe Mehrausgaben für die Neubeschaffung oder Unterhaltung des Materials. Man spricht oft von den theuren Kupferkisten für die Staubkohlenfeuerung. Die Belpaire'schen 2,7^m langen Roste erfordern Kupferkisten von rund 10^{□m} Wand- und Deckenfläche. Die beliebtesten deutschen Stückkohlenroste finden sich in Feuerkästen, welche ca. 8^{□m} Kupferblech enthalten. Durch diese Differenz dürfte den belgischen Staatsbahnen in demselben Zeitraume, in welchem sie die oben erwähnten grossartigen Ersparnisse gemacht haben, die Mehrausgabe von allerhöchstens 500000 Mark für längere Kupferkisten erwachsen sein. Die wie gesagt 2,7^m langen Kupferkisten der belgischen Maschinen haben nur höchst selten Kantenrisse aufzuweisen und auch die wenigen Fälle solcher Schadhaftheiten kann man, wenn man von der Güte des Kupfers und der Krämpungsarbeit überzeugt ist, ganz ruhig der Ungeschicklichkeit eines Maschinisten zuschreiben. Auf die nähere Begründung dieser Behauptung können wir hier nicht eingehen. In unserer oben erwähnten Arbeit, welche ihre wörtliche Reproduction in den angesehensten ausländischen Fachjournalen erfahren hat, ist die Frage erschöpfend behandelt.

Ein Wort über die Detailconstruction des Rostes mag hier seine Stelle finden. Der Rost ist bereits vor 20 Jahren genau so gewesen, wie er heute ist. Die Roststäbe von 7 und 8^{mm} oberer Breite sind Walzeisenabschnitte, deren ganze Bearbeitung in dem Abschneiden auf die genaue Länge besteht. Je 10 solcher Abschnitte werden zu einem Packet verbunden, indem man kleine dreieckige mit einem Loche versehene gusseiserne Legestücke zwischen je 2 Stäbe bringt und durch diese und die Roststäbe einen Nietbolzen hindurchzieht. Jedes Packet ist durch drei solcher Bolzen verbunden, je einer nahe an den Extremitäten und einer in der Mitte des Packetes. Man hat zwei Sorten solcher Roststabbuckete. Die eine enthält in einem Packete von 11,6^{cm} Breite und 57^{cm} Länge 10 Stäbe von 8^{mm} oberer Breite und 4^{mm} Spaltenbreite. Die anderen 32,6^{cm} langen für die Rostklappe bestimmten Packete haben je ein Auge zur Befestigung auf dem Rahmen der Rostklappe vermittelt eines einzigen Bolzens. Die Packete werden fertig geliefert.

Auf die Zusammenstellung derselben, resp. die Auflagerung auf den Rostträgern, deren genaue Lage durch Caliber festgestellt ist, werden wir noch zurückkommen. Genau dieselbe wie gesagt seit 1860 bestehende sehr einfache und zweckmässige und darum nachahmungswerthe Rostconstruction ist in neuester Zeit auch wirklich vielfach in Eisenbahnwerkstätten und Maschinenfabriken nachgebildet worden — merkwürdigerweise aber als etwas ganz neues.

Da die Kohlschicht bei der Belpaire'schen Feuerung nur niedrig sein darf, so kann der Rost in den mit dieser Feuerung ausgestatteten Maschinen bedeutend höher gelegt werden, als in anderen Locomotiven. Hierdurch ist es aber möglich, an jeder beliebigen Stelle unter der Feuerkiste eine Achse zu placiren. Für die Locomotiven der belgischen Staatsbahnen geschieht denn auch die Disposition der Achsen und die Bestimmung der Radstände ohne Rücksicht auf die Feuerkiste, wodurch diese Locomotiven sich vor den Locomotiven sehr vieler Bahnen sehr vorthellhaft auszeichnen. Die Radstände sind durchweg sehr gross: 4,63^m für die dreiachsige zweifach gekuppelte Expressmaschine, 4^m für sämtliche Dreikuppler (Personen- und Güterzug-Locomotiven) und 4,5^m für die vierfach gekuppelte vierachsige Rampenmaschine. Die Achsen dieser Maschinen sind sämtlich unverschiebbar. Hinzu kommen noch die dreiachsigen Rangirmaschinen (Dreikuppler mit 3,1^m Radstand) und in neuerer Zeit fünfachsige Dreikuppler mit 8,4^m Gesamttrastand (2 verschiebbare Endachsen) und vorläufig ein Zweikuppler mit 4 Achsen und 6,83^m Gesamttrastand (eine verschiebbare Hinterachse). In beiden Fällen sind die verschiebbaren Achsen Laufachsen. Endlich ist noch eine ganz neue ungekuppelte Tendermaschine für leichte Personenzüge anzuführen, deren Triebachse, als Mittelachse disponirt, verschiebbar ist.

Nach dieser kurzen Abschweifung kommen wir wieder auf den Kessel zurück. Die Cylinderkessel sind kurz und von nicht sehr grossem Durchmesser. Die Rohrlängen betragen 3,1^m für die Expressmaschinen, 3,5^m für die Dreikuppler und 4^m für die Rampenmaschinen. Die Rohrzahl ist sehr gross, sie variirt zwischen 208 und 251 — ersteres für Zweikuppler, letzteres für die Rampenmaschinen. Die Siederöhren haben 45^{mm} äusseren Durchmesser und 2,5^{mm} Wandstärke. Bis jetzt werden noch ausschliesslich Messingröhren angewendet. Man wird aber wahrscheinlich zu eisernen Röhren übergehen, für welche, was zu bemerken wir nicht unterlassen wollen, das von Lentz in Düsseldorf (Locomotivfabrik Hohenzollern) empfohlene Einziehungsverfahren beobachtet werden soll. Dies Verfahren, an sich allerdings nicht neu, scheint uns für eiserne Röhren unerlässlich zu sein. Die eisernen Röhren werden aus Deutschland und Belgien bezogen. Die eisernen Brandringe fallen mit der Einführung der eisernen Siederöhren gänzlich fort, nachdem dieselben in der Rauchkammerrohrwand auch für Messingröhren schon seit langer Zeit nicht mehr angewendet wurden. Aus Erfahrung halten wir dafür, dass auch die Messingröhren dieses Uebel überhaupt nicht nöthig haben.

Die Bleche des Langkessels und der äusseren Feuerkiste sind stets aus Eisen. Als Blechverbindung wurde bisher immer die Unterblattung gewählt, mit einfacher Nietreihe für die ver-

tikalen, doppelter für die horizontalen Nähte. Die Niete aus Feinkorneisen von 19^{mm} Durchmesser sind in den einfachen Nähten 45^{mm} von einander entfernt. In den Doppelnähten beträgt der Abstand der beiden Nietreihen von einander 30^{mm} und der Nietbolzen derselben Reihe 72^{mm}. Die Bleche sind nach einem solchen Durchmesser zu lochen, dass nach der Verschraubung derselben die ausgeriebenen Löcher nur einen um einen halben Millimeter grösseren Durchmesser haben als der kalte Nietbolzen.

Neuerdings ist man gesonnen, für beide Nähte Laschen-nietung einzuführen und zwar für die Horizontalnähte Doppel-laschen mit Doppelnähten und einseitige Laschen mit einfacher Nietreihe für die Kreisnähte. Die Gründe für diesen lobenswerthen Entschluss zu erörtern, würde hier zu weit führen.

Die Bleche haben augenblicklich 11^{mm} für 8 Atmosphären Arbeitsdruck des Kessels. Die Kupferbüchse hat 12^{mm} und in der Rohrwand 25^{mm} resp. 15^{mm} Stärke. Die Seitenwände sind bis in einer Höhe von 45^{cm} über der Unterkante des Feuerkastens oder etwa 25^{cm} über dem Rostniveau 15^{mm} stark — eine für den Fabrikanten sehr unbequeme, heute überflüssige Anordnung, welche selbstverständlich lediglich bezweckt, die Büchse möglichst lange Zeit ohne Reparatur belassen zu können. Es haben sich Fabrikanten erboten, zu demselben Preise lieber die ganze Wand in der grösseren Stärke zu liefern als dieselbe Kupferplatte in zwei Dicken herzustellen. Ueberflüssig ist jene Anordnung wegen der Leichtigkeit des Ersatzes der durchgebrannten Blechtheile. In den Werkstätten der belgischen Staatsbahnen werden die grössten, überhaupt fast alle Reparaturen der Feuerbüchse ausgeführt, ohne diese heraus zu nehmen. Der Ersatz der oben erwähnten durchgebrannten Stellen beispielsweise geschieht wie folgt. Man kehrt den Kessel um, schneidet die Stehbolzen ab, welche in dem zu erneuernden Theile sitzen, schneidet das Blech auf der ganzen Länge der Büchse und in der Breite von 0,45^m an der Feuerthür und 0,56^m an der Rohrwand ab und ajustirt auf dem neuentstandenen Rande der Seitenwände, sowie auf den Thürwand- und Rohrwandbördeln den aufzusetzenden Streifen neuen Bleches. Letzterer befindet sich auf der dem Feuerraume zugekehrten Seite des alten Büchsenbleches. Beide Bleche werden nunmehr durch eiserne Bolzen mit einander verbunden, welche 22^{mm} stark und 50^{mm} von einander entfernt sind. Diese Bolzen sitzen mit dem einen Ende in eisernen Muttern, welche auf der Rückseite des alten Bleches, d. h. auf der der äusseren Kiste zugekehrten Seite sitzen und zur Verhinderung des Drehens quadratisch sind und so gross, dass eine sich an die andere lehnt. Das dem Feuerraume zugekehrte Ende der Bolzen bildet einen zur Hälfte in dem aufgesetzten neuen Bleche sorgfältig versenkten verstemmbaren Kopf. Diese höchst bemerkenswerthe Reparatur ist einfach, billig und durchaus zuverlässig.

Die horizontalen kupfernen Stehbolzen sind 22^{mm} stark. Die im Feuerraume befindlichen Enden derselben werden nur mit dem Handhammer platt geschlagen bis auf 4^{mm} Dicke. Die bekanntlich flachen an den Kanten nur wenig abgerundeten Feuerkastendecken sind durch eiserne Stehbolzen gegen einander versteift, welche mit Gewinde in beiden Decken sitzen. Zwischen den Bolzenköpfen und der äusseren eisernen Kisten-

wand liegen dünne Kupferscheiben behufs Erzielung einer sorgfältigen Dichtung. Die im Feuerraume liegenden Muttern sind von Eisen. Vor dem Aufbringen derselben wird das Kupferblech ringsum das Gewinde sorgfältig verstemmt. Man hat allen Grund mit dieser Construction zufrieden zu sein.

Die zwischen je vier Stehbolzen sowohl der horizontalen als der vertikalen Wände liegende Fläche beträgt in der Regel 1 m^2 , niemals aber mehr. Der Fussrahmen des Feuerkastens bildet ein einziges Schmiedestück mit dem Feuerthürrahmen, da die Rostfläche im Niveau der Feuerthürsohle liegt und unter der Feuerthür kein Wasserraum vorhanden ist. Eine Ausnahme machen die Feuerbüchsen der Rampenmaschinen, welche überhaupt in mancher Weise von der gewöhnlichen Construction abweichen. Die Ecken des Fussrahmens sind nach einem äusseren Radius von 90 mm abgerundet. Die doppelt angeordneten Niete sind hier auf den Ecken durch Schrauben ersetzt, welche die äussere Kistenwand gegen den Fussrahmen pressen und in diesen bis etwas über die Hälfte eindringen.

Die Rauchkammern der belgischen Locomotiven sind wie folgt construirt. Um den vorderen Kesselschuss ist ein geschweisster Ring von 290 mm Breite und 12 mm Wandstärke gelegt und durch eine doppelte Nietnaht mit demselben verbunden. Gewöhnlich hat dieser Ring, welcher um etwa 200 mm in der Verlängerung des Kessels über den betreffenden Schuss hinausragt, auf der Seite der Rauchkammer einen etwas grösseren Durchmesser als auf der Seite des Langkessels. In diesen erweiterten Theil des Ringes wird die kreisförmige ringsum gebördelte 20 mm in der Platte und im Bördel messende Rauchkammerrohrwand gebracht und zwar so, dass der Rand des 85 mm hohen Bördels noch um 60 mm von dem vorderen Rande des äusseren Ringes entfernt bleibt. Dieser 60 mm breite Rand dient zur Aufnahme des 8 mm starken oberen Rauchkammermantelbleches. Der untere Theil der Rauchkammer ist flach. Die Rückwand ist hier durch ein 12 mm starkes Sattelblech und die Seitenwände durch sehr starke Platten gebildet. Letzteres, weil dieser Theil zur Verstrebung der Locomotivrahmen und zur theilweisen Befestigung der Cylinder dient, welche letztere eigentlich den Boden der Rauchkammer bilden und durch ein Messingblech gegen Condensationswasser geschützt sind. (S. Fig. 8 und 9 Taf. XVI.) Die Rauchkammer der Rampenmaschinen ist etwas anders gebildet, da diese Maschinen Aussencylinder haben. Die Vorderwand mit 8 mm Blechstärke ist durch ein Winkeleisen von 55 mm Schenkellänge an den Mantel genietet. Die Thür ist zweiflügelig mit gemeinschaftlichem Verschlusse für beide Flügel. Die sehr weiten nach oben hin leicht erweiterten Schornsteine haben 5 mm Blechstärke und im Sockel 7 mm .

Die Dome sind vermittelt eines Sockels auf dem Kessel befestigt, dessen unterer mit dem Langkessel zu vernietender Flansch durch Umbördelung des Sockelcylinders gebildet ist, während zur Herstellung des oberen Flansches ein Winkelring mit dem Sockelcylinder verschweisst wird. Der Dom besteht aus einem einzigen Stücke — Flansch, Cylinder und halbkugelförmige Haube bilden ein Ganzes, indem diese drei Bestandtheile mit einander verschweisst sind. Mit dem Sockel wird derselbe durch Schraubenbolzen verbunden, welche 19 mm

Durchmesser haben und in Abständen von 60 mm angeordnet sind. Beide Theile sind sorgfältig aufeinander geschliffen.

In Belgien fabriciren Seraing (Cockerill) und Couillet selbst die Kesselbleche für die von ihnen gebauten Locomotiven. Die sehr rigorosen Vorschriften des belgischen Bedingnisshettes für die Kesselbleche, sowie für alle in die Construction der Locomotive eintretenden Theile sind nicht blosse Formalitäten. Die Prüfung, provisorische und definitive Uebernahme sämmtlicher für die belgischen Staatsbahnen zu liefernden Materialien wird durch eine ständige Abnahme-Commission (Commission de réception) vollzogen, welche ihren Sitz in Mecheln hat, woselbst sich die Centralwerkstätten der Staatsbahnen befinden. Diese Commission, deren ständiger Präsident ein ausschliesslich mit der Wahrnehmung des Uebernahmegeschäftes betrauter Oberingenieur und Abtheilungsdirector ist, zählt zu ständigen Mitgliedern den Director und den Oberingenieur der Centralwerkstätten und eine grosse Anzahl höherer Betriebsbeamte und Ingenieure. Der Commission stehen die ausgezeichnetsten Apparate und Hilfsmaschinen jeder erdenklichen Art zur Seite. Es sei hier nur beispielsweise der Kirkaldy'sche Versuchsapparat erwähnt, welcher seit einiger Zeit in Gebrauch genommen ist und dessen Vorhandensein besser als jede Beschreibung die complete Ausstattung der Mechelner Centralwerkstätten mit Versuchsmaschinen kennzeichnet. Für die Oberbaumaterialien besteht eine besondere Uebernahme-Commission.

Die Bedingnisshette der belgischen Staatsbahnen lassen an Strenge und allerdings auch an Klarheit und Bestimmtheit nichts zu wünschen übrig und lasten ziemlich schwer auf den Industriellen. Ob diese Strenge nothwendig ist, das ist eine Frage, welche nicht hierher gehört. Man muss nur anerkennen, dass die Mehrzahl der belgischen Locomotivfabriken eine höchst ehrenvolle Geschichte hinter sich hat und auch ohne Bedingnisshette gediegen und zuverlässig arbeitet. Das ist auch ganz natürlich, da dieser wie so mancher andere Zweig der Grossindustrie Belgiens mehr als irgend eines anderen Landes mit dem Rufe seiner Erzeugnisse blüht und verdirbt. Die belgische Grossindustrie hat sich sehr weite Absatzgebiete zu verschaffen, und was mehr ist, zu erhalten gewusst und hat den Ruf ihrer Arbeit überall hoch gehalten. Das strenge Bedingnisshette und dessen Handhabung dürfte hier also wohl mehr den Werth einer Formalität von allgemeiner Nützlichkeit haben.

Wir wenden uns nach diesen Allgemeinheiten zu der Besprechung einiger Haupttypen des Locomotivparkes der belgischen Staatsbahnen, welche auf der Eingangs dieses Artikels erwähnten Ausstellung figurirten.

Die von der Compagnie Belge pour la construction de matériel de chemins de fer (Directeur Charles Evrard) ausgestellte Tendermaschine ist zwar noch nicht als Type zu bezeichnen. Es muss auch sehr dahin gestellt bleiben, ob die Maschine geeignet ist, in die Reihe der Locomotivtypen irgend einer Eisenbahn einzutreten, da es wohl nur sehr wenige Linien giebt, auf welchen eine gekuppelte Tendermaschine mit 2 m hohen Rädern Berechtigung hat zu existiren. Indessen wollen wir uns über die Grenzen, innerhalb welcher die Maschine zweckmässig ist, hier nicht verbreiten. Für gewisse, aber wie

gesagt sehr selten vorkommende Linien und Betriebsverhältnisse ist sie jedenfalls zweckmässig. Es will uns scheinen, als ob man überhaupt anfangs, den Werth und die Nothwendigkeit der Tendermaschinen zu übertreiben.

Die Locomotive ist der Hauptsache nach in den Fig. 1 bis 10 Taf. XVI dargestellt. Wir haben es einfach mit der Umgestaltung der seit einer langen Reihe von Jahren erprobten und bereits 1867 zu Paris ausgestellten und daselbst prämierten Normalexpressmaschine für Flachlandstrecken der belgischen Staatsbahnen zu thun. Diese letztere Maschine hat eine Laufachse als Vorderachse und zwei Kuppelachsen. Die Laufräder haben 1,2^m, die Kuppelräder 2^m Durchmesser. Diese Maschine ist in eine Tendermaschine umgewandelt worden unter Hinzufügung einer zweiten unter dem Führerstande placirten Laufachse mit ebenfalls 1,2^m Raddurchmesser. Diese neue Achse ist radial verschiebbar, wovon später die Rede sein wird. Die Hauptdimensionen der Maschine haben wir bereits in der Tabelle S. 278, Jahrg. 1879 des »Organs« mitgetheilt. Der Vollständigkeit halber führen wir einige Daten hier nochmals mit auf.

Cylinderdurchmesser	0,43 ^m
Kolbenhub	0,56 ^m
Arbeitsdruck des Kessels	8 Atm.
Directe Heizfläche	10,64 □ ^m
Indirecte «	79,9042 □ ^m
Totale «	90,5442 □ ^m
Anzahl der Siederöhren	208
Länge « «	3,1 ^m
Wandstärke « «	0,04 ^m
Innerer Durchm. der Siederöhren	0,0025 ^m
Belastung der Vorderachse	10900 Kg.
« « Triebachse	13850 «
« « Kuppelachse	14050 «
« « Hinterachse	7000 «
Totalgewicht im dienstfähigen Zustande	45800 Kg.
Leergewicht	37320 «

Die Kesselachse liegt 2,178^m über Schienenoberkante. Bei der Expressmaschine, aus welcher diese Tendermaschine hervorgegangen ist, liegt die Kesselachse 2,165^m über Schienenoberkante. Die totale Länge der Maschine zwischen den Buffern ist 11,109^m. Die Maschine hat zwei Aussen- und zwei Innenrahmen. Die Laufachsen und die Kuppelachse sind in den Aussenrahmen gelagert. Die Triebachse ist in beiden Rahmen und zwar sowohl aussen als innen unmittelbar neben den Radnaben gelagert. Die Innenrahmen erstrecken sich von der Vorderfläche der Cylinder bis zu dem Sattelbleche der Feuerkiste, an welchem sie in einer Weise befestigt sind, dass durch diese Rahmen die Ausdehnung des Kessels nicht gehindert wird. Die Verbindung dieser Rahmen mit den Cylindern und den Aussenrahmen ist aus den Fig. 7 und 10, Taf. XVI zu erkennen. Die innen liegenden Cylinder haben einen gemeinschaftlichen Schieberkasten. Jeder Cylinder ist mit der Hälfte des Schieberkastens zusammengeworfen, wie Fig. 9 zeigt. Wie die Fig. 7 und 8 zeigen, wird jedes Querhaupt in 4 Gleitlinealen geführt, welche einerseits in gewöhnlicher Weise an den Cylindern, andererseits an einem Hängeblech befestigt sind,

welches mit dem Langkessel vernietet ist. Dies Blech ist lang genug, um durch schwache Biegungen den hier noch nicht beträchtlichen Dilatationen des Kessels gerecht werden zu können. Es dient gleichzeitig zur Befestigung des Steuerungsmechanismus, welcher in Fig. 8 dargestellt ist. Die Feuerkiste ist durch Flügelbleche mit den Aussenrahmen fest verbunden. Diese Bleche sollen ebenfalls durch ihre Biegung den Kesselausdehnungen Folge geben. Sie werden mit Spannung nach der einen Seite derart eingebracht, dass sie ihre Spannung verloren haben, wenn der Kessel etwa $\frac{3}{4}$ seiner gewöhnlichen Ausdehnung vollführt hat. Man fängt jedoch an, diese durch das Bedingnisheft noch vorgeschriebenen Flügelbleche in den Ateliers der Staatsbahn durch Consolen zu ersetzen, welche mit dem Feuerkasten vernietet sind und auf dem Rahmen gleiten. Bei sorgfältiger Durchführung des Details ist das auch wohl besser. Zwischen den beiden mit einander verkuppelten Achsen sind statt der sonst üblichen Balanciers Winkelhebel mit Zugstange angeordnet (s. Fig. 1), wie dies bei der belgischen Staatsbahn bisher Gebrauch war. Diese Anordnung hat weder Vorzüge noch Nachteile gegenüber den Balanciers, von Wichtigkeit ist einzig die Lagerung des Balanciers resp. der Winkelkebel und ist man mit derselben weder hier noch sonst wo zu einer wirklich befriedigenden Anordnung gelangt.

Wir haben also hier eine gekuppelte Locomotive, deren Vorderachse und Hinterachse Laufachsen sind. Da der Radstand glücklicherweise ziemlich gross ist, nämlich $2,31 + 2,2 + 2,31 = 6,82^m$, so ist die eine der beiden Endachsen verschiebbar angeordnet. Diese Construction hat bei den belgischen Staatsbahnen in sehr beträchtlichem Maasse Eingang gefunden. Die bereits seit sehr langer Zeit erprobten ausgezeichneten Personenzugmaschinen mit drei gekuppelten Achsen und 1,7^m Radhöhe und ohne Laufachse hat man in Tendermaschinen verwandelt indem man vorn und hinten je eine verstellbare Achse im Abstände von 2,2^m von der zunächstliegenden Endachse angeordnet hat. Die Zeichnung und Beschreibung dieser Locomotive findet sich S. 96 u. f. des Jahrgangs 1880 dieser Zeitschrift. Der Verfasser des besteffenden Artikels, Herr Schaltenbrand lobt diese Type. Sein Lob stützt sich jedoch nicht auf Erfahrungen. Der Umstand, dass bereits eine sehr grosse Zahl dieser Locomotiven auf den Linien der belgischen Staatsbahnen im Dienste stehen und mit der Anschaffung derselben immer noch fortgefahren wird, ist kein Beweis für die Vorzüglichkeit der Type. Denn wäre dies ein Beweis, so gäbe es nur ausgezeichnete Locomotiven. Nach unserer persönlichen Ansicht, mit welcher wir übrigens keineswegs vereinzelt dastehen, ist die in Rede stehende Type nicht empfehlenswerth. Die Locomotive wiegt dienstfähig, die Wasser- und Kohlenkästen gefüllt, 58 Tonnen. Die Maschine, durch deren Umgestaltung sie entstanden ist, und welche seither an ihrer Stelle denselben Dienst versehen hat, wiegt dienstfähig 34 Tonnen. Das Gewicht des beladenen Tenders beträgt 26 Tonnen. Es ist also ein Gewichtsunterschied von nur 2 Tonnen vorhanden. Da nun das bei der Tendermaschine hinzugekommene Gewicht nicht zur Vergrößerung der Adhäsion benutzt werden kann, was auch gar nicht nöthig ist, so dürfte schliesslich der einzige Vortheil der in Rede stehenden Tendermaschine darin bestehen,

dass die Maschine nicht gedreht zu werden braucht. Diesen Vortheile, welcher wirklich nicht so gross ist, als dass man ihm bedeutende Opfer bringen dürfte, stehen aber mancherlei Mängel der neuen Maschine gegenüber.

Jede Tendermaschine verursacht dem Maschinenpersonale viele Unbequemlichkeiten. Obschon diese Thatsache wahrlich eine grössere Berücksichtigung verdient, als ihr im Allgemeinen zu Theil wird, so wollen wir dieselbe hier doch ausser Acht lassen. Die Hauptübelstände der Maschine liegen in der im Verhältnisse zu dem festen Radstande sehr grossen Länge des Locomotivkörpers im Verein mit dem Vorhandensein einer verstellbaren Achse auf beiden Enden und in der Construction der Achsbüchsen dieser verstellbaren Endachsen.

Die Maschine misst zwischen den Buffern 11,94^m, eine Länge, welche kaum jemals durch eine Locomotive ohne Truckgestelle erreicht worden ist. Der feste Radstand, d. h. derjenige der drei Kuppelachsen beträgt 4^m. Ueber diesen festen Radstand hinaus ragt der Locomotivkörper vorn in einer Länge von 3,15^m, hinten in einer Länge von 3,8^m. In diesen über den verhältnissmässig kurzen festen Radstand hinausragenden bedeutenden Längen sind sehr schwere Massen concentrirt und zwar befinden sich die eigentlichen Lastcentren ganz auf den Enden. Die verstellbaren Achsen, welche die Enden der Locomotive unterstützen, sichern aber die Unterstützung eigentlich nur in verticaler Richtung. Dagegen werden beim schnellen Durchfahren scharfer Curven, wie z. B. Weichencurven, wobei also eine ziemlich plötzliche Aenderung der Bewegungsrichtung des Rahmens erfolgt, die grossen von der Basis des festen Radstandes weit entfernt liegenden Massen dem Locomotivkörper einen Schwung in horizontaler Richtung ertheilen, welcher leicht direct gefährlich werden kann, jedenfalls aber einen bedeutenden Seitendruck der vorderen und hinteren Kuppelräder gegen die Schienen erzeugt. Dieser Vorgang wird dadurch noch verschlimmert, dass die jeweilig vorderen Kuppelräder von 1,7^m Durchmesser in Wirklichkeit die Leiträder der Locomotive bilden, indem die vorderen verstellbaren Räder in der vorliegenden Anordnung in der That nur wenig dazu beitragen, den Rahmen in die neue Bahnrichtung zu bringen. Aus diesen Gründen, welche von sehr grosser Wichtigkeit sind, halten wir die in Rede stehende Locomotivtype nicht für empfehlenswerth. Wir wollen hier nicht unterlassen zu bemerken, dass seit der verhältnissmässig kurzen Zeit der Indienststellung der Locomotiven dieser Gattung bereits mehrere derselben entgleist sind. Diese Entgleisungen sollen hier zwar nicht besprochen werden. Es kommen ja im Eisenbahnbetriebe nur selten Unfälle vor, welchen nur eine einzige mit absoluter Sicherheit zu kennzeichnende Ursache zu Grunde läge. Es ist fast immer, namentlich bei Entgleisungen ein trauriges Zusammenwirken verschiedenartiger Zufälle gewesen, welches den Unfall herbeigeführt hat. Dessenungeachtet müssen wir doch sagen, dass die oben angedeuteten Entgleisungen unsere Ansicht über diese Maschine nicht zu ändern, sondern im Gegentheile nur zu befestigen vermocht haben.

Etwas ganz anderes ist es mit der zweifach gekuppelten 4achsigen Tenderlocomotive, welche oben bereits allgemein besprochen wurde. Wenn man eben eine Tenderlocomotive für

hohe Fahrgeschwindigkeit und grosse Leistungsfähigkeit auf Flach- oder Hügellandbahnen mit scharfen Curven für zweckmässig hält, was wohl, da sehr selten nothwendig, mehr oder weniger eine Geschmackssache ist, so muss die vorliegende Umgestaltung der belgischen Normal-Expressmaschinen für flaches Terrain als nicht übel bezeichnet werden. Man hat vorne und hinten eine Laufachse, der Gesamttrabstand beträgt 6,23^m, wovon aber 4,63^m fester Radstand sind. Von einem aussergewöhnlichen Pivotiren des Gestelles mit dem Kessel um irgend eine Verticalachse kann hier nicht die Rede sein, da erstens überhaupt nur eine verschiebbare Endachse vorhanden ist, welche beiläufig gesagt um 0,2^m weniger weit vorgeschoben und um nahezu 3 Tonnen weniger belastet ist, als die entsprechende Achse der vorhin erwähnten fünfachsigigen Maschine. Hauptsächlich ist aber eine Gefahr beim schnellen Passiren scharfer Curven in der Construction dieser Maschine deshalb nicht begründet, weil die Vertheilung der Achsen eine solche ist, dass der Locomotivkörper, ohne einen nennenswerthen schädlichen Seitendruck auszuüben, jeder Richtungsänderung der gemeinsamen Radebenen sofort folgt. Hier sind in den Enden des Locomotivkörpers keine freien Schwunggewichte vorhanden, welche bei so zu sagen plötzlicher Aenderung der Fahrtrichtung einen solchen Seitendruck auf die Federn der äusseren festen Achsen hervorbringen könnten, welche eine Entgleisung dieser Achsen oder der verschiebbaren Vorderachse befürchten liesse. Wir wiederholen also, dass, wenn man eine Tenderlocomotive von der vorliegenden Kategorie für wünschenswerth hält, worüber sich rechten lässt, die Ausstattung dieser durchaus erprobten vorzüglichen Expressmaschine mit einer verschiebbaren Hinterachse eine ganz gute Idee ist. Es bliebe uns somit nur noch der Apparat zu besprechen, mittelst dessen die vierte Achse verschiebbar gemacht ist.

Die radial verstellbare Achsbüchse dürfte zur Genüge bekannt sein. Detaillirte Zeichnungen derselben finden sich in dem bereits erwähnten Artikel von Schaltenbrand im Jahrgang 1880 dieser Zeitschrift. Der Achsschenkel von 391^{mm} Länge und 152^{mm} Durchmesser trägt in der Mitte seiner Länge eine als Anlauf dienende Verstärkung von 190^{mm} Durchmesser und 51^{mm} Breite. Dieser colossale Achsschenkel wird von einer gusseisernen sehr kräftig construirten Achsbüchse umschlossen, welche den gewöhnlichen geschmiedeten Triebachsbüchsen ähnlich construiert ist, von oben auf den Achsschenkel gestülpt und durch eine leichtere untere Büchse geschlossen wird. Die Vereinigung beider geschieht durch 2 horizontale, durch beide Büchsen gesteckte Bolzen. Die Gleitbacken befinden sich selbstverständlich an der oberen Büchse. Der Stirnfläche des Achsschenkels gegenüber ist die Büchse durch eine für Ober- und Untertheil gemeinschaftliche Bronzeplatte geschlossen. Da nun die Gleitbacken und Achsbüchsführungen nach einem Radius von 2,6^m ajustirt sind und der Achse ein Lateralspiel von 48^{mm} nach jeder Seite hin gestatten, so ist das nicht abgefederte Gewicht dieses Achsensatzes natürlicherweise sehr gross. Auf den Obertheil der Achsbüchse, welche sich mit einer Bronzeschale auf den Schenkel legt, ist eine 25^{mm} starke Schmiedeeisenplatte genau aufgepasst, deren Oberfläche sorgfältig planirt ist. Auf diese Platte stützt sich ein

kreisförmiger, an seiner Unterfläche ebenfalls sorgfältig planirter Bronzeschuh von 130^{mm} Durchmesser, auf welchen wiederum die senkrecht geradgeführte und gegen seitliche Verschiebungen durchaus gesicherte Federstütze drückt. Die Federstütze verändert also ihre Lage in Bezug auf den Locomotivrahmen beim Passiren der Curven nicht, sondern die Achsbüchse gleitet mit der Achse unter der Federstütze. Hieraus erhellt, dass die Mittellinie des Druckes der Federstütze nur beim Durchfahren der geraden Bahn durch das Zapfenmittel geht, während sie beim Passiren der Curven je nach der Schärfe der zu durchlaufenden Curven bis 20^{mm} seitlich fällt. Es ist dann eine Tendenz zum Umkippen der Achsbüchse vorhanden, in Folge deren zwischen den Gleitflächen der Achsbüchse und ihrer Führung eine starke Reibung stattfindet. Dies würde an sich nicht sehr schädlich sein, trägt aber zur Erschwerung des Hauptübelstandes dieser Construction bei.

Zwischen den Führungsflächen der Achsbüchse und der Achsgabel ist nicht das geringste Spiel vorhanden; beide Flächen berühren sich vielmehr in ihrer ganzen Ausdehnung. Diese Flächen sind aber concave resp. convexe Cylinderflächen, deren Erzeugende eine Verticale ist. Die Achsbüchse kann also unter keinen Umständen eine in Bezug auf die Erzeugende der Achsgabelführungsflächen geneigte Stellung einnehmen. Selbst wenn durch Abnutzung der Führungsflächen oder sonstige Umstände ein übrigens für die vorliegende Construction unzulässiges Spiel zwischen Achsbüchse und Achshalter entstände, so würde die hier in Betracht kommende Wirkung dieses Spieles vollständig aufgehoben werden durch die oben erklärte Tendenz der Büchse beim Passiren der Curve um die Achse des Schenkels zu kippen. Die Lagerung einer Achse eines Eisenbahnfahrzeuges muss aber als fehlerhaft bezeichnet werden, wenn sie nicht derart ist, dass die Achsbüchse gegen den Rahmen des Fahrzeuges resp. gegen die Achsgabel geneigte Stellungen einnehmen kann. Die grade Bahn enthält immer mancherlei Unebenheiten, welche bald in dem einen, bald in dem andern Schienenstrange sich vorfindend, bald das eine, bald das andere Rad derselben Achse zum Aufsteigen nöthigen. Dabei wird die Achse aus ihrer horizontalen Lage herausgedrückt und die Achsbüchsen müssen dieser Neigung der Achse folgen können, wofern die solide Lagerung der Achse intakt bleiben soll. Aber auch für das Passiren der Curven muss unbedingt gefordert werden, dass die Achsbüchsen sich gegen die Ebenen der Locomotivrahmen neigen können. Zwar neigt sich beim Passiren der Curven der Locomotivkörper mehr oder weniger zur Seite, je nach der Ueberhöhung des äussern Schienenstranges. Durch das Vorhandensein der Tragfedern auf beiden Seiten kann aber der Locomotivkörper seinem Bestreben, in die normale Ruhelage zurückzukehren, in beträchtlichem Maasse Folge geben. Beim Passiren der Curven werden die äusseren Federn stärker belastet als die inneren, folglich bleiben die Rahmenflächen nicht normal zur Richtungslinie der Locomotivachsen. Wir haben aber gezeigt, dass die Achsbüchsen sich nur parallel zu sich selbst verschieben können, im übrigen aber alle Bewegungen des Locomotivrahmens mitmachen, so namentlich sich auf die Seite neigen, wenn der Rahmen sich neigt und zwar in demselben Maasse wie dieser. Daraus folgt aber, dass bei momentanen

oder andauernden Ueberhöhungen der einen Schiene die Achsbüchse sich gegen den Schenkel neigt und das Lagerkissen, wenn es in der Büchse unwandelbar gelagert ist, sich von dem einen Ende des Schenkels abhebt und seinen ganzen Druck auf das andere Ende desselben ausübt. Die vorstehende Betrachtung lässt wohl keinen Zweifel an der Thatsächlichkeit dieses Vorganges aufkommen. Wir wollen trotzdem nicht unterlassen, als weiteren Beweis für dieselbe anzuführen, dass wir selten eine dieser Achsbüchsen kurz nach Beendigung einer Fahrt kalt vorgefunden haben und dass die Führer, welchen diese Maschinen anvertraut sind, über den auffallend starken Oelverbrauch dieser Achsbüchsen klagen.

Man hat sich gegen den hier gekennzeichneten grossen Uebelstand in anderen Fällen bekanntlich dadurch geholfen, dass man die obere Fläche der Lagerschale nach einer Cylinderfläche wölbte, deren Erzeugende horizontal und rechtwinkelig zur Richtung des Achsschenkels ist. Es bedarf aber wohl keines Beweises, dass man mit dieser Anordnung bei der in Rede stehenden Achsbüchse gar nichts erreicht. Eine calottenförmige Oberfläche der Lagerschale würde ebensowenig genügen. Die Achsbüchse scheint uns eben unverbesserlich und darum nicht empfehlenswerth zu sein.

Es bedarf übrigens auch eines beträchtlichen Schienendruckes gegen die Spurkränze der Räder um diese verstellbare Achse aus ihrer normalen Lage heraus und überhaupt aus irgend einer Lage in eine andere zu drängen.

Um allen diesen bedenklichen Uebelständen zu begegnen, hat Herr Generaldirector Belpaire für seine neuesten dreiachsigen Dampfwaggons, welche 12^m zwischen den Buffern messen und deren Radstand $2,16 + 6 = 8,16^m$ beträgt, die eine Endachse resp. deren Achsbüchsen mit den Tragfedern fest verbunden und die Federenden in je einem hinreichend langen kräftigen Kettengliede aufgehängt. Achsgabeln sind zwar vorhanden, dieselben dienen aber nur im Falle eines Federbruches, um die Achse seitlich zu halten. Wir haben diese Construction unter theilweisem Anlehn an eine ältere Idee in folgender Weise durchgeführt (s. Fig. 11—14 Taf. XVI).

Der Achsschenkel ist von gewöhnlicher Form und gewöhnlichen Dimensionen. Die Lagerschale aus Bronze ist oben flach und mit einem kurzen cylindrischen Verticalzapfen versehen. Der sehr dünnwandige gusseiserne Untertheil der Büchse ist durch 4 verticale Schraubenbolzen an dem kräftigen flachen Büchsendeckel befestigt, welcher mit dem Federbügel ein Schmiedestück bildet. Dieser Büchsendeckel ruht direct auf der Oberfläche der Lagerschale und überträgt also den Federdruck auf dieselbe. Der Seitendruck zwischen Lagerschale und Achsgabel, welcher übrigens nur dann auftritt, wenn die Achse gebremst ist, wird durch den Untertheil der Achsbüchse vermittelt. Die Lagerschale ist deshalb in diesem Untertheile ajustirt. Würde nun wegen der festen Verbindung der Achsbüchse mit der Feder und wegen des grossen Spieles zwischen ersterer und der Achsgabel die Achse in der Fahrtrichtung durch die Vermittelung der Feder mitgenommen werden müssen, so wäre man der Gefahr sehr häufiger Federbrüche ausgesetzt. Um dies zu vermeiden, haben wir die gerade und glatt auslaufenden Federenden in den bügelförmig und kissen-

artig ausgebildeten Extremitäten kräftiger geschmiedeter Stangen gelagert, deren andere Enden in Scharnieren befestigt sind, welche aus einem Stücke mit dem geschmiedeten Deckel der Achsbüchse bestehen. Diejenigen Enden der Stangen, in welchen die Federenden ruhen, sind vermittelst länglicher, kräftiger Kettenglieder an die consolenartigen Federstützen gehängt. Der Deckel der Achsbüchse ist mit zwei hakenförmigen Ausschnitten versehen, welche sich im Falle des Bruches eines der bedeutenderen Constructionsglieder an die Achsgabel lehnen und das Entgleisen der Achse verhindern.

Bekanntlich wurden ähnliche Stangen zur Verbindung der Achsbüchse mit den Federenden von Buchanan für Parallelfedern angewendet. Die Buchanan'sche Construction lässt aber hinsichtlich der Solidität viel zu wünschen übrig. Auch hat man sich erklärlicherweise mit den Parallelfedern für Eisenbahnfahrzeuge nicht befreundet können. Für Trapezfedern tritt unseres Wissens jene Construction hier in dem neuesten Belpaire'schen Dampfswagen zum erstenmale auf. Die Anordnung scheint uns jedoch auch für Trapezfedern solcher Achsen von Bedeutung zu sein, von denen keine besondere Verschiebbarkeit gefordert wird. Es ist klar, dass die Feder, in dieser Weise gelagert, eben nur als Feder und nur gegen normal auf sie einwirkende Druckkräfte zu widerstehen hat, während bei den gewöhnlichen Constructionen der Federaufhängung das geringste laterale oder longitudinale Spiel der Achsbüchse in ihren Haltern eine Torsion oder einen sonstigen Zwang der Feder verursacht, gegen welchen die Feder in Folge ihrer primitiven Construction nur sehr geringen Widerstand zu leisten vermag. Wir sind der Ansicht, dass durch die von uns angegebene Construction die Gefahr der Federbrüche bedeutend vermindert werden kann.

Dass durch die soeben erläuterte Lagerung der Achse das Fahrzeug mit beliebig grossem Radstande die schärfsten Curven passiren kann, sowie dass es bei dieser Achse durchaus keines seitlichen Schienenendruckes bedarf, um die verschobene Achse

nach dem Passiren der Curve in ihre normale Lage zurückzudrängen, bedarf keiner Erläuterung. Unsere Federaufhängung ist bereits an mehreren Dampfzügen in Belgien, Schweden u. a. angewendet worden. Trotz des sehr grossen Radstandes von 8,16^m bis 10^m passiren diese drei- und vierachsigen Wagen mit grosser Geschwindigkeit die schärfsten Curven anstandslos und ausserordentlich ruhig. Eine Erwärmung der Achsbüchse ist uns trotz der grössten Aufmerksamkeit gerade auf diesen Umstand nicht bekannt geworden. Der Gang in den Curven ist ganz ebenso ruhig, ob die Achse als Vorderachse oder als Hinterachse fungirt.

Von Wichtigkeit für diese Anordnung ist das Bremsen der Achse. Wir haben bei den in Rede stehenden Belpaire'schen Dampfzügen die Anordnung getroffen, dass jede der beiden Endachsen für sich gebremst wird. Diese beiden Achsen sind Laufachsen: die Triebachse liegt zwischen beiden und zwar um 2,16^m von der fest gelagerten Endachse entfernt. Der Maschinist bedient die eine dieser Bremsen, der Wagenwärter die andere. In der Regel wird zum Aufhalten des Wagens nur die eine Bremse benutzt. Der Bremsapparat der verstellbaren Achse muss natürlicherweise alle Bewegungen der Achse mitmachen können. Zu diesem Zwecke sind die Bremsklötze in sehr einfacher Weise an den Stangen aufgehängt, welche die Achsbüchse mit den Federenden verbinden. Die Construction geht aus der Fig. 11 Taf. XVI hervor. Zwischen dem Bremshebel, d. h. der Handkurbel, und dem eigentlichen Bremsapparate ist ein langes Kettenglied und eine starke kurze Spiralfeder eingeschaltet. Die Bremsspindel kann sich in der Richtung ihrer Achse um ebenso viel verschieben als das Spiel jener kurzen Feder beträgt. Diese Vorkehrungen sind durch die Verschiebbarkeit der Achse bedingt. Die Bremse functionirt sehr schnell und durchaus zuverlässig. Es ist klar, dass die Bewegungen der Achse, abgesehen von der Drehbewegung durch das Bremsen, in keiner Weise gestört werden.

(Fortsetzung folgt.)

Ueber Rätter- und Gleis-Anlagen auf den Kohlengruben in Oberschlesien.

Vom Eisenbahn-Bauinspector Theune in Kattowitz.

(Hierzu Fig. 1–10 auf Taf. XVII und Fig. 1–12 auf Taf. XVIII.)

Im Jahrgang 1867 der Zeitschrift für Bauwesen befindet sich eine Beschreibung der Kohlengruben-Eisenbahnstationen des Saarbrückener Reviers, in welcher der Gegenstand ausführlich behandelt ist. Da indessen die Anforderungen des Publikums bezüglich der Qualität der Kohlen inzwischen erheblich gestiegen, hierdurch auch die Einrichtungen auf den Gruben beeinflusst worden sind, und die Verhältnisse im Oberschlesischen Revier manches Eigenthümliche bieten, so mag es gerechtfertigt erscheinen, auch über die hier bestehenden Anlagen einige Mittheilungen zu veröffentlichen.

Es sollen zunächst die Rätteranlagen, da deren Einrichtung in mannichfacher Beziehung zu den Gleisanlagen steht, und so dann letztere selbst betrachtet werden.

Die Rätteranlagen zerfallen in solche

1. mit festen Rosten,
2. mit der Trommel,
3. mit Rüttelrosten.

Bei der Anlage mit festen Rosten liegen die letzteren in der Regel in derselben Richtung laufend, aber mit verschiedener Neigung unter einander. Die Förderkohle wird mittelst der Hunde, in welchen sie aus der Grube kommt, auf den obersten, weit gestellten Rost a b (Fig. 1 Taf. XVII) geschüttet, wobei die Stückkohlen nach m und die übrigen hindurch auf den Rost c d fallen. Hierdurch setzen sich die Würfelkohlen bei n ab, während auf gleiche Weise durch den dritten Rost e f die Nusskohlen bei o und die Staubkohlen bei

p ausgeschieden werden. Uebliche Neigungsverhältnisse sind für a b 25 Grad, für c d 30 Grad und für e f 40 Grad.

Die sortirten Kohlen fallen dann entweder direkt in Eisenbahnwagen (direkte Verladung), oder wiederum in Hunde, mittelst denen sie zum Abstürzen in Eisenbahnwagen nach den hierzu eingerichteten Rampen befördert werden (indirekte Verladung).

Diese meist auf den älteren Gruben vorhandene Einrichtung zeichnet sich durch ihre Einfachheit und namentlich dadurch aus, dass sie keines maschinellen Betriebes bedarf, sie führt aber trotzdem erhebliche Nachtheile mit sich.

Kommt die Kohle nämlich nass und backig aus der Grube, so genügen die Neigungen der Gleitflächen häufig nicht, und müssen Arbeiter zum Hinabschieben des Materials angestellt werden; auch entsteht in diesem Falle der Nachtheil, dass die kleinere Kohle sich nicht genügend sortirt. Macht man andererseits die Neigungen steiler, so erlangen die Kohlen, namentlich die Stückkohlen, beim Hinabgleiten eine zu grosse Geschwindigkeit und werden dadurch zerschlagen und entwerthet.

Um den letzteren Uebelstand zu vermindern, wendet man zwar schwere Bretttafeln g h an, welche sich bei g um eine horizontale Achse drehen, bei h auf dem Rost aufliegen und somit eine Ansammlung der Stückkohlen und erst bei demnächstiger Hebung des Punktes h ein weiteres Hinabgleiten derselben gestatten, indessen entsteht dabei wiederum der Nachtheil der Anstellung vermehrter Arbeitskräfte.

Bei der direkten Verladung tritt der weitere Uebelstand auf, dass die Grube genöthigt ist, sämtliche Kohlensorten gleichzeitig zu verladen, obgleich Bestellungen vielleicht nur einige derselben vorliegen. Sie kommt dadurch in die Versuchung, die Wagen bis zum Eintreffen von Bestellungen beladen stehen zu lassen und sie dadurch dem Betriebe zu entziehen, wenn sie eine doppelte Be- und Entladung vermeiden will.

Die Verladung einzelner Sorten lässt sich zwar dadurch aufhalten, dass man die betreffenden Oeffnungen m, n, o, p mit Schiebern versieht und dadurch eine Ansammlung bewirkt, indessen dürfte erhellen, dass von diesem Mittel nur auf kurze Zeit Gebrauch gemacht werden kann.

Die geschilderten Uebelstände werden vermieden, wenn man zum Ausschneiden der Stückkohlen kurze feste Roste und zur Darstellung der übrigen Sorten die nachstehend beschriebenen Trommeln oder Rüttelroste anwendet.

Die Trommel besteht aus einem konischen, auf beiden Seiten offenen, um eine geneigte Achse drehbaren Blechmantel, in welchen die Kohlen am oberen Ende geschüttet werden (Fig. 2 Taf. XVII). Der Mantel hat in seinem oberen Theile kleine, weiter unten grössere Oeffnungen, so dass bei der Drehung zuerst die Staub-, dann die Nusskohlen II und die Nusskohlen I ausgeschieden werden, während die Würfelkohlen aus dem unteren Ende des Mantels herausfallen.

Auf dem Godullaschacht der Paulusgrube bei Morgenroth befindet sich eine complicirtere, mit einer Doppeltrommel versehene Anlage, durch welche nicht nur ein Sortiren nach der Grösse der Stücke, sondern auch ein Ausscheiden von Schiefer-

stücken und Kohlen geringerer Qualität aus den Würfel- und Nusskohlen ermöglicht werden soll.

Nachdem dort durch den festen Rost a (Fig. 3 und 4 Taf. XVII) die Stückkohlen ausgeschieden sind, deren Schiefertheile dann durch die Arbeiter beim Einladen in die Eisenbahnwagen entfernt werden, wird der Rest seitwärts in die Trommel b c geschoben. Der Mantel derselben hat Oeffnungen von der Grösse, dass bei der Drehung nur die Würfelkohlen zurückgehalten werden, welche demnächst bei c (Fig. 3) herausfallen, während die kleineren Sorten in den äusseren Mantel d e gelangen, durch welchen sie in Staubkohle bei f, Nusskohle II bei g und Nusskohle I bei e der Fig. 3 geschieden werden.

Die Würfel- und Nusskohlen I fallen auf eine runde, um die Achse q drehbare, mit den Absätzen h und i versehene Scheibe, und zwar die ersteren auf den oberen Absatz h, die letzteren auf den Absatz i. Dort breiten sich die Stücke in der Weise aus, dass einige am Rande der Scheibe sitzende Arbeiterinnen die schlechten Theile auslesen und in besondere, seitwärts angebrachte Behälter werfen können; der Rest wird durch die nicht an der Drehung theilnehmenden vertikalen Brettstücke k l und m n der Fig. 4 selbstthätig in untergefahrne Hunde abgeschoben, und zwar die Würfelkohlen nach Innen, die Nusskohlen I nach Aussen.

Eine Combination von festen Rosten und einer Trommel zur Beladung breit- und schmalspuriger Wagen ist für die Rätteranlage der Karsten-Centrum Grube vor einigen Jahren projectirt worden (Fig. 5 Taf. XVII).

Es wird dabei ermöglicht, durch einmaliges Abstürzen der Förderkohlen 9 verschiedene Sorten zu produciren. Zugleich diene die Anlage als Beispiel dafür, in welcher Weise die Bedürfnisse des Betriebes der Grube das Einlegen von Schmalspurgleisen erfordern.

Die in neuester Zeit in Aufnahme gekommene, unter anderen auf den Gotthardschacht und den Godullaschacht der Paulusgrube bei Morgenroth ausgeführten Rüttelroste dienen, wie die Trommeln zur Ausscheidung der kleineren Sorten. Dieselben bestehen aus einer Combination von zwei oder drei Rosten von schwacher Neigung, welche sich in einem gemeinsamen, von der Maschine in rüttelnde Bewegung gesetzten Gestell befinden. Würfel- und Nusskohlen fallen an entgegengesetzten Stellen aus dem Rätter auf breite Bänder ohne Ende, mittelst deren sie auf eine kurze Strecke, welche indessen genügt, um die schlechten Stücke mit der Hand zu entfernen, horizontal geführt und dann in Hunde abgeschüttet werden. Die kleineren Sorten werden ebenfalls und zwar direkt von Hunden aufgenommen.

Diese Rätter sind sehr compendiös und sollen die Scheidung am präzisesten bewirken, ausserdem auch den Verlust durch Bruch auf ein Minimum reduciren.

Die indirekte Verladung, welche für die durch die Trommel und den Rüttelrost sortirten Kohlen überhaupt Bedingung ist, wird bei den neueren Anlagen auch meist für die Stückkohlen der direkten vorgezogen, weil dieselbe nicht nur eine bessere Disponirung beim Verladen ermöglicht, sondern auch den Vortheil gewährt, beim Einschütten in die Eisenbahnwagen noch-

mals. Siebe anzuwenden und die Kohlen dadurch von dem darin etwa noch vorhandenen Bruch zu befreien. Letzterer fällt dabei in den Zwischenraum zwischen Rampe und Wagen und wird daher als Rampenkohle bezeichnet.

Auf die Gestaltung der Gleisanlagen übergehend ist zu bemerken, dass die Grubezüge nur mit Tendermaschinen befördert werden, Drehscheiben also nicht erforderlich sind. Die Gleisanlagen gestalten sich verschieden, je nachdem die leeren Wagen durch die Maschine hineingeschoben oder gezogen werden.

Im ersten Falle ist ein Gleis für den Rückgang der leeren Maschine nicht erforderlich, da sich dieselbe nach dem Einsetzen der leeren Wagen unmittelbar vor die beladenen setzen und damit abfahren kann, während im letzteren Falle, welcher da Anwendung findet, wo die Gruben in grösserer Entfernung von Bahnhöfen liegen und deshalb die Züge mit der Maschine voran zu denselben fahren, entweder ein solches Gleis angelegt, oder insofern eine Abweichung eingeführt werden muss, als nicht wie sonst die Einfahrtsweiche am Anfange, sondern in der Mitte der Gleisgruppe angeordnet wird.

Eine Centesimalwaage und Scheibebühne fehlt fast auf keiner Ladestelle. Die Schiebebühnen werden bei kleineren Anlagen durch Arbeiter mittelst Kurbel und Vorgelege, bei grösseren durch Dampfkraft, oft unter Combination mit einer Vorrichtung zum Heranziehen und Abschieben der Wagen betrieben.

Die Breitspurgleise sind auf vielen Gruben von einem System schmalspuriger Gleise durchzogen, welche zum Theil der weitverzweigten oberschlesischen Schmalspurbahn angehören und in diesem Falle namentlich zur Beförderung der Kleinkohle nach den Hütten und Coaks-Anstalten dienen, zum Theil nur den Verkehr innerhalb der Ladestelle selbst vermitteln, und dann meist den Zweck haben, die Rampenkohlen nach Aufzügen zu befördern, mittelst deren sie nochmals auf die Rätter gebracht werden können. Das Verschieben der einzelnen Breitspurwagen geschieht fast ausschliesslich mit Pferden.

In den folgenden Gleiseplänen werden bezeichnet:

- a Gleis für leere Wagen,
- b Gleis für beladene Wagen,
- r Rättergleis bei direkter Verladung,
- d Gleis für den Rückgang der leeren Maschine resp. des Leerzuges,
- l Ladegleis bei indirekter Verladung,
- s Schiebebühne,
- c Centesimalwaage,
- R Rätteranlage mit festen Rosten,
- L Laderampen für indirekte Verladung.

Von den Gleisanlagen, zu welchen die leeren Wagen geschoben werden, ist die denkbar einfachste die der Neuen Przemsgrube bei Brzezinka (Fig. 6). Die Maschine drückt hier die leeren Wagen in das Gleis a, dort werden sie bei l von der Rampe L aus beladen, gehen dann über die Schiebebühne s, werden auf der Centesimalwaage c gewogen und dann vom Gleise b abgeholt.

In gleicher Weise erfolgt der Betrieb auf der Heinitz-

grube bei Beuthen (Fig. 7). Eine Erweiterung ist hier, wie punktirt angegeben, vorgesehen.

Zu derselben Kategorie gehören ferner die Anlagen auf dem Bahnschacht der Königsgrube bei Königshütte (Fig. 8 Taf. XVII) auf der Deutschlandgrube bei Schwintahlowitz (Fig. 9 Taf. XVII) und den v. Krugschächten der Königsgrube (Fig. 1 Taf. XVIII). Auf letzteren sind die Gleise a a mit Gefälle von 1:1000 nach den Rättern zu angelegt, ebenso haben die Gleise b b ein solches Gefälle in entgegengesetzter Richtung, wodurch das An- und Abbringen der Wagen wesentlich erleichtert wird.

Ferner sind hier zu erwähnen die Schächte der Königin Louisagrube bei Zabrze (Fig. 10 Taf. XVII), auf welchen durchschnittlich in 24 Stunden 350 bis 400 Wagen beladen werden.

Liegt das Schachtgebäude nicht wie bei den bisher erwähnten Gruben auf der Seite, sondern vor Kopf der Gleise so werden bei Anwendung der indirekten Verladung Zungenrampen angeordnet, und es entstehen Anlagen, wie auf der Louisenglückgrube bei Rosdzin (Fig. 2 Taf. XVIII). Es erhellt, dass hier erst die beladenen Wagen abzufahren sind, bevor die leeren eingesetzt werden können.

Die Hohenzollerngrube bei Beuthen gehört zu denjenigen Gruben, welche zugleich an die Rechte-Oderufer und an die Oberschlesische Eisenbahn angeschlossen sind. Sie zeigt eine völlig symmetrische Anordnung für die gedachten Bahnen und die Eigenthümlichkeit, dass die Schiebebühne vor die Ladegleise gelegt ist.

Die Gleisanlagen, zu welchen der Zug mit der Maschine voran fährt, gestalten sich, wie bereits bemerkt, verschieden, je nachdem die Anschlussweiche am Anfange derselben liegt oder nicht.

Liegt die letztere am Anfange, so entsteht die einfachste Anordnung bei indirekter Verladung wie auf dem Richthofenschacht der Morgenrothgrube bei Schoppinitz (Fig. 4 Taf. XVIII). Die Maschine zieht die leeren Wagen in das Gleis a, geht durch d zurück, setzt sich vor die im Gleise b stehenden beladenen Wagen und fährt ab.

Auf dem Gruschkaschacht der Ferdinandgrube bei Kattowitz (Fig. 5 Taf. XVIII) entsteht durch die Anlage einer neuen Zungenrampe mit vorgelegter Schiebebühne eine etwas abweichende Anordnung.

Auf der Florentinegrube bei Beuthen (Fig. 6 Taf. XVIII) fährt der Zug zunächst in das Gleis a ein, die Maschine geht durch d zurück, schiebt die leeren Wagen in die Gleise l l und setzt sich dann vor den in b stehenden beladenen Zug.

Bei direkter Verladung, wie auf der Mathildegrube bei Morgenroth (Fig. 7 Taf. XVIII), auf dem Centralschacht der Karolinegrube bei Kattowitz (Fig. 8 auf Taf. XVIII) und anderen treten noch die Rättergleise r r hinzu.

Von den Anlagen, bei welchen sich die Anschlussweiche nicht am Anfange der Gleise befindet, sind besonders zu erwähnen die in den Figuren 9 bis 12 dargestellten.

Auf der Parisgrube bei Morgenroth (Fig. 9 Taf. XVIII) gestaltet sich der Betrieb in der Weise, dass der von Morgenroth ankommende Zug über die Anschlussweiche hinausfährt

und dann die leeren Wagen in das Gleis a drückt, von wo sie über die Schiebebühne s durch den Rätter R und dann beladen über die Centesimalwaage c in die Gleise b b gelangen. Die Maschine ist somit im Stande, dieselben von dort hervorzuziehen und nach Morgenroth zurückzufahren. Hierbei ist zu bemerken, dass es vortheilhafter ist, wie hier geschehen, zwei kürzere Gleise b b zur Aufstellung der Fracht anzuordnen anstatt eines längeren, weil im ersteren Falle schon auf der Grube das Rangiren nach zwei verschiedenen Richtungen erfolgen kann.

Auf dem Bismarschsacht der Königsgrube (Fig. 10 Taf. XVIII) liegen die Rättergleise auf der einen, alle übrigen auf der anderen Seite der Anschlussweiche, und dürfte der Betrieb ohne Weiteres aus der Zeichnung klar sein.

Am Köhlersacht der Lythandragrube (Fig. 11 Taf. XVIII) und am Aschenbornsacht der Gottessegen bei Antonienhütte (Fig. 12 Taf. XVIII) hat der ungünstigen Terrainverhältnisse

wegen die Anordnung getroffen werden müssen, dass der von Morgenroth ankommende Zug zuerst in das Gleis d einfährt und von dort die leeren Wagen nach a zurück drückt, während die Maschine sich dann vor die in den Gleisen b b stehenden setzt.

Für den Aschenbornsacht sind Inselrampen wie punktirt eingezeichnet, projectirt für den Fall, dass die Hauptrampe L zur Verladung nicht mehr ausreichen sollte. Wo dergleichen Inselrampen vorkommen, wie ausserdem auf der Abendsterngrube und der Georggrube, wird deren Zugänglichkeit durch Zugbrücken vermittelt, deren Plateau's an den vier Eckpunkten durch Contregewichte ausbalancirt sind.

Es dürften in Vorstehendem die wesentlichsten der auf den oberschlesischen Gruben vorkommenden, für den Eisenbahn-Techniker Interesse habenden Anlagen erwähnt, und damit geeignete Vorbilder für das Projectiren gegeben sein.

Die spanische Gebirgsbahn von Leon nach Oviedo mit $3\frac{1}{2}\%$ Steigung nach dem Projecte der Asturianischen, Galicischen und Leontinischen Eisenbahn-Gesellschaft.

Mittheilung des Herrn Otto Peine, Civil-Ingenieur in Madrid.

Das Interesse der spanischen Eisenbahn-Techniker wird gegenwärtig fast ganz und gar von einer einzigen Frage in Anspruch genommen, deren Entscheidung der spanischen Regierung vorliegt, indem dieselbe darüber Entschluss zu fassen hat, ob es im Interesse eines normalen Eisenbahnbetriebes zu billigen ist, einer von der Gesellschaft der Eisenbahnen Asturiens, Galiciens und Leon vorgelegten Träce mit 0.035^m pro Meter Steigung die behördliche Baugenehmigung zu erteilen. — Als die genannte Bahngesellschaft die Concession zur Anlegung ihrer Linien s. Z. überhaupt nachsuchte, unterbreitete sie der Regierung ein Project, wonach für die betreffende Theilstrecke ein Neigungsverhältniss von 0.015^m pro Meter in Anwendung kommen sollte. — Später stellten aber die Ingenieure der Gesellschaft das Project einer andern Träce auf, wodurch sowohl die Längenausdehnung der zuerst projectirten Träce als auch die bei Anwendung derselben nöthige Anzahl der Kunstbauten bedeutend reducirt, dafür aber auch für das zuerst bestimmte Steigungsverhältniss von 0.015^m ein solches von 0.035^m substituirt wurde. — Inzwischen hatten aber die Regierungstechniker für dieselbe Träce, deren Luftlinie eine Längenausdehnung von 9 Kilom. hat, ein Project ausgearbeitet, das bei 37,587 Kilom. Länge, eine Steigung von 0.020^m aufweist, während das von den Gesellschaftstechnikern entworfene Project bei 0.035^m Steigung die Länge der Träce auf 21,819 Kilom. beschränkt. — Die Regierung hat nun einer dieser beiden Träcen die Baugenehmigung zu erteilen und es hat ganz den Anschein, als ob sich dieselbe für die längere Träce mit 0.020^m Steigung entscheiden würde. — Man hat auch die öffentliche Meinung hierbei mit angerufen und in den Provinzen Asturien und Leon zahlreiche Volks- und Interessenten-Versammlungen abgehalten, die sich, nachdem das grosse Publikum bereits seit

längerer Zeit durch die Presse, durch Vorversammlungen etc. für das Regierungsproject gewonnen war, auch für die Annahme desselben aussprachen. — Die dabei in Frage kommende Bahngesellschaft hat hingegen sich vor einer Anzahl renommirter spanischer und ausländischer Eisenbahn-Techniker deren Gutachten über diese Angelegenheit erbeten, von denen wir das von E. Bontoux dem früheren General-Director der österreichischen Südbahnen in Gemeinschaft mit P. A. Milhau dem früheren General-Director der oberitalienischen Bahnen verfasste Gutachten mittheilen wollen, weil dasselbe sowohl seiner Unpartheilichkeit als auch Vollständigkeit wegen besonders auffällt. — Ohne auf die das allgemeine Verständniss nicht berührenden Einzelheiten einzugehen, lassen wir jetzt die beiden Ingenieure sprechen.

»Nachdem die Bahn, die bestimmt ist Leon mit Gijon zu verbinden, den Gipfel des Cantabrischen Gebirges am Pass von Pajares vermittelt eines 3 Kilom. langen Tunnels überschritten hat, mündet sie in ein enges Thal aus, welches sich am Ausgangspunkte des Tunnels 1230^m über dem Meeresspiegel befindet. — Von hier aus soll nun die Bahn nach der Station »Puente de los Fierros« geführt werden, welche 716^m tiefer und in grader Linie nur 9 Kilom. von dem gedachten Punkte entfernt liegt. — Diese enorme Niveaudifferenz auf eine verhältnissmässig so kurze Strecke, musste natürlich die die Bahn tragirenden Ingenieure veranlassen, das zu beiden Seiten der dabei in Betracht kommenden Luftlinie, liegende Terrain sorgfältig zu recognosciren, um eine Träce mit möglichst günstigen Steigungsverhältnissen für die anzulegende Bahn ausfindig zu machen. — Zuerst gedachte man, besonders durch die Regierungstechniker dazu veranlasst, die Bahn auf einem Terrain, welches die Anwendung eines Gefälles von 0.020^m erlaubt,

nach der Station »Puente de los Fierros« niederzuföhren. — Später, als eingehendere Vorarbeiten gemacht wurden, gab man diese projectirte Träce aber gänzlich auf, um an deren Stelle eine andere kürzere Linie in Vorschlag zu bringen, welche aber anstatt der Steigung von 0,020^m solche von 0,035^m aufwies. — Das Bestreben der Gesellschafts-Techniker ging dahin, die in Frage kommende Entfernung von 9 Kilom. auf möglichst kurzem Wege zurückzulegen.

Die Frage, welche man heute aufwirft und worüber man unsere Ansicht zu hören wünscht, ist die: »Soll man die ursprünglich projectirte Träce, welche Gefälle bis zu 0,020^m aufweist, aufgeben, um an deren Stelle eine andere Träce mit 0,035^m Gefälle anzuwenden? Vermittelst der letzteren Linie würde man den Bau der fraglichen Strecke schneller und billiger ausführen können, würde dann aber auch die derart construirte Linie allen Anforderungen entsprechen, welche man bezüglich ihres späteren Betriebes an dieselbe zu stellen be-rechtigt und verpflichtet ist?

Wie man sofort sieht, lässt sich diese Frage vollkommen an der Hand der im Eisenbahnwesen gemachten Erfahrungen beantworten. — Es handelt sich hier durchaus nicht um die Lösung eines abstracten Satzes, welche von rein theoretischen Betrachtungen abhängt. — Trotzdem, dass es in letzter Zeit vorgekommen ist, dass man bei ähnlichen Erwägungen a priori eine jede Träce verworfen hat, welche stärkere Steigungen als 0,020^m oder 0,025^m aufweist, so glauben wir, dass wir durch einige kurze Erklärungen vollständig klar darlegen können, dass man sich in diesen Fällen zu sehr von dem »Althergebrachten« im Eisenbahnwesen hat leiten lassen, und aus übertriebener Aengstlichkeit sich vor Einführung von Neuerungen fürchtete, deren endliche Anwendung durch die in den letzten Decennien in der Technik gemachten Fortschritte eigentlich ganz von selbst geboten erschienen.

Auf Grund einer Abhandlung, welche besonders den Einfluss der Steigungsverhältnisse auf den ökonomischen Betrieb der Eisenbahnen beleuchtet und welche vor ungefähr zwanzig Jahren von einem bekannten spanischen Ingenieur verfasst wurde, hat man das von den Gesellschafts-Technikern aufgestellte Project der Linie mit 0,035^m Steigungen absolut verdammen wollen. Man hat dabei aber nicht bedacht, dass der Verfasser der diesbezüglichen Abhandlung betreffs der praktischen Anwendung der in seiner Schrift aufgestellten Formeln höchst sorgfältig besondere und zahlreiche Vorbehalte gemacht hat, denn am Ende seines Werkes sagt er, dass die jeweiligen Baupreise, die angewendete bewegende Kraft und die Adhäsion der Maschinen, die Construction des rollenden Materials und der Bahn-Oberbausysteme, die Organisation des Betriebsdienstes und viele andere Factoren in Berechnung zu ziehen wären, die sich in der Zukunft verändern könnten und auch ganz gewiss verändern würden und folglich auch die Resultate verändern müssten die man aus Anwendung der bezüglichen Formel gewänne. — Nun wir glauben, dass es einem jeden Techniker bekannt ist, dass sich diese Factoren innerhalb der letzten zwanzig Jahre wirklich und zum Theil ganz und gar anders gestaltet haben. — Wir selbst wollen nicht unterlassen hinzufügen, dass wenn man diese Factoren in algebraische Formeln

vereinigen will, man auch die einschlägigen climatischen Verhältnisse, die vorhandenen günstigen oder ungünstigen Bedingungen bezüglich der Bauausführung, die Leichtigkeit oder die Schwierigkeit der späteren Bahnunterhaltung, die Sicherheit des Betriebes etc. berücksichtigen muss. — Viele dieser Factoren werden sich weder direct noch indirect mit in die betreffenden Formeln einschliessen lassen und doch werden dieselben, auch in den Augen der Regierung, welcher ja die endgültige Entscheidung über Genehmigung oder Verwerfung der projectirten Bahnlinie zusteht, oftmals das Uebergewicht über die andern, ebenfalls mit zu berücksichtigenden, Factoren verdienen. — Andernteils darf aber auch nicht vergessen werden, dass derselbe Ingenieur, als er dann den Posten eines spanischen Verkehrsministers bekleidete, die früher von ihm aufgestellten vernünftigen Vorbehalte in der Praxis angewandt, und die Anwendung starker Steigungsverhältnisse für gewisse wichtige Linien, wie z. B. für diejenige, welche sich an das Netz der französischen Eisenbahnen anschliessen, genehmigt hat.

Auch in Deutschland hat man dieselbe Frage, welche stärkste Steigungsverhältnisse man bei Eisenbahnen anwenden kann, lebhaft behandelt. — Das »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens«, das angesehenste Fachblatt jenes Landes und ohne Zweifel das unabhängigste Blatt seiner Art in ganz Europa,*) bringt in einem seiner letzten Artikel eine durchaus interessante Studie über die betreffende Frage, der wir nur die Schlussfolgerung entnehmen wollen:

»Nach diesen Resultaten ist es augenscheinlich klar, dass das Zahnradsystem von dem Augenblicke an anzuwenden ist, wo die Steigung 5% erreicht oder dieses Verhältniss übersteigt und dass die einfache Anwendung der Adhäsion vollständig für diejenigen Steigungen, welche 5% nicht übersteigen, gerechtfertigt ist. — Ferner leuchtet ein, dass es im Interesse eines ökonomischen Betriebs geboten erscheint, die Maximalsteigung, welche bis jetzt auf 2½% normirt war, in Zukunft auf 3½% festzustellen.«

Wir wollen uns nicht weiter auf die Begründung und Vertheidigung der in dem soeben angeführten Citate dargelegten Grundsätze einlassen, halten uns aber doch für berechtigt, aus denselben die Folgerung zu ziehen, dass man die Anwendung einer Steigung, die stärker als 2% ist, nicht a priori verwerfen kann.

Wenn man die öffentliche Meinung anruft um eine Art von Plesbecit über die Entscheidung der — doch eigentlich rein technischen — Frage herbeizuföhren, ob eine Bahn-Träce mit Steigungen von 2% einer andern Träce mit stärkeren Steigungen, vorzuziehen ist, und wenn man dabei die Vorzüge und die Nachtheile der beiden Träcen in der Weise übertreibt, dass man die Ausführung der ersten Träce mit den sanftern Steigungen als eine leichte und weniger kostspielige Arbeit und den spätern Betrieb auf derselben auch noch als überaus leicht, gefahrlos und rentabel hinstellt, hingegen die Annahme der andern Träce, welche die stärkeren Steigungen aufweist,

*) Diese Bemerkungen sind wörtlich übersetzt. O. P.

nur als einen Versuch, der noch niemals gewagt worden ist, voll von Schwierigkeiten aller Art, strotzend von Gefahren für den spätern Betrieb und in jeder Weise als irrationell ausmalt, so muss es ganz natürlich erscheinen, wenn sich das grosse Publikum, das doch eigentlich herzlich wenig oder vielmehr gar nichts von dieser rein technischen Sache versteht, zu Gunsten der Träce mit den sanften Steigungen entscheidet.

Aber die Entscheidung über die Genehmigung oder Ablehnung einer Bahn-Träce sollte nicht auf eine solche Weise herbeigeführt werden. Denn die Regierung, nachdem sie alle Parteien angehört und alle Meinungsäusserungen geprüft hat, soll sich über die Parteien stellen und nichts anderes als das allgemeine Wohl des Landes bei der endgültigen Entscheidung der Träce im Auge haben.

Hat aber, woran wir nicht zweifeln, die Regierung nur das allgemeine Beste des Landes im Auge, so würde nach unserer Ansicht, die Annahme der officiellen Träce ein nicht wieder gut zu machender Fehler zu nennen sein, dessen Nachtheile sich sowohl beim Bau als auch beim Betrieb der Linie unbedingt zeigen würden.

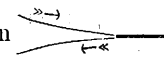
Die officielle Träce hat eine Längenausdehnung von 37,587 Kilom., deren Bauausführung mit 28700000 Francs veranschlagt ist, und welche die Regierung vertragsmässig mit 18880000 Francs subventioniren muss. — Wenn hingegen die von der Eisenbahn-Gesellschaft in Vorschlag gebrachte Träce von der Regierung genehmigt wird, deren Bauausführung mit 17500000 Francs veranschlagt ist und wozu die Regierung 11510000 Francs zuzuschüssen hätte, so würde die Regierung auf diese Weise 7370000 Francs an Subventionsgeldern ersparen.

Wir müssen aber noch einige Vorbehalte bezüglich der soeben angeführten Summen, welche der Bau der Linien kosten soll, machen, da dieselben unserer Meinung nach nicht den wahren Kostenpunkt für die officielle Linie angeben.

Sollte die officielle Träce wirklich gebaut werden, so dürfte es unmöglich sein, diese Strecke innerhalb vier Campagnen fertig zu stellen, da die Campagnen nur sehr kurze sein können, da man mit langen Wintern und starken Schneefällen in der Höhe in welcher ein grosser Theil der Arbeiten ausgeführt werden muss, zu rechnen hat.

Die Bauausführung der andern von der Bahngesellschaft vorgeschlagenen Träce bietet allerdings gleichfalls erhebliche Schwierigkeiten dar, da aber ihre Längenausdehnung viel kürzer ist und sich in ihrem Laufe auch eine geringere Anzahl von Kunstbauten anzuführen vorfinden, als bei der officiellen Träce, so wird dieselbe doch stets billiger als jene zu bauen sein. — Die Construction der von der Bahngesellschaft projectirten Linie wird man mit den gewöhnlichen technischen Hilfsmitteln ausführen können, ohne dabei nöthig zu haben Nebenbauten wie z. B. Arbeiterwohnhäuser, Massenquartiere etc. zu errichten, wie dies bei Durchführung der officiellen Träce nöthig sein würde. — Ferner verdient noch als ein ganz besonderer Vorzug der kürzeren Träce hervorgehoben zu werden, dass dieselbe fast in ihrer gesammten Längenausdehnung, als schneefrei bezeichnet werden kann. In Folge dieses günstigen Umstandes können die einzelnen Bau-

Campagnen von längerer Dauer sein, wie denn überhaupt die natürlichen Verhältnisse bei der Gesellschafts-Träce günstiger liegen. — Wenn wir die Radien der Curven betrachten, so sind bei den beiden Träcen die Verhältnisse nahezu dieselben. Hingegen weist die officielle Träce in ihrem Laufe zu ihrem

Nachtheile zwei Kehrstrecken  (Kehrweichen, Sackstrassen) auf. Wir begreifen in der That nicht, wie man auf eine derartige Construction verfallen konnte, da sich doch eine gleiche Construction, die so wenig einem sicheren Betriebe entspricht, und nachgewiesener Maassen auch vielfache Gefahren in sich schliesst, bei keiner Bahn von einiger Bedeutung angewendet findet. — Sollte man die officielle Linie schliesslich doch noch bauen, so glauben wir, dass es unbedingt nothwendig wird, diese beiden »faulen« Punkte durch Einlegung zweier Tunnel zu beseitigen, die dann eine Gesammtlänge von mehr als 3600m haben würden, und wodurch dann sowohl die Längenausdehnung als auch der Bauaufwand für die officielle Träce bedeutend erhöht würde.

Das Terrain, über welches die Träcen geführt werden sollen, ist für beide Fälle fast das gleiche. — Es muss hierbei bemerkt werden, dass sich die geologische Beschaffenheit des Terrains, leicht zu Dammrutschungen, Loslösen der Erde und des Gesteins in den Einschnitten, sowie zum Nachbröckeln und Nachstürzen des Gesteins in den zu erbauenden Tunneln, neigt. — Man muss daher so bald als möglich aus dem Bereiche dieses ungünstigen Terrains zu kommen suchen, was nur dadurch möglich ist, dass man die kürzere Träce wählt. Während der ersten Jahre nach der Bauvollendung wird die Erhaltung der Linie der Gesellschaft sicherlich bedeutende Opfer kosten, um wie viel grösser müssten aber die Zeit- und Geldopfer werden, wenn man anstatt der kürzern die längere Träce und zwar lediglich nur deshalb wählen wollte, weil dieselbe sanftere Steigungen aufweist? dafür aber auch um 75% länger und im gleichen Verhältniss wohl auch um so theurer in ihrer Erhaltung ist!

Ferner ist es nöthig der Betriebsstörungen zu gedenken, die durch die Schneefälle im Winter herbeigeführt werden. Wie würde sich in diesen unbewohnten Regionen, über welche sich die officielle Träce windet, und die von der gewöhnlichen Landstrasse weit entfernt und schwer zugänglich liegen, eine verschneite Strecke innerhalb kurzer Zeit wieder betriebsfähig machen zu lassen? Die zur Beseitigung der Schneemassen nöthigen Arbeitskräfte müssten aus weiter Entfernung unter bedeutendem Zeit- und Geldaufwand herbeigeschafft werden, müssten alsdann in zu errichtenden Massenquartieren beherbergt und verpflegt werden und schliesslich würde der Schneesturm einer einzigen Nacht das mühsam vollbrachte Reinigungswork vieler Tage wieder vernichten.

Hieraus folgt: Unregelmässigkeit im Betrieb und aussergewöhnliche Ausgaben um den Betrieb wieder regelmässig zu gestalten.

Um also die jedenfalls bedeutenden Mehrausgaben zu decken, welche die Erhaltung und der Betrieb der längeren officiellen Linie erfordern würde, müssten die betreffenden Tarife auch dementsprechend erhöht werden, oder müsste, falls

man dies regierungsseitig nicht zugeben wollte, der Betrieb aus Staatsmitteln subventionirt werden.

Allen diesen Erklärungen hält man aber den Einwand entgegen, dass man auf einer Strecke, welcher $3\frac{1}{2}$ procentige Steigungen zu eigen sind, einen sichern und pünktlich functionirenden Betrieb nicht herstellen könne. — Die Erfahrung hat aber gelehrt, dass der Betrieb auf Strecken mit starken Steigungen, ebenso sicher und pünktlich arbeitet, wie auf Strecken welche nur sanfte oder gar keine Steigungen haben, und dass Unfälle nichts von ihrer Schrecklichkeit verlieren, ob sie sich auf einer geneigten oder auf einer horizontalen Strecke ereignen.

Uebrigens hat man bei Ausarbeitung der kürzeren Träçe grosse Sorgfalt darauf verwandt, dass dieselbe nicht aus einer einzigen Steigungsstrecke mit einem fortwährenden Neigungsverhältnisse von $3\frac{1}{2}$ % besteht, sondern man hat vier Horizontale, eine jede derselben von circa 400^m Länge, eingelegt. Diese Träçe ist daher in Wahrheit aus 5 Steigungsstrecken zusammengesetzt die unter sich durch die erwähnten 4 horizontalen Strecken verbunden sind. — Auf den Horizontalen angekommen, können die Maschinisten ihre Locomotiven nachsehen etc. und können diese Horizontalen auch zur Anlegung etwa nöthiger Ausweichungen dienen. — Die officielle Träçe weist hingegen bei ihrer viel grösseren Länge nur 3 solcher Horizontalen auf und sind also, wie auch aus nachstehender Tabelle ersichtlich, die Steigungsstrecken von grösserer Länge.

Bezeichnungen.	Offizielle Träçe mit 0,020 ^m Steigungen	Träçe mit 0,035 ^m Steigungen	Unterschied zu Gunsten der Träçe mit 0,035 ^m Steigungen
Längenausdehnung der Strecke .	37587 ^m	21819 ^m	15768 ^m
Anzahl der Horizontalen . . .	3	4	1
Mittlere Länge der Horizontalen .	283 ^m	400 ^m	117 ^m
Maximal-Distance zwischen den Horizontalen ohne Halten der Züge	9922,18 ^m	4500 ^m	5422,18 ^m
Maximalhöhe, die ohne ein Anhalten zu ersteigen ist . . .	195,31 ^m	157,50 ^m	37,81 ^m
Anzahl der Curven	124	81	43
" " Tunnel	53	20	33
Total-Länge der Curven	21659 ^m	12984 ^m	8675 ^m
" " Tunnel	15865 ^m	8300 ^m	7565 ^m
Anzahl der Kehrstrecken (Sackstrassen)	2	0	2
Länge der Bahn innerhalb der Schneegrenze*)	19087 ^m	13914 ^m	5173 ^m

Bei einer nur flüchtigen Prüfung dieser Tabelle wird der vorurtheilsfrei denkende Ingenieur sofort herausfinden, welcher Träçe der Vorzug gebührt.

Wir sind nun hier eigentlich am Ende unserer Darlegung angelangt und wollen nur noch die Bahnstrecken mit starken Steigungen von Capvern, Liavon, Mont-Cenis, Giovi, Poretta, Brenner, Semering erwähnen, denen wir noch eine ganze Reihe anderer Bahnen mit ebenfalls starken Steigungsverhältnissen hinzufügen könnten, und dabei die Ungläubigen, die behaupten,

dass sich auf $3\frac{1}{2}$ procentigen Steigungen ein normaler Betrieb nicht herstellen liesse, auf die Aussagen der österreichischen, französischen, deutschen, schweizerischen und italienischen Ingenieure, welche den Betriebs-Directionen dieser Bahnen vorstehen, verweisen, um dieselben an der Hand der Praxis zu überzeugen, dass die hier in Frage stehende $3\frac{1}{2}$ procentige Steigungs-Strecke der Asturia-Leon-Bahn sich sehr wohl rationell betreiben lässt.

Uebrigens hat die Regierung, als sie s. Z. die allgemeine Concession zur Anlegung der Bahnen in Asturien, Galicien und León erteilte, keineswegs einen Vorbehalt wegen Ausschliessung eines Steigungsverhältnisses von $3\frac{1}{2}$ % gestellt, im Gegentheil hat sie sich bereit erklärt, Verbesserungen der Träçe zu genehmigen, falls solche von der Gesellschaft aufgestellt würden. — Die Gesellschafts-Techniker haben es sich daher auch angelegen sein lassen, die ursprüngliche Träçe zu verbessern, und glauben wir, dass dies dieselben nach dem Angeführten auch erreicht haben. — Da überdies die Regierung die Vornahme der Vorarbeiten, die zur Aufsuchung der $3\frac{1}{2}$ procentigen Steigung dienten, in keiner Weise hinderte und ferner den Gesellschafts-Organen keinerlei Notiz darüber zukommen liess, dass man regierungsseitig von vorn herein eine $3\frac{1}{2}$ procentige Steigung nicht sanctioniren würde, so musste sich die Gesellschaft in dem guten Glauben befinden, dass man in Regierungskreisen die Umwandlung der früheren Träçe in eine andere, mit stärkeren Steigungsverhältnissen im Princip guthiess. — Von den Absichten der Gesellschaft musste aber die Regierung unterrichtet sein, und zwar durch ihre Provinzial-Regierungs-Ingenieure, Provinzial-Gouverneure etc., denen die diesbezüglichen Vorarbeiten der Gesellschaft erwiesener Maassen nicht unbekannt geblieben waren.

Sollte aber die vielbesprochene $3\frac{1}{2}$ procentige Träçe von der Regierung nicht genehmigt werden, so bliebe der Gesellschaft wohl noch der Ausweg übrig, eine andere Träçe aufzusuchen, die noch stärkere Steigungsverhältnisse zu eigen hätte — vielleicht über 6 % — und auf derselben den Betrieb alsdann vermittelt Riggensbach'scher Locomotiven herzustellen. Das Zahnradsystem, welches oft als ein Fortschritt in der Eisenbahntechnik hingestellt wird, ist ja bekannterweise so alt wie die Eisenbahnen selbst, und es ist unserer Meinung nach das grosse Verdienst Stephenson's, dass er seine Locomotiven ohne Anwendung des Zahnradsystems construirte und nur einfach die Adhäsion zur Hülfe nahm. Wir wissen recht wohl, dass das Zahnradsystem in einigen Fällen von grossem Nutzen sein kann um z. B. eine Bahnverbindung zwischen zwei Punkten herzustellen deren Niveaudifferenz eine sehr grosse ist, und wo das dazwischen liegende Terrain die Entwicklung einer andern Träçe nicht gestattet.

Ueber diesen Punkt theilen wir vollkommen die Meinung, welche durch das »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens« ausgesprochen ist, und welche Ausführung wir auch Eingangs unserer Darlegung reproducirt haben.

Wir glauben aber mit genügender Klarheit dargelegt zu haben, dass für den vorliegenden Fall die Anwendung des Zahnstangensystems weder nothwendig noch geboten erscheint und dass die Regierung ganz unbedingt die von der Gesell-

*) Die Schneegrenze befindet sich in Asturien in 900^m Höhe.

schaft projectirte Trage mit $3\frac{1}{2}$ procentigen Steigungsverhältnissen genehmigen kann, ohne sich ängstlich vor den daraus erwachsenden Consequenzen zurückschrecken zu lassen.« —

Soweit die Herren Bontoux und Amilhau. — Wir glauben nicht nöthig zu haben den durchaus sachgemässen Erörterungen der beiden Ingenieure etwas hinzufügen zu müssen.

Auch wir sind höchst gespannt zu hören, welche Entscheidung das spanische Ministerium in dieser Angelegenheit treffen wird, und werden nicht verfehlen dieselbe s. Z. nebst den von der spanischen Regierung zu machenden Begründungen — falls es dieselbe überhaupt für nöthig hält, solche zu geben — unsern Lesern mitzutheilen.

Die Betriebsmittel für Local-Personenverkehr auf Hauptbahnen.

Vom Reg.-Maschinenmeister von Borries in Hannover.

I. Einleitung.

Das Streben nach Reduction der Betriebskosten der Personenzüge, welches man als eine natürliche Folge des jetzigen geringeren Verkehrs und der dringend gebotenen Sparsamkeit betrachten darf, hat in letzter Zeit vielfach der Anschauung Raum verschafft, dass es endlich an der Zeit sei, die allgemeine Schematisirung in der Construction und Verwendung der für den Personen-Transport bestimmten Betriebsmittel aufzugeben und an deren Stelle eine den Verkehrsbedürfnissen besser entsprechende Specialisirung treten zu lassen.

Diese Specialisirung, welche, wie auf anderen Gebieten, so auch hier die besten Erfolge liefert, verdankt ihre Entstehung der Erwägung, dass der Personenverkehr im Wesentlichen in zwei Arten, nämlich Durchgangs- und Local-Verkehr eingetheilt werden kann, welche sehr verschiedene Ansprüche an die Eisenbahnen stellen.

Der Durchgangs-Verkehr erfordert: Grosse Fahrgeschwindigkeit, grösste Bequemlichkeit des Reisens, dagegen nur seltene Fahrgelegenheit; während der Local-Verkehr geringere Geschwindigkeit und Bequemlichkeit, aber in erster Linie häufige Fahrgelegenheit, d. h. eine grosse Anzahl von Zügen verlangt.

Betrachtet man diese Ansprüche, auf deren Begründung wir hier wohl verzichten dürfen, da sie allgemein bekannt sind, so ergibt sich nicht nur, dass dieselben in den einzelnen Punkten mit einander grösstentheils im Widerspruch stehen, sondern auch, dass für die Gestaltung der Betriebsmittel, welche bisher beiden Verkehrsarten genügen mussten, ganz vorzugsweise die Ansprüche des Durchgangs-Verkehrs maassgebend gewesen sind, da eben Letzterer an die Maschinenkraft und die Einrichtung der Züge die höchsten Anforderungen stellt.

Dem durchgehenden Verkehr haben wir also unsere schweren Personenzugs-Maschinen und Wagen, sowie die theure Einrichtung der Letzteren und die grosse Anzahl der Zugbediensteten, zu verdanken und der Local-Verkehr hat sich bisher mit diesen Verhältnissen abfinden müssen, so gut es eben ging; dem wesentlichsten Bedürfniss desselben, einer grossen Anzahl von Zügen hat man mit den jetzigen Betriebsmitteln nicht gerecht werden können, da diese für die Beförderung einer grossen Anzahl leichter Züge ohne unverhältnissmässige Steigerung der Betriebskosten nicht verwendbar sind.

Der Local-Verkehr hat sich in Folge dessen im Allgemeinen wohl nicht naturgemäss gestalten können und ist in seiner Entwicklung vielfach zurückgeblieben zum Nachtheil sowohl der Eisenbahnen als auch des Publikums.

In diesen Verhältnissen liegen die Gründe, welche die Anwendung speciell geeigneter Betriebsmittel für den Local-Personenverkehr allmählich zu einer dringenden Nothwendigkeit gestaltet haben; mit der Construction dieser Betriebsmittel wollen wir uns im Folgenden befassen.

Obgleich die Grenze zwischen Durchgangs- und Local-Verkehr sich keineswegs für alle Verhältnisse genau feststellen lässt, obgleich ferner der Local-Verkehr unter verschiedenen Verhältnissen verschiedene Gestaltung besitzt, so muss derselbe behufs Specialisirung der Betriebsmittel in bestimmte Gruppen zusammengefasst werden, da man nicht für jeden Passagier den für dessen Zwecke am besten geeigneten Zug stellen kann. Wie diese Gruppen abzugrenzen sind, wird von den speciellen Verhältnissen abhängen; im Allgemeinen wird man aber nach Ausscheidung des durchgehenden folgende Hauptgruppen des Local-Personen-Verkehrs zu unterscheiden haben:

1. Den Local-Verkehr auf den ganzen Strecken der Hauptbahnen, zwischen den einzelnen Stationen und Haltestellen derselben, bei welchen die Passagiere selten über 50 Kilom. in einer Tour zurücklegen.

2. Den Local-Verkehr innerhalb grosser Städte oder zwischen denselben und ihren Vorstädten und Vororten, bei welchem die gesammte Betriebslänge selten über 10—15 Kilom. betragen wird.

Umfang und Art des Verkehrs sind in beiden Fällen ziemlich verschieden; wir haben für Beide nunmehr zunächst die Erfordernisse des Verkehrs festzustellen, um daraus auf die Gestaltung der Betriebsmittel schliessen zu können.

II. Erfordernisse des Verkehrs und allgemeine Construction der Betriebsmittel.

Ad 1. Bei dem Local-Verkehr auf den Strecken der Hauptbahnen wird zunächst die Fahrgeschwindigkeit auf den horizontalen Strecken passend 40, höchstens 50 Kilom., auf Steigungen unter 1:100 etwa 30, über 1:100 mindestens 20 Kilom. pro Stunde betragen müssen.

Da man niemals häufiger als in Zwischenräumen von mehr als 1 Stunde wird fahren können, so muss in diesem Fall derselbe Transportzwang wie bei den bisherigen Zügen bestehen, d. h. jeder Reisende muss in der Regel befördert werden.

Dieser Transportzwang, wenn er auch den Vorschriften nach zur Zeit keineswegs besteht, ist in das Rechtsbewusstsein des Volkes längst übergegangen und es empfiehlt sich für die

Eisenbahnen nicht, dies Bewusstsein der Transportsicherheit abzuschwächen.

Hieraus ergibt sich schon, dass eine den Variationen des Verkehrs angemessene Anzahl von Personenplätzen in jedem Zuge vorhanden sein muss, oder doch durch Vermehrung der Anzahl der Wagen hergestellt werden können. Ferner muss bei diesen Zügen Gepäck- und Postbeförderung, wenn auch nur in einem der Gesamtleistungsfähigkeit dieser Züge angemessenem Maasse, stattfinden.

Die I. Wagenklasse, welche in ihrer gegenwärtigen Form zum Nachtheil der Bahnen immer noch fortexistirt, wird in solchen Localzügen nicht erforderlich sein, vielmehr wird es genügen, wenn dieselben II., III. und IV. Classe führen.

Im Minimum wird ein solcher Lokalzug zweckmässig etwa 100 Personenplätze enthalten müssen; das Maximum der Leistungsfähigkeit wird nach den localen Verhältnissen zu bemessen sein. In dieser Beziehung ist wohl zu bemerken, dass diese Lokalzüge auch den stärksten ihnen zufallenden Verkehr (event. unter Zuhülfenahme von Vorspann) bewältigen müssen, dass also niemals ein Ersatz derselben bei starkem Verkehr durch Vollzüge stattfinden darf. Denn wenn man für die Localzüge in solchen Fällen stets Vollzüge in Reserve halten wollte, so würden die Gesamtkosten weit mehr betragen, als bei einem Betrieb mit Vollzügen. Es ergibt sich hieraus schon, dass insbesondere die Leistungsfähigkeit der Maschinen für die Localzüge nicht zu gering bemessen werden darf.

Dagegen erscheint es höchst zweckmässig, diejenigen Fahrzeuge der Localzüge, deren Anzahl in den Zügen wechselt, also die Personenwagen derart zu construiren, dass dieselben auch in den durchgehenden Vollzügen Verwendung finden können, bezw. die Wagen der Letzteren, soweit möglich, auch für die Localzüge zu benutzen. Zu diesem Zwecke müssen die Wagen für Local-Verkehr normale Achsen und Untergestelle erhalten, überhaupt normale Grösse. Hierdurch wird nicht nur die Wagendisposition erleichtert, sondern auch sowohl der erforderliche Bestand an Reservewagen, als auch an einzelnen Reservestücken vermindert. Da diese Wagen von Schnellzügen in der Regel ausgeschlossen sein würden, so können dieselben, insbesondere im Oberkasten wesentlich leichter, als die schweren Normal-Wagen hergestellt werden.

Die Raumeintheilung des Localzugs kann natürlich sehr verschieden sein; für norddeutsche Verhältnisse denken wir uns einen solchen Zug im Minimum wie folgt zusammengesetzt:

- 1) Combinirter Gepäck- und Postwagen,
- 2) Combinirter Personenwagen II. und III. Classe darin 16 Plätze II., 30 Plätze III. Classe,
- 3) Personenwagen IV. Classe zu 60 Plätzen.

Sämmtliche Wagen 2 achsig und mit Intercommunication versehen, damit der ganze Zug durch einen Schaffner bedient werden kann, welchem auch der Gepäckdienst übertragen wird, während die speciellen Functionen eines Zugführers passend von dem Locomotivführer, diejenigen des Wagenrevisors und Schmierers aber von dem Heizer versehen werden. Hier ist ausser dem combinirten Gepäck und Postwagen nur eine Art von Specialwagen, nämlich derjenige II. und III. Classe ange-

nommen und dieser ist auch in durchgehenden Personenzügen sehr wohl verwendbar. Dieser Zug fasst 106 Personen in einem Verhältnisse der Wagenklassen, wie es dem Local-Veskehr auf den meisten norddeutschen Bahnen näherungsweise entspricht.

Wo keine IV. Classe besteht, ist nur eine Art Personenwagen nöthig, auch lassen sich ja noch manche anderen Variationen treffen. Auch ist noch zu bemerken, dass für die II. Classe kein Transportzwang in der üblichen Weise zu bestehen braucht, da eine Ueberfüllung bei einer so geringen Anzahl von Plätzen leichter eintritt und es kaum nachtheilig erscheint, wenn hier und da Jemand genöthigt ist, in der III. Classe statt in der II. zu fahren.

Auf Bahnstrecken, deren Local-Verkehr so gering ist, dass auch der vorstehend beschriebene Zug noch zu gross erscheint und wenn von der Postbeförderung in solchen Zügen abgesehen wird, erscheint es zweckmässig, den Gepäckraum auf der Maschine unter zu bringen und event. nur mit einem combinirten Wagen III. und IV. Classe zu fahren. Solche Züge, theilweise auch mit einigen Plätzen II. Classe versehen, sind auf mehreren Strecken der Königl. Eisenbahn-Direction Hannover mit bestem Erfolge eingeführt worden. Als Ersatz der jetzigen Vollzüge im Local-Verkehr möchten wir indess letztbeschriebene Zugsgattung nicht empfehlen, da dabei mancher wohlberechtigten Forderung des reisenden Publikums nicht entsprochen werden kann.

Ad 2. Bei den Localzügen innerhalb grosser Städte oder zwischen diesen und ihren Vororten sind die Verkehrsbedürfnisse wesentlich andere, als bei dem Verkehr längs der Strecke. Diese Züge dienen zur Herstellung einer möglichst häufigen Verbindung zwischen den einzelnen Stadttheilen und können daher passend als Omnibuszüge bezeichnet werden. Gepäck- und Posttransport findet bei denselben (mit Ausnahme des von den Passagieren bei sich geführten Gepäcks) nicht statt.

Wo man sich zur Einführung solcher Züge einmal entschliesst, wird man dieselben zweckmässig für den gesammten in der Bahnrichtung stattfindenden Personen-Verkehr einrichten, damit die Transportmasse möglichst gross werde, wodurch wieder zu Fahrten in so kurzen Zeit-Intervallen Gelegenheit gegeben wird, wie es die Natur dieses Verkehrs erfordert. Die bislang mit diesen Omnibuszügen gemachten Versuche können für das Bild, welches wir uns von einem solchen Betriebe entwerfen wollen, kaum dienen, da dieselben einerseits in sehr kleinem Maassstabe und mit so geringen Mitteln, dass der Verkehr nicht zur vollen Entwicklung gelangt, andererseits aber auf solchen Strecken und solche Entfernungen stattfinden, für welche keine wesentliche Concurrenz anderer Beförderungsmittel besteht. Um dem Omnibus-Betriebe diejenigen Transportmassen zuzuführen, welche derselbe zur vollen Entwicklung und Rentabilität bedarf, muss man denselben unseres Erachtens derart organisiren, dass die übrigen Transportmittel, Pferdebahnen und Strassen-Omnibusse dagegen nicht wesentlich concurriren können, dass also den Omnibuszügen der in der Bahnrichtung stattfindende Verkehr im Wesentlichen allein zufällt; oder man muss sich, wie das bei den bisherigen Versuchen geschieht, darauf beschränken, mit wenigen Zügen eine billige

Verbindung mit weiter entfernt gelegenen Vororten herzustellen, für welche keine Concurrenz anderer Transportmittel besteht.

Die Vorzüge des Eisenbahn-Betriebes vor den Pferde- bzw. Strassenbahnen liegen besonders in der grösseren Fahrgeschwindigkeit, daher darf man diesen Hauptvorzug bei Einrichtung der Omnibuszüge nicht abschwächen und keine zu geringe Geschwindigkeit annehmen. Wir empfehlen 40 Kilom. pro Stunde als Grundgeschwindigkeit; dabei entstehen noch keine wesentlichen Mehrkosten gegen 25—30 Kilom.; bei ca. 2—3 Kilom. Abstand der Haltestellen von einander wird man dann im Durchschnitt 25 Kilom. pro Stunde, also etwa doppelt so viel, als die Strassenbahnen zurücklegen. Wenn die Pferdebahn in den Zeiten der grössten Zugs-Intervalle alle 10 Minuten, der Omnibuszug alle 30 Minuten fährt, so muss, von der Beachtung des Fahrplanes seitens vieler Personen abgesehen, der Passagier im Durchschnitt bei Ersterer 5 Minuten, bei Letzterer 15 Minuten warten; der Unterschied von 10 Minuten wird dann durch den Omnibuszug bei einer Entfernung von 10 Minuten Fahrt = 4 Kilom. eingeholt; über diese Entfernung hinaus ist also der Omnibuszug, gleiche Fahrpreise vorausgesetzt, unbedingt allein concurrenzfähig. Da sich aber schon von Zugs-Intervallen von 10—15 Minuten an, besonders wenn man den sehr empfehlenswerthen Kunstgriff benutzt, die Züge zu vollen viertel oder halben Stunden von den Endpunkten abgehen zu lassen, das Publikum nach dem Fahrplane richtet, so darf man wohl annehmen, dass dem Omnibuszug schon auf Transportweiten von 3 Kilom. der Verkehr so ziemlich allein und bei kleineren Entfernungen zu einem grossen Theile zufallen muss, namentlich wenn zu den Zeiten des stärksten Verkehrs in kurzen Intervallen von 10—15 Minuten gefahren wird.

Wir wollen noch hervorheben, dass bei dieser Fahrgeschwindigkeit nur die wenigen durchgehenden Personen- und Schnellzüge wegen der verschiedenen Geschwindigkeit den Omnibuszügen hinderlich sind. Denn Local-Personenzüge, welche oft halten und Güterzüge, welche nicht innerhalb der von den Omnibuszügen befahrenen Strecke halten, legen ebenfalls ungefähr 25 Kilom. pro Stunde zurück. Es ergibt sich daraus, dass die Einrichtung des Omnibusbetriebes zwischen den anderen Zügen keine besonderen Schwierigkeiten macht. Eine zweigleisige Strecke ist dafür selbstverständlich nöthig.

Um bei den Omnibuszügen mit wenigen Mitteln viel zu leisten ist eine Vereinfachung der sonst üblichen 4 Wagenklassen ein Haupterforderniss. Der Fortfall der I. Wagenklasse erscheint hier ebenso, wie bei den Localzügen ziemlich selbstverständlich; wir möchten aber auch die Weglassung der IV. Classe befürworten. Während einerseits, der geringen Entfernungen wegen, die Differenzen in den Fahrpreisen der III. und IV. Classe unerheblich ausfallen würden, ist andererseits eine Vereinfachung der Classeneintheilung behufs guter Ausnutzung der Wagenräume eine dringende Nothwendigkeit; man muss eben eine Art von Mittelding zwischen Pferde- und Eisenbahn schaffen, ohne die wesentlichen Vorzüge beider zu verlieren. Um auch Marktleute mit ihren Waaren befördern zu können, kann ein Theil der III. Classe-Wagen mit Längssitzen an den Wänden und freiem Mittelraum construirt werden.

Auch bei der Berliner Stadtbahn werden bekanntlich die

Stadtzüge nur 2 Wagenklassen enthalten. Auch ist zu erwarten, dass das Publikum, welches auf der Pferdebahn in nur einer Wagenklasse fährt, mit 2 Classen der Omnibuszüge zufrieden sein wird.

Aehnliche Vereinfachungen wird man zur Vermeidung besonderer Rauch- und Damencoupé's treffen, namentlich im Innern der Wagen II. Classe das Rauchen ganz verbieten; ferner eine Benutzung der Endplattformen der Wagen seitens der Passagiere unbedenklich gestatten, da auf diese Weise nicht nur im Nothfalle mehr Personen im Zuge Platz finden, sondern alsdann auch auf den Perrons der Wagen II. Classe nach Belieben geraucht werden kann.

Wir haben hiermit schon das Intercommunications-System bei den Omnibuswagen stillschweigend vorausgesetzt. Dies System ist hier dem Coupec-System entschieden vorzuziehen, nicht nur weil es für das Publikum verschiedene Annehmlichkeiten bietet, sondern namentlich, weil es eine bessere Ausnutzung des Wagenraumes und die Billetcontrole durch nur einen Beamten möglich macht. Da ein Omnibuszug zweckmässig in der Regel nicht über 3 Wagen à 50 Sitzplätze III. Classe oder 32 Plätze II. Cl., mitführen sollte, und in diesem Falle, wie wir unten sehen werden, durch Maschinen von 8—11 Tonnen Gewicht befördert werden kann, so wird ersichtlich, dass die Bedienung des ganzen Zuges nur 2 Beamte erfordert. Einer derselben bedient die Maschine, der Andere die Wagen, ebenso wie dies bei den Dampfwagen der Berliner Ringbahn anstandslos geschieht. Dazu ist vollständige Intercommunication im ganzen Zuge incl. Maschine, continuirliche Bremse und angemessene Anordnung der Maschine nöthig. Da die persönlichen Ausgaben bei solchen Zügen einen verhältnissmässig grossen Theil der Betriebsausgaben betragen, so ist möglichste Sparsamkeit in diesem Punkte dringend geboten.

Der Verkehr der Omnibuszüge, welcher naturgemäss zum grössten Theil aus Abonnenten bestehen wird, ist nicht nur der Dichtigkeit, sondern auch den Wagenklassen nach, zu verschiedenen Tageszeiten verschieden. Früh Morgens bis 7 Uhr werden Arbeiter und Marktleute fahren, dann kommen Schulkinder, später Beamte und Geschäftsleute, während nach 9 Uhr der Verkehr bis 12 Uhr nachlässt. Zwischen 12 und 2 Uhr wird dann wieder ein stärkerer Verkehr sein, welcher sich nach 6 Uhr Abends wiederholt, während im Uebrigen Nachmittags weniger Verkehr herrschen wird.

Nach diesen Verhältnissen wird man sich mit der Zusammenstellung der Züge richten müssen, um möglichst viel zu leisten. Es werden demnach die Züge z. B. von

5—7 Uhr V. 3 Wagen III. Cl., davon 1 f. Marktleute.

7—8 „ „ 2 „ „ „ 1 Wagen II. Cl.

8—9 „ „ 1 „ „ „ 2 „ „ „

9—12 „ „ 1 „ „ „ 1 „ „ „

12—2 „ N. 2 „ „ „ 1 „ „ „

2—4 „ „ 1 „ „ „ 1 „ „ „

4—7 „ „ 2 „ „ „ 1 „ „ „

7—10 „ „ 1 „ „ „ 1 „ „ „

enthalten.

Ohne diese Angaben für allgemein zutreffend zu halten haben wir durch dieselben die Natur eines solchen Verkehrs

vielmehr nur characterisiren wollen, um für die Construction der denselben entsprechenden Betriebsmittel die nöthigen Anhaltspunkte zu gewinnen.

Zunächst ist klar, dass combinirte Personenwagen unbedingt zu verwerfen sind, damit nicht zeitweise unbenutzte Wagenabtheilungen spazieren gefahren werden müssen; es sind vielmehr für jede Wagenklasse besondere Wagen anzuschaffen. Ferner erscheint es zweckmässig, für solche Züge kleinere, besonders leicht construirte Wagen zu erbauen, welche in durchgehenden Zügen in der Regel keine Verwendung finden.

Die Gründe, welche bei den oben besprochenen Localzügen gegen die Verwendung solcher Specialwagen sprechen, nämlich Schwierigkeit der Wagendisposition und Vermehrung der Reservetheile, fallen hier fort, da die Disposition auf kurzen abgeschlossenen Strecken von wenigen Kilometern, welche hier ja allein in Frage kommen, sehr leicht ist und die schnelle Wiederherstellung defekter Theile an den Wagen durch die meist naheliegende Werkstätte grösseren Bestand an besonderen Reservestücken nicht erforderlich erscheinen lässt; wogegen geringes Eigengewicht der Wagen, des häufigen Haltens und Anfahrens wegen, hier sehr wichtig ist.

Hiernach dürften sich im Allgemeinen Wagen von 6500 bis 7000 Kilogr. Leergewicht bei einem Fassungsraum von 32 Personen II. Cl. oder 50 Personen III. Cl. als zweckmässig empfehlen. Zu den Zeiten des schwächsten Verkehrs wird man mit 2 Wagen, während der Anhäufungen mit 3 Wagen im Zuge fahren, sodass das Maximalgewicht eines Wagen-Zuges, welcher 150 Sitzplätze III. Cl. enthält, sich auf ca. 30 Tonnen stellt. Das täglich mehrfach erforderliche An- oder Abhängen eines Wagens, welches selbstverständlich nur auf den Endstationen erfolgt, halten wir für keine Schwierigkeit, wenn die Sache dem Personal erst einmal klar geworden ist.

Die Fahrgeschwindigkeit auf horizontalen Strecken wird zweckmässig, wie bereits bemerkt 40 Kilom. pr. Stunde betragen, eine Geschwindigkeit, welche für diesen Zweck schon mehrfach empfohlen worden ist. Wir wollen bei dieser Gelegenheit bemerken, dass unseres Erachtens keine rechte Veranlassung vorliegt, auf solche Omnibuszüge auf Vollbahnen, welche vorschriftsmässig signalisirt werden und auf vollständig bewachter Strecke verkehren, die beschränkenden Bestimmungen der »Bahnordnung für Bahnen untergeordneter Bedeutung« anzuwenden. Was man für diese Züge braucht, ist nur der Wegfall des Schutzwagens, im Uebrigen sollen die Omnibuszüge durchaus keine Secundärbahnzüge vorstellen; wir dürfen wohl auf die Zustimmung aller Betriebstechniker rechnen, wenn wir auf Grund der mechanischen Anschauung von der lebendigen Kraft behaupten, dass in einem Wagenzuge von 30 Tonnen Gewicht, welcher mit höchstens 40 Kilom. pr. Stunde fährt und mit einer continuirlichen Bremse versehen ist, ein Schutzwagen keineswegs erforderlich sei, dass vielmehr der vordere Endperron des ersten Wagens als Schutzkörper, wenn ein solcher überhaupt für erforderlich erachtet wird, völlig ausreichend erscheint.

Ein Transportzwang, wie bei anderen Zügen, braucht unseres Erachtens für Omnibuszüge nicht stattzufinden, man muss vielmehr im Interesse der Oeconomie eine bestmögliche

Ausnutzung der Betriebsmittel anstreben und die von einem Zuge etwa nicht beförderten Passagiere auf den nächsten verweisen. Bei zweckmässiger Betriebsführung werden solche Fälle selten sein und namentlich nur zu den Zeiten der stärksten Verkehrs-Anhäufungen stattfinden, während welcher gerade in den kürzesten Pausen gefahren wird.

Ehe wir nun zur Besprechung der speciellen Construction der Wagen und Maschinen für Local- und Omnibuszüge übergehen, haben wir noch ein Thema zu behandeln, welches im Vorstehenden stellenweise im natürlichen Verlauf der Erörterung unberücksichtigt geblieben ist, nämlich den

Vergleich zwischen Dampfwagen und getrennter Maschine.

An Stelle der Local- und Omnibuszüge, welche wir im Vorstehenden vorgeschlagen haben, sind vielfach Dampfwagen empfohlen worden und stellenweise zur Anwendung gelangt. Es lässt sich auch in der That nicht leugnen, dass ein solches Fahrzeug, in welchem sich so zu sagen ein ganzer Eisenbahnzug vereinigt findet, auf den ersten Anblick etwas ungemein Bestechendes besitzt.

Um die Zweckmässigkeit solcher Dampfwagen für den Local-Personen-Verkehr im Vergleich mit den von uns vorgeschlagenen leichten Zügen mit getrennter Maschine objectiv näher zu prüfen, setzen wir in beiden Fällen gleiche Verhältnisse voraus, insbesondere gleiche Leistungsfähigkeit, alsdann ergibt sich Nachstehendes:

Bei dem Dampfwagen werden, der getrennten Maschine gegenüber, 2 Kopfstücke, 4 Buffer und 2 Zugapparate, sowie die Intercommunicationsklappen, im Gesamtgewichte von ca. 500 Kilogr. erspart.

Dagegen kann der Dampfwagen nicht rückwärts fahren, muss also auf den Endstationen stets, und zwar seiner bedeutenden Länge wegen, auf einer Locomotiv-Drehscheibe gedreht werden.

Auch verkehrt der Dampfwagen, dessen Grösse zunächst als dem Verkehr genügend vorausgesetzt werden soll, stets mit der Maximalzuglast, während man der getrennten Maschine nur soviel Wagen anhängt, als der Verkehr eben erfordert.

Da grundsätzlich jedes Locomotiv-Personal seine eigene Maschine, also event. auch seinen eigenen Dampfwagen erhalten muss, die Dienstleistung dieses Personals aber eine beschränkte ist, während die getrennten Wagen fortwährend laufen können, so werden beim Dampfwagenbetriebe die Wagen nicht so ausgenutzt, wie die getrennten Wagen: letztere leisten erfahrungsmässig bei einer grösseren Anzahl von Zügen nahezu die doppelte Kilometerzahl der Maschinen, es sind also für den gleichen Betrieb weit weniger getrennte Wagen, als Dampfwagen erforderlich.

Um wenigstens bei Reparaturen des Maschinengestells den Wagen an ein anderes Maschinengestell hängen zu können, und damit eine bessere Ausnutzung dieser Wagen zu erzielen, sind alle neueren Dampfwagen zum Losmachen von ihren Maschinen eingerichtet. Dies Loshängen und Wechseln der Maschinen erfolgt thatsächlich aber nur bei längeren Reparaturen der letzteren. Auch wiegt die dazu nöthige Vorrichtung, welche

meistens in einer Art am Wagen hängender Reserveachse besteht, gegen 500 Kilogr., wodurch der oben bemerkte Vortheil des Dampfwagens, geringeres Gewicht, wieder verschwindet.

Nur bei ganz kleinen Verhältnissen besitzt der Dampfwagen den Vorzug des geringeren Gesamtgewichtes, aber wesentlich nur infolge des Umstandes, dass derselbe dann auf nur 2 Achsen gelagert werden kann. Sind einmal 4 Achsen vorhanden, so ist das Gesamtgewicht bei gleich guter Construction in beiden Fällen dasselbe, wie bei der getrennten Maschine mit einem Wagen.

Als besonderen Vorzug des Dampfwagens pflegt das grosse Adhäsionsgewicht desselben aufgeführt zu werden; inwiefern dadurch ein Vorzug wirklich begründet ist, lehrt folgende Erwägung: Eine Locomotive von den hier in Betracht kommenden Verhältnissen wiegt pr. 1^m Heizfläche betriebsfähig ca. 500 Kilogr.; da pr. 1^m höchstens 30 Kilogr. Wasser pr. Stunde wirklich verdampft werden, während für 1 Pferdekraft bei bester Beschaffenheit der Maschine 10 Kilogr. Dampf in gleicher Zeit erforderlich sind, so leistet eine solche Maschine pr. Tonne Betriebsgewicht $\frac{1000}{500} \cdot \frac{30}{10} = 6$ Pferdekraft oder $6,75 = 450$ Sec. Meterkilogr. Nimmt man nun die Zugkraft zu 130 Kilogr. pr. Tonne an, so ergibt sich, dass dieselbe nur bei einer Fahrgeschwindigkeit von $\frac{450}{130} = v \ 3,5^m$ pr. 1'' = 11 Kilom. pr. Stunde ausgenutzt werden kann. Da man nun mit den Local- und Omnibuszügen auch auf den stärksten Steigungen nicht unter 20—25 Kilom. pr. Stunde fahren wird, so ergibt sich, dass schon bei der getrennten Maschine nur etwa die Hälfte des Gewichts für die Adhäsion nöthig ist; dass also die Extra-Vermehrung des Adhäsionsgewichtes bei dem Dampfwagen hier durchaus keinen Zweck hat und als Vorzug des letzteren nur von denjenigen aufgeführt werden wird, welche sich über die Eigenschaften der Locomotive im Unklaren befinden.

Ueberhaupt haben die Freunde des Dampfwagens den Kampf gegen den Omnibuszug bislang weder in objectiver, noch in einer Weise geführt, welche zur Klärung der Verhältnisse geeignet erscheint. In der Regel pflegen dieselben ihren Dampfwagen mit einem Zug aus den gewöhnlichen Betriebs-Mitteln zu vergleichen, wobei letzterer natürlich schlecht genug wegkommt. Wir stehen der Sache durchaus objectiv gegenüber und können als Resultat unseres vorstehenden Vergleiches nunmehr Nachstehendes feststellen:

Das Gesamtgewicht ist in beiden Fällen dasselbe, da das Gewicht der Kupplungsvorrichtung beim Omnibuszuge gleich demjenigen der Hilfs-Achse bei dem Dampfwagen ist.

Die Beschaffungskosten, Betriebs- und Reparaturkosten eines Zuges werden daher auch dieselben sein.

Als reine Nachteile des Dampfwagens bleiben mithin bestehen:

1. Die für einen gegebenen Betrieb grösseren Beschaffungskosten der Wagen, da wegen der geringeren Ausnutzung derselben eine grössere Anzahl erforderlich ist.

2. Die Kosten für das Drehen des Dampfwagens auf den Endstationen, welche besonders bei dem Betrieb von Omnibuszügen auf kurzen Strecken in der Nähe grosser Städte recht erheblich sein werden.

3. Die im Durchschnitt höheren Betriebskosten, da der Dampfwagen stets mit der vollen Zuglast verkehrt, während dem Omnibuszuge nur so viele Wagen angehängt werden, als der jeweilige Verkehr erfordert. (Denn den Fall, dass auch dem Dampfwagen nach Bedarf noch andere Wagen angehängt werden sollen, dürfen wir wohl übergehen, da es niemals zweckmässig sein wird, einen Wagen allein laufen zu lassen und den andern mit der Maschine zu verbinden). Diesen Nachtheil haben auch die grossen Bahn-Omnibusse mit den Dampfwagen gemein.

4. Die Unmöglichkeit, bei Omnibuszügen das Verhältniss des Raumes der einzelnen Wagenklassen dem Bedarf entsprechend variiren zu lassen.

Uebrigens ist bei einem Fassungsraum von 100 Personen die Grenze der Leistung des Dampfwagens erreicht, woraus hervorgeht, dass derselbe ohnehin für Localzüge in der Regel unzureichend ist und nur für Omnibuszüge in Concurrenz treten kann.

Wir sehen also, dass sich für Local- und Omnibuszüge getrennte Locomotiven und Wagen im Allgemeinen besser als Dampfwagen eignen; nur wo sehr starke Steigungen vorkommen, welche das vermehrte Adhäsionsgewicht der Dampfwagen nöthig machen, oder bei ganz kleinen Verhältnissen, z. B. weniger als 40 Personenplätzen im Maximum, kann ein Dampfwagen von Vortheil sein. Solche Verhältnisse werden aber auf Hauptbahnen kaum vorkommen, wir können daher diesen Fall von unseren Erörterungen ausschliessen, und uns nunmehr mit der speciellen Construction der Wagen und Locomotiven für Local- und Omnibuszüge befassen. (Fortsetzung folgt.)

Beschreibung eines neuen Weichenstellriegels mit Signal auf der Holländischen Eisenbahn.

Mitgetheilt vom Ober-Bahn-Ingenieur R. van Hasselt in Amsterdam.

(Hierzu Fig. 1—7 auf Taf. XXII.)

Wie bekannt, ist es bei entfernten Einfahrtweichen oder bei Weichen, welche auf grosse Entfernung bewegt werden, wünschenswerth vom Bahnhofe resp. von der Weichenstellerbude aus die richtige Lage der Weichen beurtheilen zu können.

Wenn dieses auch immer der Fall ist, so ist dieses während der Nacht um so werthvoller.

Bei dem vorliegenden Weichenriegel (Fig. 1—7 Taf. XXII) ist dieses denn auch als Hauptzweck vorgelegen und wurde

während der Bewegung der Weiche bis zum vollständigen Anschliessen der Zungen beiderseits das Signal »Gefahr« zu geben, erzielt.

Erst wenn das Anliegen der Zungen stattgefunden hat, wird durch den todten Gang des Weichenhebels dieses Signal weggenommen und ein anderes gegeben, woraus vom Bahnhofe resp. von der Weichenstellerbude gesehen werden kann, dass die Weiche richtig anliegt und für welchen Strang die Weiche gestellt ist.

Der Zweck ist folgendermaassen erreicht:

Die Bewegung geschieht durch einen gewöhnlichen Weichenhebel, der jedoch ziemlich grossen Gang haben soll.

Durch Umstellen desselben wird die Kurbel C mit der Achse D umgedreht.

Mit dieser Achse dreht die darauf befestigte Scheibe E zu gleicher Zeit.

Die Scheibe ist derart geformt, dass während der ersten Zeit der Bewegung der ausgehöhlte Theil a b an dem Zapfen F ohne Weiteres vorbeigeht. Erst bei b drückt die Scheibe E gegen den Zapfen F und bewegt dieselbe die darunter befestigte Stange H, sowie den Zapfen G von rechts nach links.

Mit der Stange H bewegt sich die Weichenzunge J von rechts nach links. Diese Bewegung findet Statt bis die Zungenvorrichtung an der anderen Seite anliegt, wonach durch den todten Gang des Weichenhebels die Scheibe mit dem Theile c d ohne Weiteres an den Zapfen G vorbeiläuft.

Indem die Bewegung der Weiche aus Obigem zu ersehen ist, lässt sich ferner leicht begreifen, dass die Weiche in den Positionen 1 und 3 auch geschlossen ist, da, wenn die Achse D mit den beiden Zapfen F und G in einer geraden Linie liegt, eine Drehung der Scheibe E und damit ein Öffnen der Weichen nur mittelst des Weichenhebels stattfinden kann.

Es bleibt nur noch zu beschreiben, wie die Lage der Weiche mit dem Signale verbunden ist, und wie die Bedingung erfüllt wird, während der Bewegung immer das Signal »Gefahr« beiderseits zu geben.

Auf der Achse D, welche sich zugleich mit der Scheibe E dreht, ist der Sector K befestigt. Dieser hat an den beiden Enden zwei nach oben stehende Nasen e und f und in der Mitte einen nach unten stehenden Rand g.

Das Signal besteht aus einem Kasten L, welcher auf der Achse M befestigt ist und sich mit dieser dreht.

Da bei Nacht die Fahne nicht zu erkennen ist, muss der Stand der Weiche durch farbige Gläser angegeben werden. Für diese sind die gewöhnlichen Zeichen, weisses Licht für geraden Strang, grünes für den krummen Strang und rothes Licht für das Signal »Gefahr« angewandt.

Um diese Zeichen geben zu können, sind an einer Seite der runden Oeffnung Brillen mit grünem Glase gehängt. Diese werden, damit sie der Bewegung der Achse M folgen, ge-

zwungen über einer ausgeschnittenen Platte P (Fig. 7 Taf. XXII), welche auf dem Rohre Q befestigt ist, zu schleifen, so dass, wenn die Weichenzungen für den krummen Strang stehen, die Brillen die Oeffnungen bedecken. Die kurzen Seiten des Signals sind an den Oeffnungen mit rothem Glase versehen.

Auf der Achse M sind in geeigneter Höhe zwei über einander liegende kleine Scheiben N und O befestigt.

Die oberste N ist an zwei Seiten derart gebogen, dass der Sector K bequem daran vorbei laufen kann.

Wird nun der Weichenhebel aus dem Ruhestand gebracht, so wird, indem die Scheibe E, wie oben gesagt, über dem Wege a b an den Zapfen F vorbei geht, die Achse D mit dem Sector K umgedreht.

Der nach unten stehende Rand g dieses Sectors dreht die Scheibe O und diese wieder die Achse M und Scheibe N, so dass die Scheiben O und N in Position 2 kommen. Durch die Drehung der Achse M zeigt der Kasten L die zwei rothen Seiten nach vorne und rückwärts und wird hiermit beiderseits das Signal »Gefahr« gegeben.

Dieses Signal bleibt in dieser Lage während der weiteren Drehung der Scheibe E, bis die Weiche geschlossen ist. In dieser Zeit dreht sich nämlich der Sector K unter der Scheibe N und an der Scheibe O vorbei.

Ist aber die Weiche geschlossen, so kommt die nach oben stehende Nase e des Sectors K gegen eine Nase der Scheibe N und dreht diese Scheibe bei der weiteren Drehung des Sectors um.

Mit der Scheibe N dreht sich die Scheibe O und die Achse M und mit dieser Achse das Signal, so dass jetzt die Langseite Position 3 und bei Nacht nach beiden Seiten grünes Licht ersichtlich ist.

Man weiss also vorne und rückwärts, dass die Weiche richtig für den krummen Strang steht.

Soll die Weiche wieder zurückgelegt werden, so dreht das andere Ende des Randes g die Scheibe O um und wird hiermit wieder das Signal »Gefahr« gegeben.

Die Bewegung findet ferner wieder in umgekehrter Reihenfolge Statt bis das Signal Position 1 und bei Nacht weisses Licht hervortritt und angedeutet wird, dass die Weiche für den geraden Strang fahrbar ist.

In neuester Zeit sind diese Weichenstellriegel auch angewandt, wenn Weichen aus grosser Entfernung zu stellen waren. Es ist zu diesem Zwecke an Stelle des Hebelarmes C eine horizontale Kettenrolle angebracht, welche durch eine doppelte Drahtleitung mit einem entfernten Weichenstellerbocke verbunden ist.

Auf der Station Assel wird eine Weiche auf 600^m Entfernung durch diesen Weichenstellriegel bedient und arbeitet derselbe so gut, dass ein Spielraum von 2^{mm} genügt, um das Fahrsignal nicht geben zu können.

Ueber den unruhigen Gang der Eisenbahnwagen und die dagegen anzuwendenden Vorkehrungen.

Von L. Stösger, Maschinen-Inspector der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn.

(Hierzu Fig. 1—16 auf Taf. XXI.)

In Folge verschiedener im Laufe des Jahres 1880 vorgekommener Beschwerden über den unruhigen Gang der in den Zügen der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn laufenden Wagen fand eine Reihe von Versuchsfahrten mit Wagen verschiedenster Constructionen statt, denen Schreiber dieses beizuwohnen veranlasst wurde.

Die dabei gewonnenen Ergebnisse dürften vielleicht geeignet sein, die von verschiedenen Seiten bisher gehegten Anschauungen und aufgestellten Behauptungen über die Ursachen des unruhigen Ganges einzelner Eisenbahnwagen in einem oder dem anderen Punkte zu berichtigen.

Zur Erläuterung des Nachfolgenden sei eine kurze Erwähnung fast wohl allgemein bekannter Thatsachen vorausgeschickt.

A. Die verschiedenartigen Bewegungen der in einem Eisenbahnzuge laufenden Wagen.

Dieselben sind:

- a. eine Vorwärts- beziehungsweise Rückwärts-Bewegung in der Richtung der Bahnlinie,
- b. eine auf und nieder gehende Bewegung senkrecht auf die Bahnebene,
- c. eine Bewegung um eine parallel den Wagenachsen zwischen denselben liegende ideelle Achse,
- d. eine drehende Bewegung um eine horizontale, parallel der Bahnlinie liegende, ideelle Achse,
- e. eine drehende Bewegung um eine senkrecht auf der Bahnebene stehende ideelle Achse.

Andere Bewegungen setzen sich aus den vorerwähnten zusammen.

B. Die ersten Veranlassungen der verschiedenartigen Bewegungen der Eisenbahnwagen.

Bei der durch die Betriebskraft hervorgebrachten Bewegung in der Richtung der Bahnlinie, rollen die Räder des Wagens auf Eisenbahnschienen, welche, von einer bestimmten Länge hergestellt, derartig auf die Unterlagen verlegt sind, dass beide Räder einer Achse gleichzeitig auf die einander gegenüberliegenden Schienenstösse treffen.

Die zwischen je zwei hinter einander liegenden Schienen vorhandenen Abstände sind der Schienenlänge unter Berücksichtigung der höchsten Jahrestemperatur angemessen, derart, dass selbst bei der grössten Wärmeausdehnung ein seitliches Ausweichen (Werfen) der Schienen vermieden wird. Hieraus folgt, dass fast stets mehr oder weniger grosse Abstände zwischen den hinter einander liegenden Schienen vorhanden sind, welche in dem Maasse, als die Temperatur sinkt, sich erweitern werden und grösser bei längeren, kleiner bei kürzeren Schienen sein müssen.

Bei der Bewegung über jeden der erwähnten Zwischenräume erleiden aber die Räder der Fahrzeuge, der Grösse

dieser Zwischenräume entsprechend, Verticalstösse, ebenso beim Uebergange über die nicht gehörig fest unterstopften Schwellen, namentlich die Stossschwellen bei dem Querschwellensysteme mit festen Schienenstössen. Auch Gleiskreuzungen und Herzstücke geben zu Verticalstössen auf die Räder Veranlassung.

Andere und zwar seitliche Stösse erleiden die Räder der Eisenbahnfahrzeuge bei der Bewegung über flach gedrückte und dadurch nach der Seite verbreiterte Schienenköpfe, namentlich an den Enden der Schienen, ferner bei schlecht vermitteltem Uebergange der Bahncurven in die graden Linien und umgekehrt; auch bei Schienen, welche nicht dem Curvenradius entsprechend gebogen, beziehungsweise schlecht ausgerichtet sind; endlich beim Durchfahren der Weichen.

Um die Verticalstösse, welche die Räder erleiden, für die in den Eisenbahnwagen sich befindenden Reisenden weniger fühlbar, für die Güter unschädlich zu machen, hat man fast allgemein die Untergestelle der Eisenbahnwagen auf Federn gestellt, die nach bewährten Constructionen aus über einander liegenden gehärteten Stahlblättern hergestellt sind und der Tragfähigkeit der Wagen wie den Gewichten der Wagenkasten entsprechen.

Diese Tragfedern, welche in ihrer Mitte auf den Achsbüchsen befestigt und deren Enden mit dem Untergestell des Wagens verbunden sind, bewegen sich bei den Verticalstössen, welche auf sie durch die Achslager, beziehungsweise Achsbüchsen von den Rädern übertragen werden, senkrecht auf und nieder.

Je nach der Elasticität und Stärke der Tragfedern und der auf denselben ruhenden Last übertragen dieselben die erhaltene Bewegung auf das auf ihnen ruhende Untergestell und den mit letzterem verbundenen Oberkasten des Wagens, welcher dadurch ebenfalls zunächst in eine senkrecht auf und nieder gehende Bewegung versetzt wird. Um diese Bewegung abzuschwächen, haben einige Eisenbahnverwaltungen an die Aussenseiten der Langträger der Untergestelle Console befestigen lassen, welche mit Gummi- oder Spiralstahl-Federn versehen sind und zur Auflagerung der Wagenkasten dienen.

Erfolgt die auf und nieder gehende Bewegung eines Wagenkastens nicht gleichzeitig auf der Vorder- und Hinterachse des Wagens, was nur der Fall sein könnte, wenn der Radstand des Wagens gleich der Schienenlänge ist und die Stösse auf Vorder- und Hinterachse gleich gross wären, so entsteht die unter c. erwähnte Bewegung um die parallel den Wagenachsen liegende ideelle Achse. Die senkrecht auf und nieder gehende Bewegung des Wagenkastens wird in ein Schwanken desselben von einer Seite zu der anderen übergehen, sobald die beiden Räder einer Achse verschieden starke Verticalstösse erleiden und sobald dem Wagenkasten gestattet ist, eine drehende Bewegung um eine horizontale parallel der Bahnlinie liegende Achse zu machen.

Das schnell wiederholte Schwanken oder Schaukeln findet statt, wenn die Stösse auf die Räder sich wiederholen und übertragen werden, ehe die Tragfedern zur Ruhe gekommen sind.

Die seitlichen Stösse, welche die Räder erleiden, veranlassen ein Hin- und Herschieben der Achsen in den Lagern, wenn sie darin hinreichenden Spielraum finden, dagegen da, wo solcher nicht vorhanden ist, seitliche Drücke, beziehungsweise Stösse auf die Achsbüchsen, welche sich auf die Achsgabeln, durch diese auf das Untergestell und somit auf den Wagenkasten übertragen. Kann hiergegen der sich im Zuge bewegende Wagen durch seine Masse keinen Widerstand leisten oder werden die seitlichen Stösse und Drücke nicht durch andere Vorkehrungen aufgehoben oder abgeschwächt, so findet ein Schlingern des Wagens, oder mit anderen Worten eine Drehung des Wagenkastens einschliesslich des Untergestells um eine senkrecht auf der Bahnebene stehende ideelle Achse statt.

Diese Bewegung erfolgt aber auch noch aus anderen Veranlassungen, wie weiter unten erwähnt werden soll.

Von einem neuen oder einem aus der Reparatur gekommenen Wagen muss erwartet werden, dass er in Bezug auf ruhigen Gang den Anforderungen entspricht, die nach Lage der Sache gestellt werden können. Anders verhält es sich mit den Wagen, welche längere Zeit im Betriebe sind.

Die vorausgegangenen Betrachtungen lassen erkennen, dass selbst bei den bestunterhaltenen Bahngleisen die Veranlassungen zu Stössen auf die Räder, somit zu den erwähnten Bewegungen der Wagen nicht beseitigt werden können. Es handelte sich sonach darum, zu ermitteln, welche Umstände eintreten, beziehungsweise welche Constructionstheile der Wagen in Folge von Abnutzungen derartig sich verändern, dass sie die vorerwähnten Bewegungen der Wagenkasten zulassen, beziehungsweise erleichtern und wodurch diese Bewegungen, wenn auch nicht ganz verhindert, so doch erschwert oder wenigstens auf das möglichst geringste Maass begrenzt werden können.

Ferner sollte festgestellt werden, innerhalb welcher Grenzen die Abnutzung einzelner Constructionstheile zuzulassen oder zu beschränken ist, ohne die nöthige Beweglichkeit derselben zu hemmen und andere Uebelstände herbei zu führen.

Zu diesem Zwecke musste das Verhalten einzelner Wagen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, in der Mitte und am Ende des Zuges, besonders aber nach jeder vorgenommenen Aenderung der einzelnen Constructionstheile ein und desselben Wagens durch Versuche festgestellt werden, welche nachstehend aufgeführt sind.

C. Versuche mit vierrädrigen Wagen.

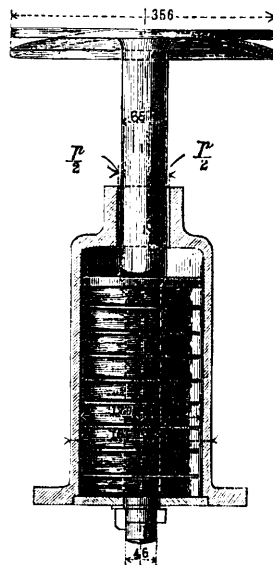
I. Der Wagen 372, Fig. 1 Taf. XXI, wurde wegen starken Schaukelns, beziehungsweise Schlingerns, dem Betriebe entzogen, der Werkstatt zugeführt und untersucht.

Die Untersuchung ergab:

Spielraum v zwischen den Eckführungen des Wagenkastens*) und Letzterem (Fig. 8 und 9 Taf. XXI) 8^{mm}

Console auf jeder Langseite	6 Stück
Federlänge	1884 ^{mm}
Federbreite	90 ^{mm}
Federlagenstärke	13 ^{mm}
Federlagen	8 Stück
Gesamtspielraum x jedes der Achsschenkel im zugehörigen Lager (Fig. 6 Taf. XXI)	3 ^{mm}
Stärke der Achsgabeln	17 ^{mm}
Gesamtspielraum y jeder Achsgabel in den Achsbuchführungen, in der Richtung der Langträger gemessen (Fig. 2 b)	3—4 ^{mm}
Gesamtspielraum z jeder Achsgabel in den Achsbuchführungen in der Richtung der Radachse gemessen (Fig. 7 Taf. XXI) . .	3—4 ^{mm}
In den Laufkränzen der Räder befanden sich flache Stellen.	
Gesamtspielraum p jeder Bufferstange in der zugehörigen Führungshülse (Fig. 46) durchschnittlich	3 ^{mm} **)

Fig. 46.



1. Versuch.

Der Wagen wurde mit Satz-Achsen, deren Radreifen regelrecht abgedreht waren und mit neuen Lagerschalen***) versehen, welche den bezüglichen Achsschenkeln je einen Spielraum $x = 2^{\text{mm}}$ gewährten. Der Spielraum v (Fig. 8 und 9) wurde durch Lederpolster ausgefüllt und der Wagenkasten ausserdem an das Untergestell derartig verankert, dass derselbe gegen Letzteres keine seitliche, sondern nur auf und nieder gehende Bewegungen machen konnte.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Die früher beobachtete seitliche Bewegung des Wagenkastens in Bezug auf das Untergestell fand, wie zu erwarten stand, nicht mehr statt. Der Wagen lief bei fester Kuppelung in der Mitte des Zuges †) ziemlich ruhig, schaukelte und schlingerte dagegen am Ende desselben, namentlich bei grösseren Geschwindigkeiten erheblich.

*) Der Kasten dieses Wagens, wie diejenigen, welche in den Versuchen II. bis VII. erwähnt werden, ruht auf schmiedeeisernen Consolen, welche an die Langträger des Untergestells angenietet und mit 3 Gummiringen von 130^{mm} äusserem Durchmesser, 21^{mm} Höhe und dazwischen gelegten Blechscheiben versehen sind. (Fig. 10 Taf. XXI.)

**) Um lange Wiederholungen zu vermeiden, sei bemerkt, dass in der Folge dieselben Buchstaben v, x, y, z und p immer dieselben betreffenden Spielräume bedeuten.

***) Die Lagerschalen der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn werden von einer Mischung aus:

86 Theilen Zinn,
9,3 Theilen Antimon, und
4,7 Theilen Kupfer

hergestellt.

†) Die Versuche fanden grösstentheils in Schnellzügen oder solchen, wo ähnliche Geschwindigkeiten vorkamen, statt.

2. Versuch.

Auf die Seitenflächen der Achsgabeln (Fig. 11 Taf. XXI) oberhalb der Achsbuchsführungen bis zur Oberkante der Langträger reichend, wurden Flacheisenstäbe $t\ t\ 20^{mm}$ stark, 60^{mm} breit, genietet, um die Achsgabeln gegen seitliche Bewegungen steifer zu machen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Das Verhalten des Wagens während derselben hatte gegen früher keine merkbare Veränderung erfahren.

3. Versuch.

Der Spielraum x der Achsschenkel (Fig. 6) hatte sich auf $3-3\frac{1}{2}^{mm}$ durchschnittlich erweitert, der Wagen wurde deshalb mit neuen Lagern versehen, bei denen der Spielraum $x = \frac{1}{2}^{mm}$ betrug. Jede der beiden Tragfedern an demjenigen Ende des Wagenkastens, auf dem sich das Bremsercoupé befindet, wurde mit neun Lagen versehen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen 372 ging in der Richtung Berlin-Halle mit dem Ende, an dem sich das Bremsercoupé befindet, als letzter im Zuge; auf dem Rückwege wurde derselbe mit dem entgegengesetzten Ende an den vorletzten Wagen gekuppelt. In beiden Fällen schaukelte und schlingerte der Wagen 372, jedoch in beiden Fällen an demjenigen Ende, dessen Federn verstärkt worden waren, weniger, als an dem anderen. Die Lager hatten sich bei der Hin- und Rückfahrt jedesmal erheblich erhitzt, so dass der Wagen schwer zu bewegen war, ohne jedoch Schaden zu leiden, da die Lager auf allen Haltestellen sorgfältig geölt wurden.

4. Versuch.

Der Spielraum x der Achsschenkel (Fig. 6) wurde auf 1^{mm} erweitert. Die Federn unter dem Bremsercoupé wurden mit je zehn Lagen, die anderen beiden Federn mit je neun Lagen versehen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Die Bewegungen des Wagens waren in etwas geringerem Maasse dieselben, wie bei der vorhergegangenen Probefahrt; eine Erhitzung der Lager fand nicht mehr statt.

5. Versuch.

Sämmtliche Federn des Wagens erhielten zehn Lagen, die Gummiringe der Seitenconsole wurden derartig angeordnet, dass diejenigen in der Mitte des Wagens weniger als die nach den beiden Enden desselben belegenen belastet wurden.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen lief auf der Hinfahrt ruhiger, als bisher. Auf der Rückfahrt wurde derselbe an einen sehr unruhig gehenden Wagen festgekuppelt und der Zughaken des freien Stirnendes mit einem sogenannten Kuppelungsbügel nach Bauer's Construction, für diesseitige Verhältnisse passend hergerichtet, festgezogen. Bei grösseren Geschwindigkeiten des Zuges wurde der Wagen 372 durch den vorhergehenden Wagen in derartig heftige Schwankungen versetzt, wie solche bei den bisher stattgehabten Probefahrten nicht beobachtet worden waren. *)

6. Versuch.

Die Spielräume y und z der Achsgabeln (Fig. 7) wurden auf je 1^{mm} ermässigt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Die aus der Beschaffenheit einzelner Stellen der Bahn wahrgenommenen unvermeidlichen Schwankungen des Wagens waren von geringer Dauer, dagegen war der Gang desselben hart und stossend.

7. Versuch.

Der Spielraum y (Fig. 7) wurde auf 5^{mm} erweitert, alles Uebrige unverändert gelassen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen schlingerte bei sonst ruhigem Gange häufiger.

8. Versuch.

Der vorerwähnte Spielraum y wurde auf nahezu 2^{mm} bei jeder der vier Achsbüchsen verringert.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging tadellos, wurde hierauf nochmals revidirt und dem Betriebe übergeben, nachdem das Gewicht desselben festgestellt worden war; dasselbe betrug 11740 Kilogr.

II. Der Wagen 369, von gleicher Construction, wie der vorher erwähnte, war gleichfalls wegen Schaukelns ausser Betrieb gesetzt worden.

Die Untersuchung ergab:

Spielraum v (Fig. 8 u. 9) durchschnittlich	5^{mm}
Console auf jeder Langseite	6 Stück
Federlänge	1884^{mm}
Federbreite	90^{mm}
Federlagenstärke	13^{mm}
Federlagen	8 Stück
Gesamtspielraum x jedes Achsschenkels (Fig. 6)	3^{mm}
Stärke der Achsgabeln	17^{mm}
Gesamtspielraum y jeder derselben (Fig. 7)	3^{mm}
Gesamtspielraum z desgleichen (Fig. 7)	3^{mm}

Die Reifen der Speichenräder waren erst seit kurzer Zeit abgedreht und in gutem Zustande.

Gesamtspielraum p jeder Bufferstange (Fig. 46) 3^{mm} .

1. Versuch.

Die Console mit Gummischeiden wurden durch Holzklötze, welche zwischen Untergestell und Wagenkasten gebracht und befestigt wurden, ausser Wirksamkeit gesetzt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Obgleich eine Bewegung des Wagenkastens auf dem Untergestell nicht stattfinden konnte, war das Schaukeln des Wagens nicht beseitigt.

2. Versuch.

Die Console mit Gummischeiden wurden, wie bei dem 5. Versuch, mit Wagen 372 angeordnet und der Spielraum r des Wagenkastens durch Lederpolsterung ausgefüllt. — Der Spielraum y jeder Achsgabel wurde auf 2^{mm} , desgleichen der Spielraum z auf 1^{mm} ermässigt.

*) Später angestellte besondere und vergleichende Versuche mit den Schlussbügeln nach Constructionen von Bauer und Clauss haben keine nennenswerthen Erfolge zur Herstellung eines ruhigen Ganges sonst unruhig am Ende der Züge laufender Wagen ergeben.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Das seitliche Schwanken des Wagens wurde nicht mehr bemerkt, dagegen waren die auf und nieder gehenden Bewegungen desselben fühlbarer.

3. Versuch.

Jede der vier Federn wurde mit zehn Lagen versehen. Der Spielraum x der Achsschenkel (Fig. 6) wurde auf 6^{mm} erweitert.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen lief so ruhig, dass selbst im Bremsercoupé Schwankungen nicht wahrgenommen wurden. Der Wagen wurde jedoch hierauf mit neuen Lagerschalen, welche einen Spielraum x von je 1½^{mm} den Achsschenkeln gewähren, versehen, in allen Theilen revidirt und betriebsfähig in Dienst gestellt. Das vorher ermittelte Gewicht des Wagens betrug 11450 Kilogr.

III. An dem Wagen 367 (Fig. 2 Taf. XXI), wegen seines sehr unruhigen Ganges der Werkstatt überwiesen, hatte die Untersuchung folgende Ergebnisse:

Spielraum v des Wagenkastens	0,0 ^{mm}
Console auf jeder Langseite	6 Stück
Federlänge	1884,0 ^{mm}
Federbreite	90,0 ^{mm}
Federlagenstärke	13,0 ^{mm}
Federlagen	8 Stück
Gesamtspielraum x jedes Achsschenkels (Fig. 6)	1½—2 ^{mm}
Stärke der Achsgabeln	17 ^{mm}
Gesamtspielraum y jeder derselben	4—5 ^{mm}
Gesamtspielraum z derselben	4—5 ^{mm}

Die Radreifen der Speichenräder zeigten flache Stellen im Laufkranze.

Gesamtspielraum p jeder Bufferstange (Fig. 46) durchschnittlich 2½—3^{mm}

1. Versuch.

Der Spielraum y jeder Achsgabel wurde auf 1½^{mm}, der Spielraum z derselben auf 1^{mm} bei jeder Achsbüchse ermässigt.

Die beiden Federn an dem Ende, unter dem Bremsercoupé, wurden mit je neun Lagen versehen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging trotz der flachen Stellen der Radkränze und des Spielraums der Bufferstangen in den bezüglichen Führungen sehr ruhig, so dass derselbe, nachdem noch die Räder abgedreht worden waren, mit Revisionsvermerk versehen, dem Betriebe übergeben werden konnte. Das vorher ermittelte Gewicht des Wagens betrug 11350 Kilogr.

IV. Der Wagen 217 (Fig. 3 Taf. XXI) als sehr ruhig und tadellos bezeichnet, wurde untersucht.

Es betrug bei demselben: .

Der Spielraum v des Kastens	0 ^{mm}
Federlänge	1884 ^{mm}
Federbreite	78 ^{mm}
Federlagenstärke	13 ^{mm}
Zahl der Federn	8 Stück
Der Spielraum x	1½ ^{mm}

Stärke der Achsgabeln	17 ^{mm}
Der Spielraum y	3 ^{mm}
Der Spielraum z	1 ^{mm}

Die Räder waren mit neuen Reifen versehen.

Spielraum der Buffer in den Hülsen je 3^{mm}

Ergebniss der Probefahrt.

Der Wagen ging tadellos ruhig und wurde deshalb ohne jede Aenderung wieder in Dienst gestellt. Gewicht desselben 9500 Kilogr.

V. Der Wagen 191 (Fig. 3), über den wegen seines sehr unruhigen Ganges Beschwerden eingelaufen waren, ergab bei der Untersuchung folgende Verhältnisse:

Spielraum v des Kastens	0 ^{mm}
Console auf jeder Langseite	5 Stück
Federlänge	1884 ^{mm}
Federbreite	78 ^{mm}
Federlagenstärke	13 ^{mm}
Federlagen	8 Stück
Spielraum x der Achsschenkel durchschnittlich	1½—2 ^{mm}
Stärke der Achsgabeln	17 ^{mm}
Spielraum y der Achsgabeln durchschnittlich	4—5 ^{mm}
Spielraum derselben	4—5 ^{mm}

Die Rädersatzte waren in gutem Zustande.

Spielraum p der Bufferstangen 4—5^{mm}

1. Versuch.

Die Spielräume y und z der Achsgabeln wurden auf je 1^{mm} ermässigt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen schwankte nicht mehr, hatte aber einen etwas stossenden Gang.

2. Versuch.

Der Spielraum y wurde auf nahezu 2^{mm} erweitert.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging tadellos. Es wurden hierauf die Bufferhülsen ausgebüchst, der Wagen mit Revisionsvermerk versehen und dem Betriebe überwiesen. Das vorher ermittelte Gewicht des Wagens betrug 9560 Kilogr.

VI. Der Wagen 172 (Fig. 4 Taf. XXI) wurde gleichfalls wegen seines sehr unruhigen Ganges ausgesetzt und der Werkstatt überwiesen. Die Untersuchung des Wagens ergab Folgendes:

Spielraum v des Wagenkastens durchschnittlich	3 ^{mm}
Console auf jeder Langseite	4 Stück
Federlänge	1726 ^{mm}
Federbreite	78 ^{mm}
Federstärke	13 ^{mm}
Federlagen	8 Stück
Spielraum x der Achsschenkel durchschnittlich	3—4 ^{mm}
Stärke der Achsgabeln	20 ^{mm}
Spielraum y und z dieser Achsgabeln durchschnittlich	4—5 ^{mm}

Die Radreifen hatten sich theilweise vom Umfange der Radgestelle gelöst und waren an einzelnen Punkten bis 6^{mm} ausgelaufen.

Spielraum p der Bufferstangen durchschnittlich 4—5^{mm}

1. Versuch.

Die Gummischeiben der Console wurden entfernt und der Wagenkasten unmittelbar auf das Untergestell befestigt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging nur wenig ruhiger, wie vorher.

2. Versuch.

Die Console wurden wieder in Wirksamkeit gesetzt, derart, dass die mittleren weniger, als die nach den Enden zu beleagerten belastet wurden.

Die Spielräume zwischen den Eckführungen des Wagenkastens und letzterem wurden ausgepolstert.

Die Achsen wurden durch neue gleicher Construction mit genau abgedrehten Rädern ersetzt, die vorhandenen Lager auf die Achsschenkel aufgepasst.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Obgleich der Einfluss der neuen Räder auf den Gang des Wagens nicht zu verkennen war, liess derselbe dennoch sehr zu wünschen übrig.

3. Versuch.

Die Achsbüchsen wurden mit neuen Lagern versehen, welche den Achsschenkeln einen Spielraum $x = 1\frac{1}{2}^{\text{mm}}$ gewährten.

Der Spielraum y beziehungsweise z der Achsgabeln wurde 1^{mm} gross gemacht.

Die Bufferhülsen wurden ausgebücht.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging hart und stossend, ohne zu schaukeln.

4. Versuch.

Der Spielraum y der Achsgabeln wurde auf $1\frac{1}{2}$ bis 2^{mm} erweitert.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen ging tadellos und wurde nach nochmaliger Revision dem Betriebe übergeben. Das vorher ermittelte Gewicht betrug 8700 Kilogr.

D. Versuche mit sechsrädrigen Wagen.

VII. Der Wagen 356 (Fig. 5 Taf. XXI), welcher sehr unruhig lief, wurde in der Werkstatt untersucht und dabei Nachstehendes bemerkt:

Spielraum v des Wagenkastens	0 ^{mm}
Console auf jeder Langseite	7 Stück
Federlänge	1884 ^{mm}
Federbreite	78 ^{mm}
Federlagenstärke	13 ^{mm}
Federlagen bei sämtlichen Federn je . . .	8 Stück
Stärke der Achsgabeln	17 ^{mm}
Spielraum y der Achsgabeln bei jeder der sechs Achsbüchsen durchschnittlich	4 ^{mm}
Spielraum z der Achsgabeln in den vier Endachsbüchsenführungen durchschnittlich	4 ^{mm}
Desgleichen bei den beiden Mittelachsbüchsen (Fig. 7 untere Hälfte)	28 ^{mm}
Die Radreifen befanden sich in gutem Zustande.	
Spielraum p der Bufferstangen durchschnittlich	3 ^{mm}

1. Versuch.

Der Wagenkasten wurde nach Entfernung der Gummischeiben von den betreffenden Consolen unmittelbar auf dem Untergestell befestigt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Gang des Wagens hatte sich nicht merkbar geändert.

2. Versuch.

Der Wagenkasten wurde wiederum auf die Console mit Gummischeiben gesetzt, dieselben, jedoch wie bei Wagen 172 angeordnet.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen lief nicht ruhiger, wie vorher.

3. Versuch.

Jede der vier Endfedern wurde mit neun Lagen versehen.

Der Spielraum y in den Achsgabeln wurde auf nahezu 2^{mm} , der Spielraum z in den Führungen der vier Endachsbüchsen auf 1^{mm} ermässigt und bei den beiden Mittelachsbüchsen unverändert gelassen.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen lief bei 80 Kilom. Geschwindigkeit in der Stunde sehr ruhig.

4. Versuch.

Die Lager wurden durch solche ersetzt, welche den Achsschenkeln je einen Spielraum $x = 1\frac{1}{2}^{\text{mm}}$ gestatteten.

Die Bufferhülsen wurden ausgebücht, der Wagen in seinen übrigen Theilen revidirt.

Ergebniss der folgenden Probefahrt.

Der Wagen lief so ruhig und tadellos, wie das letztmal und wurde dem Betriebe überwiesen. Das vorher ermittelte Gewicht betrug 14100 Kilogr.

VIII. Der Mann'sche Schlafwagen No. 37 zeichnete sich bisher, wie die beiden anderen derselben Gesellschaft gehörenden Wagen, durch sehr ruhigen Gang aus.

Es beträgt die Zahl der Console (Fig. 13 und 14) auf jeder Seite des Untergestelles, auf denen der Wagenkasten ruht 8 Stück.

Der Wagenkasten ist auf dem Untergestell derartig verankert, dass eine seitliche Bewegung der ersteren auf dem letzteren ausgeschlossen bleibt.

Federlänge	2250 ^{mm}
Federbreite	91 ^{mm}
Federstärke	13 ^{mm}
Lagen der vier Endfedern	12 Stück
Desgleichen der zwei Mittelfedern	11 "

Die Anordnung und Führung der Achsgabeln in den Achsbüchsen ist aus Fig. 12 ersichtlich; rechts zeigt obere Ansicht der Endachsbüchsen, links der Mittelbüchsen.

Auf den Radgestellen von Teakholz sind die Radreifen mittelst Klammerringen nach Mansell's System befestigt. Der Radstand des sechsrädrigen Wagens ohne Bremse beträgt 6,880^m.

Bei der stattgehabten Extraprobefahrt lief der Wagen sowohl in der Mitte, wie am Ende des Zuges, selbst bei Geschwindigkeiten von 80 Kilom. in der Stunde, ausserordentlich ruhig. Das Gewicht dieses Wagens beträgt 18650 Kilogr.

IX. Der Restaurationswagen 187 ging, wie die beiden anderen gleicher Construction, auf einzelnen Bahnstrecken bisweilen so unruhig, dass sämtliche Gläser und Flaschen von den Tischen entfernt werden mussten, um sie vor dem Umfallen zu schützen. Die Zahl der Console (Fig. 15 und 16), auf denen der Wagenkasten ruht, beträgt auf jeder Seite des Untergestells 10 Stück.

Der Wagenkasten ist an das Untergestell derartig verankert, dass derselbe nur eine auf und nieder gehende Bewegung gegen das Untergestell machen kann.

Federlänge	2000mm
Federlagenbreite	90mm
Federlagenstärke	13mm
Lagen der vier Endfedern	8 Stück
Desgleichen der beiden Mittelfedern	7 "
Stärke der Achsgabeln	20mm
Gesamtspielraum γ jeder Achsgabel in den Führungen der vier Endachsbüchsen	2mm
Desgleichen bei den zwei Mittelachsbüchsen	3mm

dieser Vorrichtung auf den Gang des Wagens nicht von sichtlicher Bedeutung war.

3. Versuch.

Die Endfedern erhielten je elf Lagen, die beiden Mittelfedern je neun Lagen. Letztere, welche durch zu nahe Lage an den Achsgabeln in ihrem Spiel behindert waren, wurden von letzteren entsprechend entfernt. Das Ergebniss der folgenden Probefahrt war ein befriedigendes.

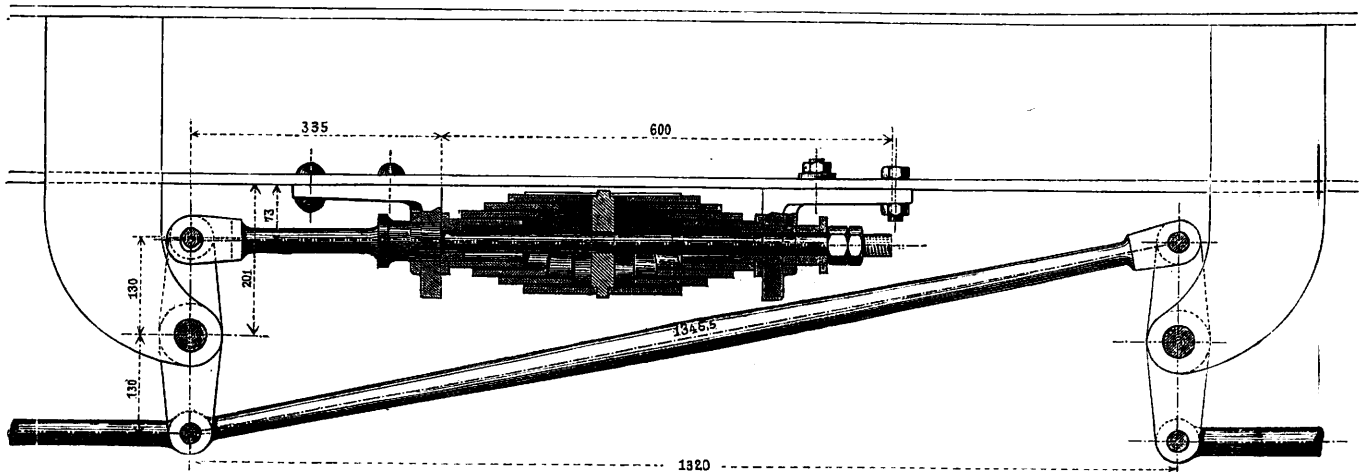
Eine weitere Verstärkung der beiden Mittelfedern auf je zehn Lagen bei allen Restaurationswagen, hatte den Erfolg, dass dieselben nunmehr vollständig ruhig gehen, so lange die einzelnen Theile nicht abgenutzt sind, was indess bei diesen Wagen sehr schnell eintritt.

E. Ergebnisse der Probefahrten.

I. Im Allgemeinen.

Die bei den verschiedenen Probefahrten auf der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn stattgefundenen Beobachtungen bestätigen die bereits auch anderweitig gemachten folgenden Wahrnehmungen:

Fig. 47.



Spielraum z in den Führungen der vier Endachsbüchsen	3mm
Desgleichen bei den zwei Mittelachsbüchsen	3mm

Radreifen der Speichenräder sind in gutem Zustande. Sämtliche drei Achsen werden in den Bahncurven durch die bekannte Klose'sche Vorrichtung radial gestellt. Der Radstand des sechsrädrigen Wagens ohne Bremse beträgt 8,0m.

1. Versuch.

Gelegentlich der Ausrüstung der Wagen mit Heizöfen, wodurch eine grössere Belastung der ersteren stattfand, wurden die vier Endfedern um je eine Federlage verstärkt. Das Ergebniss der folgenden Probefahrt war ein erheblich ruhigerer Gang des Wagens.

2. Versuch.

Die Radialstellvorrichtung wurde mit einer Bremsvorrichtung nach vorstehender Fig. 47 versehen, um die zu grosse Beweglichkeit derselben bei den seitlichen Stössen auf die Räder im graden Gleise zu erschweren. Die Spannung der betreffenden Spiralfedern zuerst auf 400 Kilogr. bemessen, musste als zu hoch gegriffen auf 200 Kilogr. ermässigt werden.

Die folgende Probefahrt ergab indess, dass der Einfluss

- 1) Der unruhige Gang der Wagen steigert sich mit der Fahrgeschwindigkeit.
- 2) Die Wagen gehen im gestreckten Zuge ruhiger, als wenn sich dieselben an einander drängen, z. B. wenn die den Zug führende Locomotive die Fahrgeschwindigkeit ermässigt.
- 3) Die Wagen gehen in der Mitte des Zuges ruhiger, als am Ende desselben.
- 4) Im Allgemeinen laufen die Wagen ruhiger bei fester, als bei loser Kuppelung.
- 5) Wagen haben einen ruhigeren Gang mit langem, als solche mit kurzem Radstande.
- 6) Sechsrädrige Wagen laufen ruhiger, als vierrädrige. Selbstverständlich wird der unruhige Gang verstärkt oder ermässigt, je nachdem mehrere der vorerwähnten Umstände in der einen oder anderen Weise einwirken.

II. Vorkehrungen zur Beseitigung der verschiedenartigen unruhigen Bewegungen der Wagen.

- 1) Wie schon weiter oben erwähnt wurde, bedient man sich, um die auf und nieder gehende Bewegung der Wagen weniger fühlbar zu machen, ausser der Blattfedern,

an denen die Untergestelle der Wagen aufgehängt sind, der elastischen auf Consolen liegenden Zwischenlagen. Letztere werden ihren Zweck aber nur dann erfüllen, wenn sie wirklich elastisch sind und nicht, wie es nach mehrjährigem Gebrauche beim Gummi häufig vorkommt, erhärten beziehungsweise ihre Federkraft einbüßen.

- 2) Die elastischen Zwischenlagen müssen, bei gehöriger Verankerung des Wagenkastens an das Untergestell, möglichst grosse Auflageflächen beziehungsweise grosse Durchmesser haben und so angeordnet sein, dass in der Mitte der beiden Langträger des Wagens liegende Console nicht als Stützpunkte für eine Bewegung des Wagenkastens um eine den Wagenachsen parallel liegende Achse dienen.

Aus gleichem Grunde sind bei dreiachsigen Wagen die beiden mittleren Tragfedern weniger zu belasten; beziehungsweise schwächer, als die Federn über den Vorder- und Hinterachsen, zu machen.

- 3) Das Schwanken und Schaukeln der Wagen, beziehungsweise ein Drehen des Wagenkastens um eine parallel der Bewegungsrichtung des Zuges liegende ideale Achse ist nur möglich, wenn
- a. die Führungsnuthen der Achsgabeln soviel Spielraum haben, dass letztere sich beim Auf- und Niedergehen nicht in einer graden, sondern in einer Kreislinie leicht bewegen können,
 - b. die Tragfedern diese Bewegung durch zu leichtes Spielen wiederholt zulassen. Um sonach das Schwanken und Schaukeln der Wagen sofort zu beseitigen, haben sich als erfolgreich folgende Maassregeln erwiesen:

Man gebe den Achsgabeln in der Richtung der Wagenachsen gemessen, namentlich bei vierrädrigen Wagen nur einen sehr geringen, ungefähr 1 mm grossen Spielraum.

Bei sechsrädrigen Wagen ist der bezügliche grössere Spielraum in den 2 mittleren Achsbüchsen auf das Schaukeln ohne Einfluss und darf derselbe auch für die Endachsgabeln bei besonders schweren Wagen und starken Federn erweitert werden, wie die Mann'schen Schlafwagen zeigen.

Die Tragfedern müssen selbstverständlich richtig gespannt und ohne den elastischen Gang des Wagens zu beeinträchtigen, so stark sein, dass ihre Schwingungsdauer möglichst kurz ist. Ruht der Wagenkasten auf besonderen elastischen Zwischenlagen, so können die Tragfedern stärker und steifer gehalten werden, als da, wo solche nicht vorhanden sind.

- 4) Das Schlingern der Wagen findet statt, wenn:
- a. wie oben erwähnt, die Räder seitlich erhaltene Stösse auf die Untergestelle übertragen, ohne dass letztere hinreichenden Widerstand leisten können,
 - b. die Achsgabelführungen eine Drehung der Achsgabeln beziehungsweise des damit verbundenen Untergestells um eine senkrecht auf der Bahnebene stehende ideale

Achse, oder mit anderen Worten, eine Verschiebung des Untergestells auf den parallel laufenden Achsen zulassen.

Als erfolgreiche Maassregeln gegen das Schlingern empfehlen sich deshalb:

- zu a. ein nicht zu geringer Spielraum x der Achsschenkel in den Lagerschalen,*)
- zu b. in der Längenrichtung des Wagens mache man den Spielraum y der Achsgabeln in den Führungen möglichst klein, jedoch nicht unter $1\frac{1}{2}\text{ mm}$ für jede Achsbüchse, um etwaige unvermeidliche geringe Fehler in der Aufhängung und Befestigung der Tragfedern unschädlich zu machen, da andernfalls bei zu wenig Spielraum die Achsgabeln sich leicht in den Führungen festsetzen. Der Spielraum y darf aber ein bestimmtes Maass, je nachdem der Wagen 2 oder 3 Achsen, beziehungsweise einen kurzen oder langen Radstand hat, keinesfalls aber 5 mm überschreiten.

Bei gehöriger Anordnung der Achsgabeln, beziehungsweise geringem Spielraum y ist der Spielraum p der Bufferstangen in den bezüglichen Hülzen ohne wesentlichen Einfluss.

Bei schlingernden Wagen dagegen wird ein grosser Spielraum p den Erfolg einer festen Kuppelung als Mittel, den Gang der Wagen ruhiger zu machen, vereiteln.

Verschiedenartige Abstände der Scheiben zweier Buffer eines Wagens von derselben Rückwand, oder ungleichartige Federn in demselben, haben ebenfalls auf den Gang der Wagen Einfluss und sind, wenn die angedeuteten Fehler erheblich sind, geeignet, das Schlingern zu befördern. Derartige Unregelmässigkeiten dürften aber zu den Seltenheiten gehören und sind bei den Wagen der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn nicht beobachtet worden, beziehungsweise nicht in Betrachtung gekommen.

Schlussbemerkung.

Nach den gemachten Erfahrungen ist bei allen als unruhig gehend gemeldeten und dem Betriebe entzogenen Wagen der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn zunächst mit Beseitigung des grossen Spielraumes der Achsgabeln in ihren Führungen durch Auflöthen von Führungsleisten auf die Achsgabeln vorgegangen worden. Wo es ausserdem nöthig erschien, sind die Tragfedern verstärkt und die ausgelaufenen Radreifen ausgewechselt, oder abgedreht worden.

Stets haben diese Maassregeln den gewünschten Erfolg gehabt und hauptsächlich dazu beigetragen, dass die Klagen über den unruhigen Gang der Berlin-Anhaltischen Eisenbahnwagen verstummt sind.

Berlin, im Januar 1881.

*) Um die Lagerschalen nicht zu häufig ersetzen zu müssen, mache man bei sonst vorschriftsmässig hergestellten Wagen und neuen Lagern den erwähnten Spielraum x nicht unter $1,5\text{ mm}$, dessen allmähliche Erweiterung durch Abnutzung bis zu 5 mm ohne Bedenken zugelassen werden kann.

Nach den, der Beschaffung von Betriebsmitteln für die preussischen Staatsbahnen zu Grunde gelegten Bedingungen dürfen die Wagenachslager auf den Achsschenkeln in der Längenrichtung höchstens ein Spiel von 5 mm haben.

Bahnhofsabschluss-Signal mit Unterscheidung der Fahrtrichtungen durch die Anzahl der Flügel resp. Laternen.

(Reichssignalordnung vom Juni 1880.)

Construirt von H. Büssing, Ingenieur in Braunschweig.

(Hierzu Fig. 10—13 auf Taf. XXII.)

Nach der neuen Reichssignalordnung müssen die Abschluss-signale an Bahnhöfen folgenden Bedingungen entsprechen:

- 1) Es sollen dieselben in der Haltestellung bei Tage nur einen horizontalen Flügel, bei Nacht nur ein rothes Licht zeigen.
- 2) Für die freie Fahrt auf der Hauptrichtung soll ein Flügel unter 45° schräg nach oben gerichtet, resp. ein grünes Licht sichtbar sein.
- 3) Für die freie Fahrt auf die Nebenrichtung sollen zwei Flügel unter einander unter 45° schräg nach oben gerichtet, resp. zwei grüne Lichter unter einander sichtbar sein.

Das Signal ad 2 wird aus dem Signal ad 1 hergestellt und das Signal ad 3 aus dem Signal ad 1 und einem am Signalmast in indifferenter Stellung sich befindenden Flügel, resp. einer Laterne.

- Dem Bahnhofs zugekehrt correspondirt mit dem rothen Lichte ein grünes, mit dem einen grünen Lichte ein weisses, und mit den beiden grünen Lichtern zwei weisse.

Auf Taf. XII Fig. 10—13 ist das Signal in den drei verschiedenen Stellungen dargestellt und mit einer derartigen Stellvorrichtung am Mast versehen, dass durch einen doppelten Drahtzug ohne Ende beide Signalstellungen (Fig. 11 und 12) hervorzubringen sind, womit die Unsicherheit, die der einfache Drahtzug zum Stellen der Signale in sich schliesst, beseitigt ist. Es wird hierdurch die Bedienung des Signals wesentlich vereinfacht, ohne dass die Kosten der Anlage durch Anwendung des doppelten Drahtzuges erhöht werden.

Bisher wurden zum Hervorbringen eines Signales immer ein einfacher oder ein doppelter Drahtzug verwendet. Dadurch, dass ich durch einen doppelten Drahtzug beide Signalstellungen hervorbringe, habe ich auch ferner erreicht, dass nur ein Stellhebel zum Stellen erforderlich ist, wie auf der Zeichnung dargestellt worden.

Die Einrichtung des Signales mit der Stellvorrichtung am Maste ist nun folgende:

Die indifferente Stellung eines Signalflügels wurde bisher durch das Herunterhängen des betreffenden Flügels gekennzeichnet, und musste der Flügel bei der Stellung auf »Einfahrt frei« aus der hängenden Stellung um 135° gehoben werden. Diese Anordnung des Flügels ist namentlich, wenn derselbe

durch Drahtzug bewegt werden soll, des grossen Hubes wegen eine sehr unvortheilhafte.

Bei meiner Construction dagegen ist die Anordnung des indifferenten Flügels so getroffen, dass derselbe vertikal oberhalb des Drehpunktes steht (Fig. 12 und 13).

Wenn mit diesem Flügel signalisirt werden soll, ist derselbe nur um einen Winkel von 45° aus der Vertikalen zu senken, wobei der Hub im Drahtzuge nur $\frac{1}{3}$ so gross zu sein braucht, wie bei dem herunterhängenden Flügel.

Zum Bewegen der Flügel ist am unteren Theile des Signalmastes die Rolle A auf einem Zapfen drehbar gelagert. Dieselbe wird durch den doppelten Drahtzug von ihrer Ruhestellung aus in zwei verschiedenen Richtungen gedreht. Der seitlich an der Rolle angebrachte Zapfen C verbindet den oberen Flügel durch eine steife Stange D mit der Rolle A, während der Zapfen B den unteren Flügel durch die Stange E mit derselben verbindet. Der Zapfen C befindet sich in seiner Ruhestellung im todten Punkte oberhalb des Drehpunktes der Rolle A (Fig. 10) und es kommt bei einer Vierteldrehung der Rolle nach links (Fig. 11), der Zapfen C nach C_1 , wobei der obere Flügel sich um 45° aus der Horizontalen hebt. Der Zapfen B wird bei dieser Drehung der Rolle nach B_1 bewegt und hat derselbe in dieser Stellung die gleiche Entfernung vom Angriffspunkte des unteren Flügels wie in der Stellung B, woraus folgt, dass der untere Flügel bei dieser Drehung der Rolle seine Stellung nicht geändert hat. Wird die Rolle durch den Drahtzug nach rechts gedreht (Fig. 12), so werden hierbei beide Flügel auf »Fahrt frei« gestellt. Der Zapfen C bewegt sich von C nach C_2 und zieht den oberen Flügel auf »Fahrt«, der Zapfen B nach B_2 , wodurch der untere Flügel durch Druck in der Stange E aus der vertikalen Stellung auf »Fahrt« gebracht wird.

Aus Vorstehendem folgt, dass die Signale in die verschiedenen Stellungen durch Zug in der Drahtleitung gebracht werden, namentlich auch in die Haltestellung, und dass keinerlei Contregewichte beim Stellen der Signale thätig sind.

Die Verbindung des oberen Flügels mit der Rolle A hat ausserdem die Eigenschaft, dass, wenn das Stück des Drahtzuges, welches den Flügel wieder auf »Halt« stellt, reissen würde, der Flügel selbstthätig sich auf »Halt« stellt.

Braunschweig, im Juni 1880.

Locomotiv-Versuchsstationen.

Mittheilung des Ingenieurs A. Borodin, Obermaschinenmeister der russischen Süd-Westbahnen in Kieff. *)

Es ist allbekannt, dass die Kosten des Brennmaterials einen der grössten Posten der Betriebsausgaben jeder Eisenbahn ausmacht, und dass jede Verminderung des Consums von Brennmaterial bedeutende Ersparnisse in den Gesamtausgaben ergeben würde. Hieraus folgt die ernstliche Nothwendigkeit:

- 1) Brennmaterial von erforderlicher Qualität und Gattung auszuwählen d. h. solches, welches im Vergleich zu allen andern Sorten von Brennmaterial die besten ökonomischen Resultate ergibt.
- 2) Das einmal gewählte Brennmaterial auf die vortheilhafteste Art zu benutzen d. h. dasselbe in den Locomotivkesseln mit grösstem Nutzeffect zu verbrennen, indem man hierzu auf die entsprechende Art alle Elemente des Kessels, der Roststäbe, des Schornsteins, der Vorrichtungen zum Zuströmen frischer Luft zum Brennmaterial und dergleichen einrichtet.
- 3) Den erzeugten Dampf auf die ökonomischste Weise zu benutzen, indem man in der erforderlichen Art die Construction der Dampfmaschine, das System der Dampfsteuerung und dergl. auswählt und die Maschine unter den Bedingungen der nützlichsten Wirkung leitet.

Dieses sind die drei Aufgaben, deren wichtige Bedeutung nicht unterschätzt werden kann, und doch ist es leicht nachzuweisen, dass einerseits die heut zu Tage zur Lösung der ersten Frage gebräuchlichen Mittel die Kritik scheuen und dermaassen unvollkommen sind, dass sie die Aufgabe nicht lösen; andererseits ist in Betreff der zweiten und dritten Fragen (Untersuchung der Bedingungen der vortheilhaftesten Verbrennung des gegebenen Brennmaterials in den Locomotiv-Dampfkesseln und der vortheilhaftesten Verwendung des Dampfes in den Locomotiv-Maschinen beinahe gar nichts gethan worden, ja die Methode ähnlicher Untersuchungen ist nicht einmal ausgearbeitet.

In der That besteht das allgemein auf den Eisenbahnen übliche Verfahren zur Prüfung der Kohlen in Probefahrten, wobei das Quantum der verbrannten Kohle und des verbrauchten Wassers gemessen, der Verbrauch des Brennmaterials auf den Zug-Kilometer, sowie der Verbrauch des Wassers pro Gewichtseinheit des verbrannten Brennmaterials berechnet, zuweilen auch das Quantum der nachgebliebenen Schlacken und Asche gemessen wird, und aus diesem Allem werden entsprechende Folgerungen gezogen. Namentlich diesen Folgerungen kann man, unserer Meinung nach, aus nachstehenden Gründen keinen ernstlichen Glauben beimessen.

Es ist bekannt, wie schwierig es im Allgemeinen ist irgend welche Versuche mit Fahrten anzustellen; weshalb man, der Nothwendigkeit wegen, gezwungen ist solche Versuche in kleinem Maassstabe anzustellen und sich blos auf einige, zuweilen sogar auch auf eine einzige Fahrt zu beschränken; hieraus

schon ergeben sich die ersten Chancen unrichtiger Folgerungen, da einzelne Fahrten unter dem Einflusse dieser oder jener zufälligen Bedingungen leicht solche Resultate ergeben können, die mit den durch mehrfache Versuche erzielten Durchschnittsfolgerungen nicht übereinstimmen. Ferner wollen wir das bei diesen Versuchen gebräuchliche Verfahren und die aus demselben hergeleiteten Folgerungen betrachten. Der Verbrauch von Heizmaterial kann freilich, bei besonderer Bemühung von Seiten des Beobachters, mit hinreichender Genauigkeit bestimmt werden, obgleich auch das mit solchen Schwierigkeiten verknüpft ist, dass man Zweifel erheben kann, dass bei ähnlichen Versuchen dieser Verbrauch immer richtig berechnet wird. Die Angabe des Verbrauchs von Wasser ist schon bedeutend schwieriger, denn hier muss auch der Tender einigermaassen calibriert sein und die Beobachtungen über den Wasserstand im Tender müssen bei den kurzen Stehzeiten auf den Stationen gemacht werden, sehr oft in dem Augenblicke wenn die Wasseroberfläche im Tender noch nicht zum Stillstande gekommen ist; hier ist die genaue Beobachtung ebenfalls sehr problematisch: es ist z. B. eine verfrühte Füllung des Tenders mit Wasser, bevor der letzte Wasserstand vermerkt ist, hinreichend um schon einen groben Fehler bei dem Versuche zu machen, und obgleich solche Fehler verhindert werden müssen, so können sie doch nichts desto weniger vorkommen. Angenommen auch, dass der Wasserverbrauch aus dem Tender durchaus richtig angegeben ist, so kann doch hieraus das dem Kessel zugeführte Wasserquantum nicht gefolgert werden, da der Injecteur einen Theil dieses Wassers verliert, und dieser Verlust gewöhnlich gar nicht bestimmt wird, und auch ohne complicirte, in der Praxis niemals anwendbare Vorrichtungen durchaus nicht festgestellt werden kann; und doch ist dieser Verlust nicht unbedeutend und wird noch vermehrt, wenn — was öfters geschieht — der Injecteur versagt und es nicht gelingt ihn sofort in Thätigkeit zu setzen, oder wenn während des Pumpens der Injecteur, durch Nachlässigkeit und Unaufmerksamkeit, Wasser verlieren sollte. Was endlich die Bestimmung des Quantums der Schlacken und Asche — wenn solche auch gemacht wird — anbetrifft, so kann man sich auf die Genauigkeit dieser Angaben nicht verlassen, denn ein Theil der Asche geht unterwegs verloren, und das Sammeln der nachgebliebenen, sowie das Wiegen derselben ist in der Praxis schwierig.

Zugegeben aber, dass der Verbrauch des Heizmaterials und Wassers, sowie das Quantum der Asche mit der erforderlichen Sorgfalt und durchaus richtig berechnet ist, so wollen wir sehen, welche Folgerungen aus diesen Beobachtungen in Betreff der Güte und Qualität des zu untersuchenden Brennmaterials gemacht werden können.

Der Verbrauch des Brennmaterials pro Zug-Kilometer, wie solches in ähnlichen Fällen berechnet wird, kann die vergleichs-

*) Auszug aus einer russischen Broschüre von A. Borodin: „Bemerkungen über die mechanischen Anlagen der Eisenbahnen. Vierte Lieferung. Untersuchungen über die Eigenschaften des für Locomotiven gebräuchlichen Brennmaterials und der vortheilhaftesten Benutzung desselben“. Kieff. 1881.

weise Güte der einen Kohlengattung vor der andern nicht darthun, denn dieser Verbrauch hängt in zu hohem Grade von einer Menge Umstände ab, und es giebt keine Möglichkeit alle diese Umstände bei zwei aufeinander folgenden Proben gleichartig zu gestalten: abgesehen von dem Profil der Bahnstrecke, hängt dieser Verbrauch von der Grösse des Zuges, der Ladung und Gattung der Wagen, der Construction der Locomotive, dem System der Dampfsteuerung, dem Zustande der Locomotive und der Wagen, der äusseren Temperatur, dem Zustande des Wetters, der Stärke und Richtung des Windes, der Erfahrung und dem Willen des Locomotivführers und Heizers, der Länge der Stehzeiten des Zuges auf den Stationen, der Geschwindigkeit des Zuges u. s. w. ab. Daher ist es unmöglich aus dem Quantum des bei einer oder einigen Probefahrten pro Zug-Kilometer verbrauchten Brennmaterials mit hinreichender Genauigkeit auf die Güte dieses Brennmaterials zu schliessen, und eine jede Folgerung, welche auf dem auf diese Weise berechneten Verbrauch von Brennmaterial beruht, wird — im Allgemeinen gesagt — unbegründet sein.

Das Quantum des pro Gewichtseinheit des verbrannten Brennmaterials verbrauchten Wassers führt unstreitig zu einer bessern Beurtheilung der Güte der Kohlen, allein dieses Quantum wird — ausser der Güte der Kohlen — durch sehr viele Ursachen bedingt. So bestimmt man hier keineswegs — und ist solches auch nicht möglich — den Grad der Trockenheit des Dampfes d. h. sein Wassergehalt, welcher in den Locomotivdampfkesseln im Allgemeinen gross ist und in bedeutendem Grade von der Höhe des Wasserstandes im Kessel, der Schnelligkeit der Dampferzeugung, dem Zustande des Kessels, der Eigenschaft des Wassers und andern Ursachen abhängt; und doch hat der Wassergehalt des Dampfes unmittelbaren Einfluss auf das Quantum des auf die Gewichtseinheit des Heizmaterials verbrauchten Wassers. Ferner hängt das Quantum des verdampften Wassers unmittelbar von dem Grade der Vollkommenheit des Verbrennungsprocesses und der Benutzung der sich dabei entwickelnden Wärme ab: Wenn aus irgend einem Grunde die Verbrennung unvollständig oder die Menge der zugeführten Luft zu gross ist, — so wird man bei einem und demselben Heizmaterial ein weniger günstiges Resultat erhalten; auf diese Weise hat hier die grössere und geringere Höhe der Kohlschicht auf den Roststäben, die grössere oder geringere Oeffnung des Blasrohres, die öftere Benutzung des Sifons u. dergl. Einfluss. Ferner hat auf das Quantum des erzeugten Dampfes bedeutenden Einfluss der äussere Abkühlungsgrad des Kessels, der Zustand desselben, die grössere oder geringere Reinlichkeit des Kessels, die öftere Reinigung der Roststäbe und — im Allgemeinen gesagt — die Geschicklichkeit und der Eifer des Locomotivführers und Heizers. Und welch' einen grossen Einfluss diese oder jene Umstände auf den Coefficient der nützlichen Wirkung der verbrannten Kohlen haben können, ist aus der allen Praktikern bekannten Thatsache zu ersehen, dass in derselben Zeit als die Dampferzeugung der einen Locomotive befriedigend ist, eine andere Locomotive derselben Construction den Dampf schlecht entwickelt, und dass es nicht immer gelingt den Grund dieser Erscheinung zu erklären. Welchen grossen Einfluss jedoch die Erfahrung und der Eifer des

Heizers hat, ist aus dem Umstande zu ersehen, dass bei den in Mülhausen und Lille veranstalteten Wettheizversuchen das Quantum des erzeugten Dampfes bei einem und demselben Heizmaterial und Kessel bis auf 25 % variirte, ungeachtet dass an den Wettheiztagen der Eifer bei allen Heizern sehr lebhaft war, was bei den Probefahrten nicht immer der Fall ist. Alle oben erwähnten Umstände werden bei den gewöhnlichen Probefahrten ausser Acht gelassen und können nicht beobachtet werden.

Endlich kann das aus dem Aschkasten entnommene Quantum Asche zu keiner bestimmten Folgerung in Bezug auf die Güte dieser oder jener Sorte von Brennmaterial führen, da nämlich die Bestimmung dieses Quantums mit einer chemischen Analyse der Asche nicht verbunden ist, weshalb es auch unerwiesen bleibt, wie viel Procente brennbarer Stoffe die Asche enthält; das Quantum des im Aschkasten sich ansammelnden Schuttes aber wird — abgesehen von dem wirklichen Gehalte in der Kohle unorganischer Stoffe — in bedeutendem Grade von dem freien Raume zwischen den Roststäben, von dem Grade der Zerkleinerung und des Zusammenbackens der Kohle, von der seltenern oder öfteren Reinigung der Roststäbe u. dergl. abhängen. Auch auf diese Umstände wird bei den Probefahrten nicht die gehörige Aufmerksamkeit verwendet.

Man kann aber erwidern, dass wenn die Probefahrten keine befriedigende und endgültige Resultate ergeben, so seien daran nur die unvollkommenen Beobachtungen, die Unterlassung der nöthigen Vorsichtsmaassregeln und der Beobachter selbst schuld. Zugegeben, dass bei ähnlichen Probefahrten Maassregeln zur Verhütung einiger die Resultate gegenwärtig beeinträchtigender Nebeneinflüsse ergriffen werden können, und dass man solche Beobachtungen mit grösserer Vollkommenheit machen kann, so muss man dennoch bei der Ueberzeugung bleiben, dass es auf diesem Wege ohne bedeutende Combinationen und Schwierigkeiten unmöglich ist, eine vollkommene Untersuchung der Qualität und Eigenschaften der Kohlen herbeizuführen.

Ausser den oben beschriebenen Probefahrten giebt es noch ein praktisches Mittel zur Aufklärung des relativen Werthes der Brennmaterialien; dieses Mittel besteht darin, dass man längere Zeit hindurch einen Theil der Locomotiven einer Serie mit einer bestimmten Kohlengattung heizt und den Verbrauch dieser Kohle pro Locomotiv- und Zug-Kilometer mit dem Consum einer andern Kohlengattung, mit welcher auf derselben Bahnstrecke die Locomotiven derselben Serie ebenfalls die ganze Zeit hindurch gefeuert worden sind, statistisch vergleicht. Wenn ein solches System bei einer bedeutenden Anzahl von Locomotiven, auf verschiedenen Serien im Laufe längerer Zeit (z. B. eines Jahres) und ausserdem nicht auf einer, sondern auf einigen Bahnstrecken angewendet wird (damit es möglich wäre die auf einer Bahnstrecke erzielten Resultate mit den auf andern Bahnstrecken erhaltenen Resultaten zu vergleichen), und wenn das System streng ohne mindeste Abweichung durchgeführt wird, so wird hier unstreitig der grösste Theil der zufälligen und Nebeneinflüsse wegfallen, und es können hinreichend richtige Schlussfolgerungen gemacht werden. Allein dieses Mittel ist äusserst beschwerlich, ermüdend und langsam, wird niemals — so viel uns bekannt ist — in der Praxis benutzt und kann bei einer grösseren Anzahl zu untersuchender Kohlengattungen

nicht angewendet werden. Ausserdem kann man auf diesem Wege erst nach sehr langen Erwartungen bloß einen Theil der Aufgabe lösen, was — wie weiter unten gezeigt werden wird — auf anderem Wege allseitig im Laufe einiger Tage erreicht wird.

Indem wir hierauf die zweite Frage: »Die Untersuchung der günstigsten Verbrennungs-Bedingungen für jedes Brennmaterial für Locomotivkessel« betrachten, ist es leicht nachzuweisen, dass dieser Aufgabe nicht die nöthige Aufmerksamkeit zugewendet und zur Lösung derselben so gut wie nichts gethan worden ist.

In der That wissen wir durchaus nicht und haben auch keine hinreichend genaue Beobachtungen über den Grad der Vollkommenheit des Verbrennungs-Processes in den Locomotivkesseln, wir haben nicht den nöthigen Begriff über die Menge der hier beim Brennen erforderlichen Luft, wir kennen nicht einmal hinreichend die Temperatur der brennbaren Gase bei ihrer Entweichung aus dem Kessel; die Ausnutzung der wirklich entwickelten Wärme, die Vertheilung derselben auf die an die Heizfläche des Locomotivkessels abgegebene und die mit den heißen und feuchten Rauchgasen verloren gehende Wärme, die Grösse der Wärmeverluste durch das äussere Abkühlen des Kessels, durch die unvollständige Verbrennung und durch die Herdrückstände. — Alles dieses bleibt gänzlich unaufgeklärt. Wir haben sogar keinen hinreichenden Begriff von dem Wassergehalt des in den Locomotivkesseln erzeugten Dampfes, wir wissen nicht genau, arbeiten diese Kessel mehr oder minder ökonomisch im Vergleich mit Kesseln dieser oder jener Construction, und in welchem Maasse. Bei der Einführung eines neuen Brennmaterials sind wir nicht im Stande uns einen rationellen Begriff darüber zu machen, welche Veränderungen in der Construction der Feuerherde, der Roste u. s. w. zur Erreichung der besten Resultate erforderlich wären: Die Rostconstruction, die Entfernung zwischen den Roststäben, ihre Lage im Verhältniss zu den Siederohren, die Höhe der Kohlenschicht auf dem Roste, die Beschickungsart des Feuers — alle diese unmittelbar von der Qualität der Kohle abhängigen Elemente werden entweder nach Gefühl festgestellt, oder es wird — was öfter geschieht — auf diese keine Aufmerksamkeit verwendet und sie werden dem persönlichen Gutachten eines jeden Locomotivführers oder Depotchefs überlassen, welcher in dieser Beziehung sich wiederum nach den Angaben der Locomotivführer richtet. Zu diesem Allem muss man noch hinzufügen, dass wir keine genauen Beobachtungen über die Wirkung der Funkenfänger dieser oder jener Construction besitzen, dass wir ihren Einfluss auf die Wärmeentwicklung und Verwendung des gegebenen Brennmaterials nicht kennen und nicht zu bestimmen wissen, dass wir fast tappend und laut Tradition solche wichtige Fragen wie Dimensionen, Lage und Form des Blasrohres und Schornsteines entscheiden. Wir sind nicht im Stande uns genaue Rechenschaft darüber zu geben, weshalb auf den englischen Locomotiven ohne Ausnahme Blasrohre mit unveränderlicher Mündung gebräuchlich sind, auf dem Continente aber man es für nothwendig hält, dem Locomotivführer die Möglichkeit in Händen zu geben, die Blasrohrmündung nach seinem Gutbefinden zu verkleinern? Weshalb in Amerika Blasrohre von ganz anderer Construction und Dimension als in

Europa im Gebrauch sind? Wer hat nun recht und welche Construction giebt die besten Resultate und verdient den Vorzug? Wir wissen und sehen, dass in den Feuerbüchsen der englischen Locomotiven ohne Ausnahme Feuerschirme oder Sieder dieser oder jener Art gebraucht werden, dass viele Bahnen sich streng an die Feuerbüchsen von Belpaire halten, allein wir können uns keine deutliche Vorstellung von den Ursachen und der Richtigkeit der Ansichten dieser Bahnen machen und schreiben dieses Alles der Gewohnheit zu. Eine ganz verzweifelte Routine hat sich dieser wichtigen Frage bemächtigt und will durchaus nicht dem Lichte der Wissenschaft und rationeller Beobachtungen weichen.

In einer gleich unbefriedigenden Lage befindet sich auch die dritte Frage: »Die Untersuchung der Bedingungen der vorthellhaftesten Verwendung des Dampfes in den Locomotivmaschinen.« Während wir ausgezeichnete, vollständig wissenschaftliche und allseitige Untersuchungen über die Wirkung des Dampfes in den gewöhnlichen Dampfmaschinen besitzen, befinden wir uns fast in gänzlicher Unkenntniss in Betreff des Grades der Vollkommenheit oder Unvollkommenheit der Locomotiv-Dampfmaschinen, die ganz anderen Bedingungen unterworfen sind. Wir wissen nicht genau, arbeiten die Locomotiven mit ihrem hohen Dampfdrucke, der Coulissensteuerung und grossen Compression mehr oder minder ökonomisch im Vergleich mit anderen Dampfmaschinen und in welchem Grade; wir wissen nicht, kann man von der ferneren Verbesserung der Schiebersteuerung oder der Construction der Maschine selbst eine bedeutende Oekonomie im Dampfverbrauch und in wie weit erwarten; wir können uns keine Rechenschaft darüber geben, welches Coulissensystem den Vorzug verdient, weshalb eine Gattung von Locomotiven mehr Dampf verbraucht als die andere, lohnt es die Dampfjünte und das Compound-System bei den Locomotiven anzuwenden u. s. w. — Alle ähnlichen Fragen bleiben entweder ganz unbeantwortet oder werden auf Grund theoretischen Urtheils entschieden und nicht durch unmittelbare wissenschaftliche Untersuchungen controlirt.

In solch' einem primitiven Zustande befindet sich derjenige Theil der Eisenbahnwirthschaft, welcher alljährlich $\frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{7}$ Theil aller Betriebsunkosten der Eisenbahnen verschlingt. Es scheint, dass während wir dieses oder jenes System der Kessel und Dampfmaschinen allseitig sorgfältig kennen lernen und untersuchen, es lohnen würde die zahlreichste und am meisten verbreitete Serie der Locomotivkessel und Maschinen gründlicher Untersuchung zu unterwerfen; dann würde sich der Grad der Vollkommenheit oder Unvollkommenheit der Locomotivmaschinen herausstellen, man würde erfahren ob eine Vergrösserung des Coefficienten der nützlichen Wirkung desselben und in wie weit zu erwarten ist, und namentlich in welcher Richtung man dieserhalb forschen muss.

Auf Grund dessen und um alle drei oben genannten Fragen zu untersuchen, schlagen wir vor, besondere »Locomotiv-Versuchstationen«, einigermaassen der Heizversuchstation in München ähnlich, zu organisiren, welche aber speciell zur Untersuchung der Brennmaterialien, des Brennprocesses in Locomotivkesseln und zur allseitigen Analyse der Leistungsfähigkeit der Locomotivmaschinen einzurichten sind.

Ohne sich auf Details einzulassen, werden wir blos die Einrichtung solcher Stationen in allgemeinen Umrissen, sowie den Weg und die Methode der Untersuchungen entwerfen.

Die Einrichtung solcher Versuchstationen könnte in Folgendem bestehen:

In einem bedeckten Raume von entsprechender Grösse wird eine Locomotive (ohne Tender) hingestellt, wobei die Räder der Triebachse etwas zu heben sind, so dass sie die Schienen nicht berühren; die zusammengekuppelten Räder werden getrennt, die Bandagen der Triebräder aber derartig abgedreht, dass ihre Oberfläche die Oberfläche der Riemscheibe darstellt. Auf diese Weise wird die Locomotive in eine gewöhnliche Dampfmaschine verwandelt, wobei jedoch die Eigenschaften und Eigenthümlichkeiten ihrer Arbeit durchaus nicht aufgehoben und die Triebräder der Locomotive wirkliche Schwungräder darstellen werden. Hierauf kann, wenn die Station bei der Hauptwerkstätte eingerichtet ist, die Locomotive die Hauptwelle der Werkstätte in Bewegung setzen, wozu man blos einen entsprechenden Riemenbetrieb anzubringen hat, dabei kann man die Locomotive die ganze Zeit des Versuches hindurch bei einer und derselben Expansion und andern gleichen Bedingungen arbeiten lassen, indem auf diese Art die beständige Arbeit entwickelt, welche zu gleicher Zeit das Minimum der für die Werkstätte erforderlichen Arbeit sein muss; den andern variirenden Theil wird die in der Werkstätte befindliche Dampfmaschine leisten, welche auch die Tourenzahl der Hauptwelle reguliren wird. Wenn jedoch die Versuchstation mit der Werkstätte nicht vereinigt werden kann, so wird die Umdrehung der Triebräder der Locomotive mittelst Riemenbetrieb auf eine Welle übertragen auf der eine Prony'sche Bremse, z. B. System Weyer und Richmond, *) angebracht ist, durch welche Bremse — Dank der beständigen Circulation des das Erhitzen der Bremsklötze verhütenden Wassers — es ermöglicht wird im Laufe einer beliebig langen Zeit Versuche anzustellen. Das letztgenannte Mittel (die Anwendung der Bremse) ist sogar dem ersten deshalb vorzuziehen, weil es dabei möglich ist bei allen möglichen Lagen des Steuerungshebels (oder Schraube) und des Regulators, bei verschiedenem Dampfdrucke, verschiedener Geschwindigkeit etc. Versuche anzustellen, und überhaupt die Versuche unabhängig von der Werkstätte, deren Arbeit nicht unterbrochen werden kann, vorzunehmen.

Auf diese Weise erreichen wir, dass — indem wir uns in einem bedeckten beständigen Raume befinden — wir nach unserem Wunsche die Locomotive ganz unter denselben Umständen (mit Ausnahme blos der Stösse und der Abkühlung durch den Wind) unter denen sie in der Wirklichkeit arbeitet, in Betrieb setzen können. Es bleibt nur noch übrig, denjenigen Weg zu zeigen, den man zur Entscheidung unserer drei oben beschriebenen Fragen zu verfolgen hat:

A. Die Untersuchungen des relativen Werthes der Brennmaterialien können ungefähr auf dieselbe Art gemacht werden, wie solches bei den bekannten Versuchen von Scheurer und Kestner und der Heizversuchstation in München angewendet

worden ist; *) daher werden wir uns hier mit der Bestimmungsart des Gewichtes des verbrannten Heizmaterials, des zur Speisung des Kessels verbrauchten Wassers und der Wärmevertheilung nicht aufhalten und nur auf einige Einzelheiten verweisen.

Wie allbekannt ist der Wassergehalt des im Kessel erzeugten Dampfes ein wichtiger Factor bei der Berechnung des vom Kessel aufgenommenen Wärmequantums. Wenn die Bedingungen der Verbrennung, des Dampferzeugens und der von der Locomotive entwickelten Arbeit im Laufe des ganzen Versuches mehr oder minder gleichmässig sind, so wird der Wassergehalt des Dampfes ein beständiger sein, weshalb man denselben nur einmal im Laufe des ganzen Versuches oder in einigen Zeiträumen zu bestimmen braucht; hierbei kann man die calorimetrische Methode von Hirn benutzen, welche in der Bestimmung der Wärme einer bestimmten Dampfmenge von gewissem Drucke besteht; zu diesem Zwecke wird eine gewisse Dampfmenge in ein mit einem bestimmten Wasserquantum gefülltes Gefäss hineingelassen, und aus der Temperaturerhöhung des Wassers und Gewichtsvermehrung desselben das Gewicht des dem Wasser zugeführten Dampfes und — mit Hülfe einer sehr einfachen Berechnung — der Wassergehalt desselben berechnet. Diese Methode ergiebt sehr genaue Resultate, besonders mit Hülfe der empfindlichen hydrostatistischen Waagen und des Differential-Luft-Thermometers, welcher von Hirn speciell für diese Beobachtungen eingerichtet ist. **)

Wenn jedoch in Folge des veränderlichen Verbrennungsprocesses oder Dampfverbrauches, auf einen constanten Wassergehalt des Dampfes nicht zu rechnen ist, so kann man ähnliche Beobachtungen ohne Unterbrechung im Laufe der ganzen Versuchsperiode anstellen und zwar auf folgende Art: Ein gewisser Theil des entwickelten Dampfes wird ununterbrochen einem besonderen mit Wasser gefüllten Gefässe zugeführt, in welches gleichfalls ununterbrochen eine bestimmte Menge kaltes Wasser aus einem andern Gefässe durch eine Oeffnung in dünner Wand unter bestimmtem Drucke fliesst, und aus welchem ersten Gefässe eine eben solche Oeffnung beständig das durch den Dampf erwärmte Wasser abläuft. Die aus diesen beiden Oeffnungen unter verschiedenem Drucke abfliessende Wassermenge muss vorläufig durch unmittelbare Beobachtungen genau festgestellt werden, und dann, indem man im Laufe des Versuches die Höhe des Wasserstandes in beiden Gefässen und die Temperatur des kalten und erwärmten Wassers constatirt, wird es möglich sein das dem Wasser zugeführte Quantum Dampf und den Wassergehalt desselben zu bestimmen.

Hinsichtlich der Bestimmung des Wärmeverlustes durch die Kohlentheilchen, die mit den Gasen unverbrannt fortgeschleppt werden, muss bemerkt werden, dass ein Theil dieser Funken in der Rauchkammer sich ansammeln wird, wo dann ihr Gewicht und Bestandtheil leicht festgestellt werden kann, ein anderer Theil aber wird durch den Schornstein entweichen; um diesen letzten Theil zu sammeln kann man — wenn es

*) Ueber die Beschreibung dieser Bremse siehe: Bull. industr. de Mulhouse 1880 p. 5.

*) Siehe Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1880 Heft 3 und 4; Bayer. Industr.- und Gewerbebl. 1878 und 1879.

**) Siehe Bull. ind. de Mulhouse 1874 p. 417.

nicht für besser erachtet werden sollte einen speciellen alle Funken abhaltenden Funkenfänger zu construiren — über dem Schornsteine in einiger Höhe über demselben, eine besondere Kammer von hinreichender Grösse errichten, welche alle aus dem Schornsteine entweichenden Gase aufnimmt, und in welcher alle entführten Kohlentheilchen sich lagern, die Gase aber unbehindert entweichen könnten. Eine solche Kammer würde ebenfalls von grossem Nutzen sein, um die Wirkungen der verschiedenen Systeme von Funkenfängern bei verschiedenen Gattungen von Brennmateriale zu beobachten.

Bei Bestimmung des Wärmeverlustes durch äussere Abkühlung müssen besondere Maassregeln zur Feststellung der Abkühlung des Aschkastens und der Rauchkammer ergriffen werden, weil dieser Verlust durch unmittelbare Berechnung nicht ermittelt werden kann, ungeachtet dessen aber, wegen der hohen Temperatur der Asche und Funken, bedeutend sein kann. Deswegen muss man — ähnlich dem wie solches auf der Münchener Versuchstation gemacht worden ist — den Aschkasten und die Rauchkammer mit doppelten Wandungen umhüllen, und den Zwischenraum mit Wasser anfüllen, welches ununterbrochen mit bestimmter Geschwindigkeit gewechselt wird; dann wird die Temperaturerhöhung dieses Wassers den gesuchten Wärmeverlust zeigen. Eine solche Vorrichtung ist desto mehr von Nutzen, als man mittelst derselben den Vortheil berechnen kann, welchen man durch das Einschliessen des Aschkastens und der Rauchkammer in das Innere des Kessels selbst erzielen kann, wie solches in letzterer Zeit in einigen Locomotiven neuester Construction gemacht worden ist.

B. Was die zweite Aufgabe anbetrifft, deren Lösung durch die projectirte Versuchstation erreicht werden soll, so ist es leicht zu begreifen, dass es hierdurch möglich sein wird, die im höchsten Grade wichtige Frage über die Bedingungen der vortheilhaftesten Benutzung eines bestimmten Brennmaterials zu beantworten. Letztere Aufgabe zerfällt wieder in einzelne Fragen hinsichtlich der Bestimmung der vortheilhaftesten Rostconstruction für bestimmtes Brennmaterial, der vortheilhaftesten Höhe der auf dem Roste zu unterhaltenden Kohlschicht, der den Kohlen zugeführten Luftmenge, der vortheilhaftesten Art des Feuerns u. s. w. — Ferner wird es durch die Versuchstationen möglich sein, die in Betreff der Dampfbildung vor-

theilhafteste Construction aller Locomotivtheile zu untersuchen, und alle damit zusammenhängenden Fragen, als: die vortheilhaftesten Formen und Dimensionen der Feuerbüchse, des Blasrohres, des Schornsteins, den Einfluss der Gewölbe oder Feuer- schirmen innerhalb der Feuerbüchse, die Wirkung dieses oder jenes Funkenfängers, Injecteurs u. dergl. zu entscheiden; alle diese gegenwärtig ohne Entscheidung bleibenden Fragen können durch die Versuchstationen mit Erfolg gelöst werden.

C. Endlich ist die Entscheidung der dritten Aufgabe der Station — die Untersuchung der Arbeit des Dampfes in den Locomotivcylindern d. h. eine vollständige Analyse der Locomotivdampfmaschine — leicht zu begreifen: wenn einmal die Locomotive in eine fixe Dampfmaschine, jedoch mit Beibehaltung aller charakteristischen Eigenschaften der ersteren, umgestaltet ist, und wenn einmal die Leistung der Locomotive während des ganzen Versuches constant gehalten wird, so kann die Untersuchung der Locomotivmaschine, mit entsprechenden Veränderungen, nach der Hirn'schen classischen Methode der Dampfmaschinen-Analyse gemacht werden.

Auf diese Art, Dank der mechanischen Wärmetheorie und den bemerkenswerthen Untersuchungen von Hirn, Halbauer u. a., ist es uns möglich mit Hilfe nicht complicirter Vorrichtungen, im Zeitraume einiger Tage eine vollständige und allseitige Analyse der Locomotive zu machen, und uns detaillirt die Vertheilung der verbrauchten Wärme, alle Verluste und den Einfluss der Cylinderwände zu erklären.

Indem man auf der Versuchstation die Locomotiven wechselt (und dieses kann ohne besonderen Kostenaufwand geschehen, da die Einrichtung der Locomotive zur Vornahme der Versuche nicht sehr complicirt ist) und indem man daselbst nach einander Locomotiven verschiedener Typen hinstellt, wird es möglich sein den Grad der Vollkommenheit der Locomotiven verschiedener Construction gründlich zu untersuchen. Endlich können auf der Versuchstation: der Vorzug des einen Systems der Dampfsteuerung vor dem andern, des einen Systems Locomotivmaschinen vor dem andern, der Einfluss der Dampfman- teln und alle dergleichen ähnliche Fragen mit Erfolg und Bequemlichkeit in kurzer Zeit untersucht werden.

Kieff, 28. Mai. 1881.

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

1. Maschinenmeister Rohde †. Der am 20. December 1880 in Köln verstorbene Maschinenmeister der Köln-Mindener Eisenbahn Jul. Rohde (geb. in Löbau den 17. November 1823) ist in weiteren Kreisen durch seine hervorragende Betheiligung an dem unter Leitung des Ober-Bau- und Geh. Regierungsrathes Lohse in Köln in den Jahren 1868 bis 1872 ausgeführten Bau der Harburg-Hamburger Bahn und des Bahnhofes Hamburg (Venlo-Hamburg) rühmlichst bekannt geworden. Er ist der Constructeur des eisernen Unterbaues der dortigen grossen Elbbrücken, deren Trägersystem von Lohse angegeben ist; ferner der Constructeur der Eisenbahn-Drehbrücken und der sehr aus-

gedehnten hydraulischen Krananlagen, sowie der hydraulischen Kippvorrichtung zum Entladen der Kohlenwagen auf dem Bahnhofe zu Hamburg. Diese letzteren Constructionen, welche bis in ihre Einzelheiten Rohde's eigenstes Werk sind, haben in langjährigem Betriebe noch keinen Mangel gezeigt und dürfen daher als mustergültige Constructionen hingestellt werden; dieselben haben übrigens auch mancher nachfolgenden Ausführung bereits als Vorbild gedient. In den letzten Jahren beschäftigte er sich eingehend mit der Frage einer zweckmässigeren Ueberführung der Kohlen aus den Eisenbahn-Fahrzeugen in hochbordige Seeschiffe für Hamburg und beendete vor kurzem

die detaillirte Ausarbeitung eines Projectes zur Lösung dieser ebenso schwierigen als wichtigen Frage. Ausser an den obigen Arbeiten ist Rohde noch bei der Bauausführung der Weichsel- und Nogat-Brücken bei Dirschau und Marienburg (1850—1857) und der Rheinbrücke bei Köln (1857—1859) thätig gewesen. — Im September 1880 wurde er durch den Herrn Minister der öffentlichen Arbeiten von Osnabrück, wo er als Maschinenmeister stationirt war, zum Vorsteher des maschinentechnischen Bureaus der Königl. Direction der Köln-Mindener Eisenbahn nach Köln berufen; jedoch nur kurze Zeit war es ihm vergönnt, dem neuen Amte sich zu widmen. — Die Maschinen-Technik des Eisenbahnbaues verliert in Rohde einen ihrer bedeutendsten Vertreter.

(Nach Deutscher Bauzeitung 1881, S. 20.)

2. Jacob Heberlein †. Der durch die Erfindung der continuirlichen »Heberlein-Bremse« rühmlichst bekannte Obermaschinenmeister der bayerischen Staatsbahnen Jacob Heberlein wurde am 11. Januar 1881 durch den Tod von seinem beinahe 2 Jahre andauernden Leiden, welches ihn in Folge eines Schlaganfalles gelähmt und der Sprache beraubt hatte, erlöst. — Aus bescheidenen Verhältnissen hatte er sich durch Talent, Fleiss und Ausdauer zu der hervorragenden Stellung, die er zuletzt einnahm, emporgearbeitet. Heberlein wurde am 1. April 1825 zu Roth a. d. S., einem kleinen Landstädtchen in der Nähe von Nürnberg, als der Sohn eines Kunstdrechslers geboren. Schon früh zeigte der aufgeweckte Knabe viel Sinn und grosse Anlagen für die Mechanik; nach mehrjähriger Beschäftigung als Kunstdrechsler trat er im Jahre 1844 in die Maschinenfabrik von Schweizer in Mannheim ein, woselbst er sich nicht nur in der Construction und dem Bau von Maschinen praktisch ausbildete, sondern auch durch den Besuch der dortigen technischen Lehranstalten die erforderlichen theoretischen Kenntnisse aneignen konnte. In den Jahren 1846 und 1847 arbeitete er als Mechaniker in verschiedenen Werkstätten zu Fürth und München (bei Mannhard und Maffei), um so dann am 1. Februar 1848 in den maschinentechnischen Eisenbahndienst der bayerischen Staatsbahnen beizutreten. Hier hatte der strebsame junge Mann sowohl in den Werkstätten, als auch (seit 1853) als Locomotivführer die beste Gelegenheit zu praktischer Ausbildung, sodass er 1860 zum Obermaschinenisten, 1865 zum Abtheilungsmaschinenmeister in Salzburg und 1870 zum Betriebsmaschinenmeister in München befördert werden konnte.

Schon als Locomotivführer in München begann Heberlein die ersten Versuche mit seiner Bremsconstruction, der bekanntlich das Princip zu Grunde liegt, die lebendige Kraft des in Bewegung befindlichen Eisenbahnzuges zur Erzeugung des zum Bremsen erforderlichen Widerstandes zu benutzen, und nahm derselbe im Jahre 1856 zuerst im Königreich Bayern ein Patent auf seine Bremsconstruction, welche im Kunst- und Gewerbeblatt für das Königreich Bayern 1857 Heft 8 und 9 näher beschrieben ist. Anfänglich war dieselbe mit der Exter'schen verticalen Hebelbremse in Verbindung gebracht und fand dieselbe nur auf den Bayerischen Staatsbahnen Anwendung. Im

Jahre 1861 gelang es Heberlein, seinen Apparat mit der Spindelbremse derart zu vereinigen, dass die Spindelbremse in keiner Art alterirt wurde; der Apparat war jedoch statt am Tender an einem Wagen angebracht, mit welcher letzterem, in Mitte des Zuges gestellt, eine doppelte Wirkung erzielt werden konnte; zugleich war der Apparat am Tender beibehalten, damit sowohl der Tender als auch der Zug von drei Seiten rasch gebremst werden konnte. Dieser Apparat ist im Organ 18. Bd. (1863) S. 117 beschrieben und abgebildet.

Am 4. Mai 1869 wurde es Heberlein endlich ermöglicht, eine commissionelle Probe mit seinem Apparate auf der Kaiserin Elisabeth-Bahn zu Salzburg vornehmen zu dürfen und ist das Resultat dieser Probe durch das Protocoll, welches in einer von Herrn Platte herausgegebenen Broschüre: »Ueber J. Heberlein's selbstwirkende Bremse für Eisenbahnzüge. Salzburg 1869.« enthalten. Es wurden nun die Versuche auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn und Kaiserin Elisabeth-Bahn fortgesetzt und so wesentliche Verbesserungen an dieser Bremse angebracht, dass es Heberlein 1873 gelungen, seine Erfindung glänzend zu verwerthen, indem eine Gesellschaft deutscher und englischer Capitalisten dieselbe um eine sehr bedeutende Summe käuflich an sich brachte und zur Ausbeutung Patente für alle europäischen Länder erwarb. Auch wurde ihm während dieser Zeit die Genugthuung zu Theil, dass nicht allein seine Bremse bei sämtlichen Schnell- und Personenzügen der kgl. bayerischen Staatsbahnen zur Einführung kam, sondern dass ihm auch am 14. August 1874 seitens des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen der erste Preis für hervorragende Erfindungen und Verbesserungen an den Betriebsmitteln zuerkannt wurde. Die Verwendung dieser Prämie, deren ganzer Betrag (7500 Mark) Heberlein einer Stiftung zu Gunsten der Arbeiter der bayerischen Staatsbahn-Werkstätten widmen wollte, deren ins Leben treten zu allgemeinem Bedauern an der Uneinigkeit der Arbeiter selbst scheiterte, giebt einen Maassstab zur Beurtheilung seines Characters ab.

Bei Ausbruch des deutsch-französischen Krieges erfolgte Heberlein's Abordnung zur bayerischen Feldeisenbahn, aber schon kurz darauf wurde er auf Antrag des Vorsitzenden der Eisenbahn-Betriebs-Commission I durch das preussische Handelsministerium zu deren commissarischen Obermaschinenmeister mit dem Sitze in Strassburg berufen. In dieser Stellung hat sich Heberlein als praktischer Betriebstechniker in so hervorragender Weise bewährt, dass er durch Verleihung des eisernen Kreuzes am weissen Bande, des badischen Ritterkreuzes I. Classe vom Zähringer Löwen, des württembergischen Friedrichsordens I. Classe und des bayerischen Militärverdienstordens ausgezeichnet wurde; später (1877) erhielt er auch noch das Ritterkreuz I. Classe des Verdienstordens vom hl. Michael.

Obwohl Heberlein bei Uebernahme der Eisenbahnen in Elsass-Lothringen durch das deutsche Reich sehr vortheilhafte Anerbietungen erhielt, zog er die Rückkehr in die engere Heimath vor. Hier wurde er sofort zur Dienstleistung bei der Generaldirection der kgl. Verkehrsanstalten bestimmt, bei welcher Stelle er im Jahre 1873 zum Bezirksmaschinenmeister und Anfangs 1877 zum Obermaschinenmeister befördert wurde. In dieser Stellung fand er reichliche Gelegenheit, das Streben

der Eisenbahn-Verwaltung, die Lage ihrer Bediensteten, unbeschadet prompter und sicherer Dienstführung in jeder Beziehung zu verbessern, mit dem ihm eigenen Wohlwollen auf das Eifrigste zu fördern, was ihm die Liebe und Achtung des gesamten maschinentechnischen Personals in hohem Grade sicherte.

Anfangs 1879 construirte Heberlein im Vereine mit einem Fachgenossen eine Lafettenbremse zur Hemmung des Rücklaufs der Geschütze und nachdem das bezügliche Reichspatent ertheilt war, wurden in Bayern umfassende Versuche auch mit dieser Erfindung angestellt, wobei dieselbe in ihrem Constructionsprincipe sich vollständig bewährte, sodass wohl auch diese Vorrichtung, wenn deren Details dem Kriegsfahrzeuge entsprechend angepasst sind, eine allgemeinere Anwendung, besonders bei schweren Festungs- und Belagerungslafetten, finden wird.

Bald darauf, am 1. März 1879, wurde Heberlein leider von einem Schlaganfälle betroffen, welcher ihn für immer dienstunfähig machen sollte. Gelähmt und der Sprache beraubt, musste er, der die Geselligkeit so sehr liebte und im Kreise von Freunden und Bekannten gerne heitere Stunden verlebte, zu vollster Unthätigkeit verurtheilt, das Zimmer hüten, bis ihn am 11. Januar 1881 der Tod von seinem qualvollen Leiden erlöste. (Nach Glaser's Annalen 1881, No. 90.)

3. Ludwig von Klein †. Am 12. April starb zu München fern von der Stätte seines Wirkens und Schaffens der frühere Vorstand der württembergischen Eisenbahn-Bau-Commission und zuletzt Präsident der dortigen Telegraphen-Verwaltung Ludwig von Klein, ein würdiger Veteran des Eisenbahnwesens. Derselbe war am 30. October 1813 zu Utritsch in Böhmen geboren, und widmete sich frühzeitig dem Studium der Mathematik und alsdann dem Ingenieurwesen. In seinen jüngeren Jahren war Klein mit dem bekannten Ritter F. A. von Gerstner, dem Erbauer der Linz-Budweiser Pferdebahn befreundet und ging mit diesem 1834 nach St. Petersburg, wo Gerstner die erste Eisenbahn in Russland, von Zarskoje Selo nach Petersburg baute. 1838 begleitete er v. Gerstner nach Nordamerika, um die dortigen Eisenbahnbauten und sonstigen Communicationsmittel zu studiren, und nachdem Letzterer am 12. April 1840 zu New-York verstorben war, gab er das mit ihm bearbeitete Werk: »Die inneren Communicationen der Vereinigten Staaten von Nordamerika« (Wien 1842, 2 Bände) heraus und heirathete auch später die Witwe v. Gerstner's. Im Jahre 1844 wurde Klein als technisches Mitglied der neuen Eisenbahn-Commission mit dem Range eines Oberbauraths gleichzeitig mit Etzel, dem ersten Leiter des Eisenbahnbaues berufen. Durch die reichen Erfahrungen, die Klein namentlich in Amerika gesammelt hatte, griff er sehr verständnissvoll in die Gestaltung des Baues und Betriebes der württembergischen Eisenbahnen ein, seinen Bemühungen ist die Einführung mancher amerikanischen Constructionen auf den deutschen Eisenbahnen, namentlich des Funkenfänger-Schornsteins, des amerikanischen Wagensystems mit Endperrons und Durchgang etc. zu danken. Eine lange

Reihe von Jahren war Klein Mitglied der Eisenbahnbaucommission, später Director und dann Präsident der Telegraphen-Verwaltung und Vorstand der genannten Baucommission. Während er diese Stellungen bekleidete, erschien er öfters als Regierungskommissair in der Volksvertretung bei Berathung der Baugesetz-Entwürfe. Von 1845 bis 1861 redigirte er gemeinschaftlich mit von Etzel die 1843 von Meyer gegründete »Eisenbahnzeitung«, die Vorläuferin der Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. Auch mit dem »Schwäbischen Merkur« stand er von 1852 bis 1868 in lebhafter und regelmässiger Verbindung, indem er allwöchentlich (in der Chronik) einen Artikel über das damals noch ziemlich wenig bekannte Fach des Eisenbahnbaues, der Telegraphie etc. erscheinen liess. Ausserdem war Klein im Auftrage des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen Herausgeber eines grossen periodischen Werks über die auf den Vereinsbahnen ausgeführten bemerkenswerthen Brückenbauten, welches von ihm bis zum Jahre 1874 fortgeführt worden ist. Noch 1873 und 1874 war Klein als Vertreter der Regierung am Ministertisch. Sein Landesherr, welcher seine Verdienste zu schätzen wusste, verlieh ihm vielerlei Auszeichnungen. Ein zunehmendes Augenleiden zwang ihn im Februar 1877 seine Stelle niederzulegen und in den Ruhestand zu treten; seitdem lebte er in München, wo er der wohlverdienten Ruhe leider nur etwa 3 Jahre lang sich hat erfreuen können. Sein einziger Sohn starb als Ingenieur vor ihm.

4. K. Ph. Max Maria von Weber †, geboren am 25. April 1822 in Dresden als ältester Sohn*) des berühmten Componisten des »Freischütz« und »Oberon«, Karl Maria von Weber, der ihm in dem zarten Alter von kaum 4 Jahren auf einer Reise nach London durch den Tod entrissen wurde. Seine Mutter, eine ebenso geistreiche als gemüthstiefe Frau leitete, unterstützt durch den Rath des treuesten Freundes seines Vaters, des berühmten Naturhistorikers M. H. K. Lichtenstein seine Erziehung; nach gründlicher klassischen Vorbildung besuchte er 3 Jahre lang das Polytechnikum in Dresden und widmete sich dem Eisenbahn-Maschinenfache, anfangs unter Kirchweger's Leitung auf der Leipzig-Dresdener und Sächsisch-Bayerischen Bahn (1841—42), dann (1843) war er auf dem Werkstätten-Bureau der Bonn-Kölner Bahn praktisch thätig. Hierauf bereiste er Deutschland, Belgien, Frankreich und England, woselbst er bei längerem Aufenthalte unter Isamb. Brünnel in London und Rob. Stephenson in New-Castle beschäftigt war.

Nach Deutschland zurückgekehrt übernahm er zunächst (1846) die Maschinenmeisterstelle der Chemnitz-Risaer Bahn, später auch die Leitung des Betriebes der Erzgebirgischen Eisenbahn; im Jahre 1850 trat er in den sächsischen Staatsdienst ein und zwar zunächst als Director der Staatstelegraphen, dann (1852) als technisches Mitglied der kgl. Direction der Sächsisch östlichen Staatseisenbahnen in Dresden mit dem Titel eines Finanzrathes. Im Jahr 1854 besuchte v. Weber auf

*) Ein jüngerer Bruder war angehender Maler in Dresden und ist frühzeitig gestorben.

Veranlassung der französischen Regierung Nordafrika und beschrieb seine Reise in »Ausflug nach dem französischen Nordafrika« (Leipzig 1855). Besonders interessirten ihn die dortigen deutschen Ansiedelungen, welche damals von der französischen Regierung sehr begünstigt wurden. Seine Beobachtungen darüber sind in der Flugschrift: »Algerien und die Auswanderung dahin« (Leipzig 1854) niedergelegt.

Bei der Neuorganisation der Generaldirection der sächsischen Staatsbahnen schied v. Weber (1868) aus dem sächsischen Staatsdienste aus und folgte einem Rufe v. Beust's nach Wien, wo er als technischer Referent mit dem Titel und Range eines Hofraths in das österreichische Handels-Ministerium eintrat und für seine organisatorische Begabung ein weites Feld zu finden hoffte. Die Ausführung der ihm und seinem gleichzeitig berufenen Collegen v. Nördling gestellten Aufgabe, das österreichische Eisenbahnwesen von Grund aus zu reorganisiren musste jedoch an den besonderen Verhältnissen Oesterreichs scheitern, namentlich hinderten Beust's Rücktritt und der Krach von 1873, welcher dem kurzen wirthschaftlichen Aufschwunge folgte, die Verwirklichung der Weber'schen Pläne. Auch liess ihn seine schneidige norddeutsche Art im amtlichen Verkehr, die einen seltsamen Contrast bildete zu der wahrhaft bezaubernden Liebenswürdigkeit, die er im Privatleben entfaltete, keinen festen Fuss in seiner neuen Stellung fassen. Der Process Offenheim, in welchem er als Zeuge für die Gesetzmässigkeit der Offenheim'schen Bahnbauten eintrat, veranlassten ihn, bei Ablauf seines auf 5 Jahre mit der österreichischen Regierung geschlossenen Vertrags seinen Abschied zu nehmen und lebte er seitdem (bis 1877) in Wien mit wissenschaftlichen und literarischen Arbeiten beschäftigt. Kurz vor seinem Ausscheiden aus dem österreichischen Staatsdienste hatte er noch mit v. Röckl aus München und v. Klein aus Stuttgart die Bahnen der europäischen und asiatischen Türkei bereist, um den baulichen und betriebsfähigen Zustand derselben zu begutachten. Anfangs 1878 folgte v. Weber einem Rufe des preussischen Handelsministers Dr. Achenbach nach Berlin, um die Leitung eines grossen ministeriellen Eisenbahnorgans zu übernehmen; dieser Plan kam indess bei dem bald erfolgten Rücktritt Achenbach's nicht zur Ausführung, v. Weber wurde vielmehr in ausserordentlicher Stellung im Ministerium für Handel und Gewerbe und später in dem für öffentliche Arbeiten angestellt und erhielt in dieser Stellung den Auftrag, auf commissarischen Dienstreisen umfassende Studien über das Canalwesen in Schweden, England, Frankreich und Nordamerika zu machen. Als v. Weber am Morgen des 18. April d. J. seinen letzten Reisebericht über die Eisenbahnen und Canäle Nordamerikas, welchen er an den Minister der öffentlichen Arbeiten zu erstatten hatte, vollendet verschied er am Nachmittag bei einem Spaziergang plötzlich an einem Herzschlag, nachdem er noch wenige Monate vorher den Character als Geheimer Regierungsrath erhalten hatte. Das Hinscheiden des bedeutenden noch in voller Schaffenskraft stehenden aussergewöhnlich begabten Mannes ist ein schwerer Verlust, ebenso sehr für das Verkehrswesen, welches in ihm einen der bedeutendsten Eisenbahntechniker verliert, wie für die ganze gebildete Welt; denn mit scharfem wissenschaftlichen

Blick die grossen Erfindungen unserer Zeit erfassend, verstand er dieselben in einer Weise darzustellen, dass die trockne Technik mit einem Duft von Poesie und Schönheit verklärt wurde und besass er so die seltene Fähigkeit, auch dem Laien die Wunder der Technik in Schrift und Wort auf das anschaulichste in vollendeter Form klar zu legen. Was er Alles mit ebenso grossem Talent als Fleiss literarisch geschaffen, ist bewundernswürdig. Es dürfte wohl kaum eine das Eisenbahnwesen betreffende Tagesfrage zu nennen sein, welcher der Verewigte nicht in Schrift und Vortrag näher getreten wäre.

Unter seinen fachwissenschaftlichen Schriften sind hervorzuheben: Die Schule des Eisenbahnwesens, welches Werk zuerst in 1861 und in 3. Auflage 1873 erschien, sowie fast in alle europäische Sprachen übersetzt wurde, die Technik des Eisenbahnbetriebes (Leipzig 1854). Die Abnutzung des physischen Organismus der Eisenbahnbeamten (1860); dann die Gefährdung des Personals beim Maschinen- und Fahrdienst der Eisenbahnen (1862); das Telegraphen- und Signalwesen der Eisenbahnen (Weimar 1867); die Haftpflicht der Eisenbahnen (Weimar 1868).

Besonders eifrig trat er auch für die Einführung und Ausbildung der Secundärbahnen ein, welche er zur Hebung des wirthschaftlichen Wohlstandes für überaus wichtig hielt. Ueber diese Frage handeln seine folgenden Schriften: Die Praxis des Baues und Betriebes der Secundärbahnen, 2. Aufl. (Weimar 1873 und 74), Normalspur und Schmalspur (Wien 1876), der staatliche Einfluss auf die Gestaltung der Bahnen niederer Ordnung (Wien 1878). Vielleicht das grösste Verdienst um die Technik des Eisenbahnwesens erwarb sich von Weber durch seine Experimente über »Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise«, deren Resultate er in einer gleichnamigen Schrift (Weimar 1869) veröffentlichte, welche reformatorisch auf die Construction des Eisenbahnoberbaues nicht allein in Europa eingewirkt hat.

Sehr fruchtbar war die literarische Thätigkeit v. Weber's in den Jahren 1875—77, wo er es unternahm, die Eisenbahnzeitfragen in Form von Broschüren populär zu erörtern, hiervon führen wir nur folgende an:

Die Individualisirung der Eisenbahnen; Nationalität und Eisenbahnpolitik; Werth und Kauf der Eisenbahnen; Privat-, Staats- und Reichsbahnen; Welches Eisenbahnsystem entspricht am meisten den Verhältnissen Oesterreichs etc. Auch die Einleitung zu unserm Handbuch der speciellen Eisenbahn-Technik und zahlreiche technische Beiträge unseres Organs (dessen Mitarbeiter er vom Jahre 1846 ab war) hat v. Weber geliefert, wie er auch eine grosse Menge Beiträge administrativen und statistischen Inhalts in der Zeitung des Vereins veröffentlichte.

Die grosse Vielseitigkeit seines Geistes charakterisirt am besten die vortreffliche Biographie, welche er über das Leben seines Vaters Karl Maria von Weber lieferte, welches von Kennern als ein Werk von edelstem Kunstverständniss anerkannt ist. Ausserdem schrieb er noch technische Feuilletons, Eisenbahnskizzen (Werke und Tage, Aus der Welt der Arbeit, Schauen und Schaffen, Eisenbahn-Geographie etc.).

Grosse umfassende Aufgaben hatte er noch in Absicht auszuführen, so vor Allem eine seit Jahren vorbereitete Ge-

schichte des Verkehrswesens, als plötzlich am 18. April seiner regen Thätigkeit ein Ziel gesetzt wurde.

v. Weber war Doctor der Philosophie, Ehren- und correspondirendes Mitglied vieler wissenschaftlichen Fachgesellschaften Europas und Amerikas, Commandeur und Ritter hoher Orden.

Er hinterlässt einen Sohn, Hauptmann in sächsischen Diensten und eine Tochter; seine Leiche wurde nach Dresden gebracht, um dort in der Familiengruft neben seiner verstorbenen Gattin und seinem unvergesslichen Vater beigesetzt zu werden.

(Nach Zeitung des Vereins d. E.-V. Nr. 31.)

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unter- und Oberbau.

Mittel gegen Flugsand.

Bei der Transkaspischen Bahn hat man gegen Verwehungen durch Flugsand folgende Mittel angewandt: Man berieselte vom Tender aus die Böschungen der Dämme und Einschnitte mit aus der Michailowschen Bucht entnommenem stark salzigem Wasser. Dadurch bildete sich auf der Oberfläche eine harte Salzrinde, welche bislang der Witterung gut widerstanden hat und den unteren Sand vor Bewegung schützt. Auf anderen Strecken hob man aus den Salztümpeln und Salzseen in der Nähe der Bahn mit Salz geschwängerte Lehmputzen aus und bedeckte mit denselben den Flugsand. Ausserdem wandte man an beiden Seiten der Bahn ebensolche Holzgitter an, wie in Russland gegen Schneeverwehungen hergestellt werden.

Der Steinschotter zur Bettung des Oberbaues wurde aus Bruchsteinen, welche man auf einer der Inseln in der Michailowschen Bucht fand, hergestellt und wurde damit der Sand sorgfältig eingedeckt. Diese Mittel haben die Bahn bislang vollständig gegen grössere Betriebsstörungen durch Sandverwehungen geschützt, dagegen hat ein Platzregen am 18. März dieses Jahres an vielen Stellen den Damm fortgerissen; an der Wiederherstellung wird mit Eifer gearbeitet.

(Zeit. d. V. D. E. V. No. 31, 1881.)

Betriebsergebnisse mit eisernem Oberbau.

Ende 1879 waren bei der Rheinischen Eisenbahn 180,8 Kilom. eiserner Langschwelen-Oberbau und 318,2 Kilom. eiserner Querschwelen-Oberbau im Betriebe, wovon im Laufe des Jahres 151,9 Kilom. bzw. 222,3 Kilom. neu hinzugekommen waren. Auf der Strecke Neuwied-Coblenz sind genauere Beobachtungen über die Unterhaltung der verschiedenen Oberbau-Systeme angestellt, welche ergaben, dass der Oberbau mit Holzschwellen pro Kilometer jährlich 168 Tagewerke erforderte, eiserner Langschwelen-Oberbau dagegen als Durchschnitt von 3 Jahren 160 Tagewerke oder 5 % weniger (1879 nur 130 Tagewerke oder 23 % weniger), während eiserner Querschwelen-Oberbau als Durchschnitt von 25 1/2 Monaten 150 Tagewerke oder 11 % weniger (1879 nur 108 Tagewerke oder 36 % weniger) in Anspruch nahm.

Die Bergisch-Märkische Bahn hatte Ende 1879 2,7 Kilom. Gleise eiserne Langschwelen und 212,8 Kilom. Gleise eiserne Querschwelen im Betriebe. Im Gebiete des Vereins deutscher

Eisenbahn-Verwaltungen stellen sich diese Zahlen auf 1477 bzw. 1434 Kilom. Gleise.

(Wochenschrift des V. D. Ingen. 1881 No. 24.)

Vergleich der Haltbarkeit von harten und weichen Stahlschienen.

Auf der Great Northern Eisenbahn in England angestellte Versuche über die Haltbarkeit von Stahlschienen ergaben, dass die härtesten Schienen nicht auch gleichzeitig die haltbarsten sind. So wurde in einem Falle eine harte Schiene durch einen Verkehr von 5251000 Tonnen um 1/16 Zoll abgenutzt, während eine weiche Schiene die gleiche Abnutzung erst durch einen Verkehr von 8402000 Tonnen erlitt.

In einem anderen Falle geschah die gleiche Abnutzung der harten Schiene durch einen Verkehr von 15531000 Tonnen und die der weichen Schiene durch einen Verkehr von 31661000 Tonnen. Analysen ergaben, dass die letztere Schiene 99,475 % Eisen und geringe Quantitäten Kohlenstoff, Phosphor, Silicium, Mangan, Schwefel und Kupfer enthielt.

(Mining and Scientific Press, 5. Febr. 1881.) Dr. R.

Zunahme der Bessemerstahlschienen-Fabrikation in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

In den Vereinigten Staaten wurden producirt			
in 1872	. . .	94070 Tonnen Bessemerstahlschienen	
< 1873	. . .	129015	<
< 1874	. . .	144944	<
< 1875	. . .	290863	<
< 1876	. . .	412461	<
< 1877	. . .	432169	<
< 1878	. . .	550398	<
< 1879	. . .	683964	<
< 1880	. . .	917592	<

Gegenwärtig bestehen dort 11 Bessemerwerke, aus denen die letztgenannte Production erfolgte.

(Engineering, 25. Febr. 1881.)

Dr. R.

Patentirte Drehbarriere mit Läutewerk

von Fritz Calons in Essen a. d. R.

Auf dem hinteren Pfosten dieser Barriere sitzt ein Zahnkranz fest, welcher durch ein Triebgrad in Drehung versetzt wird, das auf einer hinter dem Pfosten aufgestellten Achse

steckt. Diese Achse trägt ausserdem eine lose Scheibe, in deren auf dem Umfange eingedrehte Nuth sich der von der Kurbel kommende Draht- oder Kettenzug legt. Die Scheibe hat — eine häufig vorkommende Anordnung — auf ihrer oberen Fläche Stifte, durch deren Berührung mit einer Feder die Glocke in Thätigkeit tritt.

Die lose Scheibe wird mit ihrer Achse durch eine Kette verbunden, welche so lang ist, dass erst nach einer gewissen Umdrehung der Scheibe die Achse mitgenommen wird und die Oeffnung bezw. Schliessung der Barrière erfolgt. Das Läutewerk wird also eher in Thätigkeit gesetzt, als die Drehung der Barrière beginnt. (D. Bzg. 1881 No. 5.)

Bahnhofsanlagen.

Ueber die Construction von eisernen Dächern bei Bahnhofsanlagen.

a. Ueber die vortheilhafteste Spannweite von Dächern stellt »Builder« (vom Septbr. 1880 S. 339) folgende Betrachtungen an:

Die Charing-Cross-Station hat 35,3^m Spannweite und kostet pro qm 73 M, die Canonstreet-Street hat 57,8^m Spannweite und kostet pro qm 93,5 M, die St. Pancras-Station 74^m Spannweite und kostet pro qm Grundfläche des überdachten Raumes nur 67,8 M, wonach die ökonomische Grenze der Spannweite noch nicht überschritten erscheint; dagegen wird behauptet, dass die architectonische Schönheit im Vergleich zu Ausbildungen bei kleineren Spannweiten ganz unberücksichtigt geblieben sei, und dass eines Tages die ernste Frage aufgeworfen werden möchte, ob es klug sei, Dächer von der angeführten Weite zu errichten, wenn sie nicht auf ganz besondere Weise gegen einen ungewöhnlichen Sturm gesichert würden. Wenn ein solcher Sturm unter ein solches Dach fassen könnte, so würde man nicht gern die Verantwortung für die Folgen übernehmen mögen.

b. Die Dachconstruction der neuen Centralbahnhofshalle in London hat (nach Engineer vom Febr. 1880 S. 122, 124, 163, 164 und 176) bei 168^m Länge eine lichte Spannweite von 64^m und eine lichte Höhe von 25,7^m. Die Binder sind nach einem Korbbogen mit 5 Mittelpunkten als Gitterträger von 1,6^m Höhe aus [-Eisen, Flacheisen, L-Eisen und I-Eisen construiert. Die Entfernung dieser Binder, welche mit Hilfe besonderer aus Schmiedeeisen construirter Fussgestelle mit dem Mauerfundament verankert sind, beträgt 10,7^m; sie sind in Abständen von 3,05^m durch Längsträger verbunden, auf welchen die bogenförmigen Sparren als I-Träger ruhen. Der mittlere Theil des Daches in 36,5^m Breite, ist in querliegenden, bogenförmigen Satteldächern mit Glaseindeckung construiert. Das Gesamt-Eisengewicht beträgt 2400 Tonnen.

c. Die Halle des neuen Empfangsgebäudes der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn in Berlin hat (nach Deutsch. Bauzeitung 1880 S. 531) eine lichte Weite von 60,72^m und 167,79^m Länge, 19,2^m Höhe bis zum Auflager der Dachbinder und 34,25^m Höhe bis zum First des Daches. Das Hallendach wird von 11 in 14^m Achsenweite gelegten Bindersystemen getragen, welche in je 2 Stück 3,5^m von einander entfernten Bogenfachwerkträgern bestehen, deren Gurtungen mit Ausnahme der Endfelder, 2^m von einander abstehen und parabolisch gekrümmt sind. Im Scheitel der oberen Gurtung und an den Auflagern sind Gelenke angebracht; stählerne Zugstangen verbinden die Auflagerenden der Binder. — Je zwei Träger eines Bindersystems haben in 3,5^m Abstand von

einander Querverbindungen erhalten, welche als Consolen um 1,75^m über die Träger hinaus gehen und noch um 1^m durch Sattelhölzer überragt sind, so dass der freie Raum bis zu dem entsprechenden Sattelholze des nächsten Bindersystems auf 5^m reducirt ist. Dieser Raum wird unter Verzichtleistung auf einen eisernen Längen-Verband durch Holzpfeilen überdeckt, auf welchen das verzinkte Wellblech des Daches ruht. Die Wirkung dieser Halle, welche am 15. Juni 1880 dem Betriebe übergeben wurde, ist ausserordentlich günstig, besonders da die Eisentheile, Binder, Pfeilen und Wellblech in passenden Farbtönen gehalten sind. Der beim Eintritte in das Vestibül gebotene Durchblick in die Halle und deren Dachwerk und die Wirkung der Corridor-Halle sind eigenartig schön.

d. Der östliche Anschlussbahnhof der Berliner Stadteisenbahn hat verschiedene Umbauten (des frühern Niederschlesisch-Märkischen Bahnhofs) und Erweiterungsbauten in Eisenconstructions erhalten. Das Dach des Abfahrtsvestibüls hat (nach Wochenblatt f. Architecten u. Ingen. 1880 S. 278) für 17,6^m Spannweite elliptische Bogen-Binder, welche auf eisernen Säulen ruhen, die vor das alte zu schwache Mauerwerk gesetzt und mit diesem mehrfach verankert wurden. In halber Höhe haben die Binder horizontale Zugstangen erhalten.

Eine gefällige Form haben die leicht construirten, ca. 6^m ausladenden schmiedeeisernen Binder des Daches über der Vorfahrt des Vestibüls. Die Droschenunterfahrt ist am verkehrten Satteldach (also von beiden Seiten nach der Mitte fallend) mit schmiedeeisernen I-Bindern auf schmiedeeisernen Säulen ausgeführt.

Unter und zwischen den Gleisen sind die Tunneldecken durch eiserne Träger, welche trogartig die Schienen unschliessen und durch hier angenietete I-Querträger mit Kappengewölben gebildet; unter Weichen ist die Decke rostartig mit Bindeplatten hergestellt.

Die Postpackkammern und der Gepäckunnel haben ebenfalls eiserne Decken auf schmiedeeisernen Pfeilern mit Abdeckung in verzinkten eisernen Buckelplatten erhalten.

Der Erweiterungsbau hat eine Halle von 54^m Weite, während die bestehende Halle nur 37,67^m weit ist. Die Dachbinder sind sichelförmig.

Die Unterführungen der Koppen- und Fruchtstrasse sind mit continuirlichen Balkenträgern auf schmiedeeisernen Säulen unter den Trottoirkanten und in der Strassenmitte ausgeführt. Die Hauptträger liegen nach dem Maximalmaass der Buckelplatten 1,5^m von einander, die Säulen aber 3,1^m; durch Sprengwerksconstructions sind die Zwischenträger unterstützt.

Maschinen- und Wagenwesen.

Dreicylinder-Locomotive

von G. von Struve in Kolomna.

Diese im deutschen Reich (No. 9848) unterm 14. Octbr. 1879 patentirte Locomotive ist nach dem Compoundsystem ausgeführt, indem zwischen beiden ausserhalb der Rahmen befindlichen Cylindern ein dritter innerhalb angebracht ist, derselbe wirkt auf den unter 90° gegenüber den zwei gleichgerichteten äusseren Kurbeln abgekröpften Kurbelzapfen der Treibachse. Die drei Cylinder haben nahezu gleiche Grösse, der mittlere erhält den frischen Kesseldampf, welcher dann dem rechten und linken Cylinder gleichmässig zugeführt wird und von hier schliesslich zum Blasrohr entweicht.

Der Erfinder glaubt hierdurch etwa 30 % Kohlenersparniss und einen wesentlich ruhigeren Gang der Maschine zu erzielen. Es lässt sich zwar nicht bezweifeln, dass durch Anwendung des Compoundsystems bei der Locomotive ein geringerer Dampf- und Kohlenverbrauch erzielt werden kann, doch lässt sich hier von vorn herein kaum mehr als höchstens 15 % gegenüber gut construirten gewöhnlichen Locomotiven erwarten, welche auch heute schon bei günstigen Verhältnissen mit 10 und 11 Kilogr. Wasser p. effect. Pferdekraft und Stunde auskommen. Thatsächlich wird dies durch die Mallet'sche Compound-Locomotive völlig bestätigt.

Was die Ruhe des Ganges betrifft, so hängt sie bei weitem mehr von den Gegengewichten ab, als von den Dampfdrücken; zudem könnte die Struve'sche Anwendung nur dann diesen angeblichen Vorzug beanspruchen, wenn ihre Kurbeln statt unter rechten Winkeln diametral gegenüber ständen. Die Innencylindermaschinen mit diametral entgegengesetzt aufgesteckten Kuppelkurbeln sind ihr in dieser Beziehung bei weitem überlegen.

Aber selbst alle diese Vortheile zugegeben, vermöchten sie nicht für die unvermeidliche Complicationen zu entschädigen. Es wird vor Allem nöthig, dem einen Seitencylinder durch einen Zwischenschieber nach Bedarf auch directen Kesseldampf zuzuführen, um das Anfahren bei ungünstigen Kurbelstellungen zu ermöglichen; ferner wäre ein Receiver zwischen Mittel- und Seitencylinder unumgänglich nöthig und müsste wohl oder übel in der Rauchkammer untergebracht werden. Die Anordnung des Schiebers für den Mittelcylinder macht denselben fast unzugänglich, die Uebertragung der Schieberbewegung für die beiden Aussencylinder von einer gemeinschaftlichen links befindlichen Coullisse, während die rechts liegende Steuerung für den Mittelcylinder dient, bedingt complicirte Uebertragungen. Endlich müsste man die nothwendige Gabelung der mittleren Kolbenstange, um der Vorderachse ausweichend hinter derselben die Kreuzkopfführungen anzubringen, eine beispiellose Kühnheit nennen, wenn nicht thatsächlich lange Jahre englische Lastzugmaschinen mit demselben Detail verkehrt hätten — allerdings gebaut im Jahr 1835. — Unsere Quelle enthält Skizzen.

(Nach Dingler's polyt. Journal 239. Bd. S. 12.)

Luftlocomotive.

Auf der Metropolitan Railway in London wurden neuerdings Versuche mit einer Beaumont'schen Luftlocomotive angestellt. Die 11 Tonnen schwere Maschine zog einen 9 Tonnen schweren Wagen eine Strecke von 20 Kilom. und hielt dabei auf mehreren Stationen an. Bei der Abfahrt betrug der Druck 1000 Pfd. auf den Quadratzoll, nach Beendigung des Versuches war noch ein Druck von 400 Pfd. vorhanden, so dass also $\frac{3}{5}$ des Vorraths an comprimierter Luft verbraucht war. (Centralblatt für Eisenbahnen und Dampfschiffe.)

Neue Gasbeleuchtung für Waggon

(Bärlund'sches System).

Nach der Zeitung des Ver. D. Eisenb.-Verwalt. 1881 No. 26 wird bei dieser neuen Beleuchtungsart das Gas im Waggon selbst aus Wasserstoff bereitet, welcher aus Schwefelsäure und Zink gewonnen wird und dadurch dass er über Naphthaäther streicht mit Kohlenwasserstoff gesättigt wird. Am 8. März wurden auf der Baltischen Bahn Versuche angestellt, welche günstigen Erfolg hatten. Das gewonnene Gas soll fast gar keinen Geruch haben und mit heller, weisser, gleichmässiger Flamme brennen. Nach Angabe des Erfinders Bärlund soll das Gas billiger als Stearinlicht, auch bedeutend heller als dieses und weit vortheilhafter als das Pintsch'sche Gas sein.

Gegen letztere Behauptung verwahrt sich Herr Julius Pintsch in Berlin (in der Eisenbahn No. 17 vom 23. April 1881) indem er angiebt: »Nicht nur sei das Bärlund'sche System theurer, sondern auch unpraktischer und gefährlicher, als das Pintsch'sche Gas, so dass es überhaupt befremdend erscheine, dass die Verwaltung der baltischen Eisenbahnen Versuche mit dem erwähnten System mache.«

Electrische Locomotiv-Lampe.

Auf der österr. Kronprinz-Rudolf-Bahn sind im März d. J. Versuche zur electrischen Beleuchtung der zu durchfahrenden Strecke gemacht worden. Die electrische Maschine wurde durch eine auf dem Locomotivkessel montirte Dampfmaschine betrieben und die electrische Lampe über der Rauchkammerthür so angebracht, dass sie vom Führerstande aus gedreht werden konnte. Die von dem Telegraphen-Assistenten Sedlaczek construirte Lampe gab ein gleichmässiges Licht, während die bislang versuchten electrischen Lampen zu empfindlich gegen die Stösse der Locomotive waren. Die gerade Strecke konnte auf 400 bis 500^m vollkommen beobachtet werden und in Folge der Beweglichkeit der Lampe war auch in Curven die Strecke bis auf 200^m gut sichtbar. Auch war die Deutlichkeit auffallend mit der die Signale insbesondere deren Farben auf grosse Entfernungen beobachtet werden konnten.

Nach dem günstigen Ergebniss dieser Probe wäre zu wünschen, dass die Anschaffungs- und Erhaltungskosten die allgemeine Einführung dieser Beleuchtung ermöglichen.

(Eisenbahn Nr. 16 vom 9. April 1881.)

Patentirte Schutzvorrichtung gegen das Einklemmen der Finger etc. an Eisenbahnwagenthüren

von J. A. Pyritz in Gnesen.
(Hierzu Fig. 8 u. 9 auf Taf. XXII.)

Diese Vorrichtung besteht, wie der Horizontalschnitt einer Wagenthür (Fig. 8, Taf. XXII) zeigt, aus zwei beiderseits an der Thüröffnung innerhalb angebrachten scharnierartigen Blechstreifen a a. Während der linksseitige Streifen beim Zuschlagen der Thür durch das Bogenstück g nach innen gedrückt wird, macht der rechtsseitige Streifen a durch Vermittelung eines über der Thür verdeckt angebrachten Mechanismus Fig. 9, Taf. XXII die gleiche Bewegung, wobei sich die Hebel c c um die festen Zapfen e e drehen und die Blechstreifen a a bei Schluss der Thür in die punktirte Stellung a' a' gelangen, sowie alle in die Thüröffnung vortretenden Gegenstände, ohne diese zu beschädigen und das Schliessen der Thür zu verhindern, in das Innere des Wagens gedrängt werden. Die Federn f bewirken, dass die Hebel c bei geöffneter Thür in der Stellung wie in Fig. 9 gelangen, wodurch die Blechstreifen die Richtung der Fig. 8 erhalten und daher beim Einsteigen nicht hinderlich sind.

Eine bedeutend einfachere Schutzvorrichtung an den Wagenthüren gegen Beschädigung der Passagiere durch Einklemmen hat bereits im Jahre 1864 der Generalinspector Wolf Bender bei den Personenwagen der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft anbringen lassen; dieselbe besteht in starken Lederstreifen, welche auf Unterlagen von etwa 13^{mm} starken Holzleisten an den beiden Längskanten der inneren Thüröffnung so angebracht sind, dass die Lederstreifen um 40^{mm} gegen die Thüröffnung vorspringen. Diese einfache Vorrichtung ist im Organ 1865, S. 173 beschrieben und abgebildet, entspricht dem Zweck, die Passagiere gegen das Einklemmen der Finger etc. zu schützen, vollkommen, ist längst auch auf den meisten Bahnen eingeführt und sollte bei keinem Personenwagen mit Seitenthüren fehlen.

H. v. W.

Zweiwagen-Bremse.

Der Werkstätten-Chef der österreichischen Südbahn, J. Hardy, hat eine sogenannte Zweiwagen-Bremse construiert, welche mit Hilfe der gegenwärtig bei den Bremswagen allgemein angewendeten Schraubenspindeln die gleichzeitige Bremsung

zweier Wagen durch einen Bremser ermöglicht. Die Südbahn hat 4 gedeckte Güterwagen mit diesem neuen Bremssystem ausrüsten lassen und Probefahrten mit demselben über den Semmering und auf der Verbindungsbahn zwischen Matzleinsdorf und Hauptmuth veranstaltet. Bei der letzten Probefahrt am 25. Februar d. J. hatte der Zug eine Bruttolast von 200 Tonnen und konnte auf einem Gefälle von 1:48 mit Hilfe zweier Bremser leicht zum Stillstand gebracht werden, ohne dass die Tenderbremse in Wirksamkeit zu treten brauchte.

(Oesterr. E.-Z.)

Deutscher Universal-Schraubenschlüssel.

Patent L. Gassebner.

(Hierzu Fig. 11 auf Taf. XVII.)

Der von dem Inspector der Oesterreichischen Nordwestbahn, L. Gassebner, construiert und demselben patentirte Universal-Schraubenschlüssel verdient die Beachtung der betreffenden Kreise in hohem Maasse. Derselbe besteht aus einem hammerförmigen Haupttheil, auf dessen parallelopipedisch geformtem Schaft ein Verschubstück sich bewegen lässt, das die zweite Hälfte des Maules bildet. Der Schaft ist am Rücken seiner Schmalseite mit gehärteten Zahnschnitten versehen. Gegen diese Zahnschnitte wird ein Kupferstück gepresst, das in einen Hebel schwalbenschwanzförmig eingelassen ist. Dieser Hebel ist mit dem Verschubstück durch ein Scharnier verbunden und bewirkt beim Niederdrücken die Fixirung des Maules. *)

Wie zu ersehen, kann mittelst dieses Schlüssels sofort jede Schraubenmutter gefasst werden; das Anstellen erfolgt also in der kürzesten Zeit. Das ganze Werkzeug ist bei grosser Widerstandsfähigkeit leicht und bequem zu handhaben und unterliegt, wie die Erfahrung lehrt, keiner nennenswerthen Reparatur, indem der einzige einer Abnutzung unterworfenene Bestandtheil — das Kupferstück nämlich — leicht ersetzt werden kann. Der Schlüssel, dessen Anschaffungspreis ein mässiger, ist von C. N. Machanek & Comp., Wien I, Johannesgasse 14 zu beziehen. (Oesterr. Eisenbahnzeitung 1881, No. 14.)

*) Nach dem Druck der Zeichnung, geht uns noch die Mittheilung zu, dass dieser Schraubenschlüssel neuerdings auch an der zweiten schmalen Seite mit Zahnschnitten versehen ist, gegen welche sich ein in dem Ausschnitte des beweglichen Backens angebrachtes Kupferstück klemmt. (Anmerk. der Redaction.)

Betrieb.

Statistisches von den schwedischen Eisenbahnen.

(Hierzu das graphische Tableau Fig. 16 auf Taf. XXII.)

Im Jahre 1878 besass Schweden 1719,8 Kilom. Staatsbahnen (1645 Kilom. durchschnittlich im Betriebe) und 3521 Kilom. Privatbahnen. Die Staatsbahnen kosteten in der Anlage 195232286 Mark oder pro Kilometer 113518 M. Von den Privatbahnen waren 2407 Kilom. oder 68% normalspurig, deren Anlagekosten zwischen den Grenzen 38732 M. und 133937 M. per Kilometer lagen. Die übrigen 1114 Kilom. Privatbahnen weisen 8 verschiedene Spurweiten auf und zwar zu 1,217^m, 1,188^m, 1,093^m, 1,066^m, 1,039^m, 0,891^m, 0,802^m und 0,76^m. Am gebräuchlichsten unter den schmal-

spurigen Bahnen war die Weite zu 0,891^m (3 schwed. Fuss), die sich auf 19 Privatbahnen mit 553 Kilom. Länge vorfand. Die Anlagekosten dieser 0,891^m spurigen Bahnen beliefen sich auf 20776 M. in Minimum (auf der Insel Gotland) bis zu 57759 M. in Maximum (Bahn in Wermland). Das Schienengewicht betrug auf den Staatsbahnen 28 bis 33 Kilogr. pro Meter, auf den normalspurigen Privatbahnen 21,5 bis 33 Kilogr. und auf den 0,891^m spurigen Bahnen 11,3 bis 17,2 Kilogr.

Die Staatsbahnen besaßen 252 Locomotiven 654 Personen- und 6600 Güterwagen; die Privatbahnen 288 Locomotiven, 671 Personen- und 7218 Güterwagen. Auf den Staatsbahnen entfielen somit auf 1 Kilom. Bahnlänge 0,147 Locomotiven,

0,380 Personen- und 3,838 Güterwagen; dagegen auf den Privatbahnen nur 0,082 Locomotiven, 0,191 Personen- und 2,050 Güterwagen.

Auf den Staatsbahnen waren von den Plätzen der Personenwagen 17,138 % besetzt und von der Tragfähigkeit der Güterwagen 34,195 % ausgenutzt. Die Staatsbahnen beförderten 3 177 526 Reisende, wovon 1,8 % auf die I., 20,4 % auf die II., 75,9 % auf die III. Classe und 1,9 % auf Truppen entfielen. — Auf jeden Kilometer Bahnlänge kamen somit 1932 Reisende und da jeder Reisende im Durchschnitt 43,8 Kilom. befördert wurde, so fielen auf jeden Bahnkilometer 84 619 Personenkilometer. Diese Ziffer wird nur von einer Privatbahn erreicht; die übrigen bleiben meist erheblich unter derselben (Minimum 738).

Bewegt wurden auf den Staatsbahnen 1 545 752 Tonnen Güter auf durchschnittlich 112 bis 113 Kilom. Länge. Auf jeden Staatsbahnkilometer entfielen somit 10 571,2 Tonnenkilometer Güter. Bei den Privatbahnen schwankt diese Ziffer zwischen 4165 und 293 269.

Von den 16 521 619 M. Einkünften wurden 6 890 390 M. oder 41,7 % im Personenverkehr eingenommen. An dieser Summe war beteiligt (abgesehen von den Einnahmen aus Extrazügen, Bagageübergewicht etc.) die I. Classe mit 10,3 %, die II. Classe mit 39,2 %, die III. Classe mit 48,8 %, Truppen mit 1,7 %. Der Güterverkehr ergab 9 393 636 M. Einnahmen = 56,9 % der Gesamteinnahmen, wozu noch 2 375 93 M. (1,4 % der Gesamtsumme) für Diverses hinzutreten. Auf den Kilometer Staatsbahnen betrugen die Einnahmen aus dem Personenverkehr 4189 M., aus dem Güterverkehr 5710 M., aus Diversem 144 M. im Ganzen 10 043 M.

Dem gegenüber bezifferten sich die Ausgaben auf 12 039 906 M. oder pro Kilometer auf 7319 M., worin jedoch nicht die ausserordentlich bewilligten Summen für neue Gebäude, neues Material etc. enthalten sind. Von den Ausgaben entfielen auf die Oberleitung und Bureauabtheilung 2,4 %, auf die Bauabtheilung 31,1 %, die Verkehrsabtheilung 27,9 %, die Maschinenabtheilung 37,5 % und auf Verschiedenes 1,1 %. Die Ausgaben erforderten zur Deckung 72,87 % der Bruttoeinkünfte.

Die Nettoeinnahmen der Staatsbahnen beliefen sich somit auf 4 481 713 M. oder pro Kilometer 2606 M., was eine Verzinsung des Anlagecapitals zu 2,4 % ergab.

Bei den normalspurigen Privatbahnen schwankten die Einnahmen zwischen 1450 M. und 18 776 M. pro Kilometer; bei den schmalspurigen Bahnen zwischen 618 M. (0,891^m Spur) und 22080 M. (1,217^m Spur). Die Ausgaben beliefen sich bei den normalspurigen Privatbahnen auf 41,1 % bis 92,4 %, bei den schmalspurigen auf 39,3 % bis 99,2 % der Bruttoeinnahmen. Die Nettoeinnahmen sämtlicher Privatbahnen betrugen rot. 6 200 000 M., pro Kilom. 1763 M.

Vergleicht man diese Angaben mit den statistischen Nachrichten von den preussischen Bahnen pro 1878, so fällt zunächst die erheblich billigere Anlage der schwedischen Bahnen in's Auge. Die Bahnanlage kostete in Preussen 261 551 M., in Schweden nur 80 000 bis 90 000 M. (1879: Staats- und Privatbahnen durchschnittlich 86 281 M.). Dieses hat seinen Grund in der fast durchweg eingleisigen Anlage, in den nament-

lich im südlichen und mittleren Schweden günstigen Terrainverhältnissen, in der Billigkeit des Bodens, der Arbeitskräfte etc. Natürlich ist in Schweden der Verkehr bedeutend schwächer. Während in Preussen auf den Bahnkilometer ca. 6140 Personen und 5220 Tonnen Güter entfielen, kommen in Schweden auf die gleiche Bahnlänge nur 1360 Personen und 840 Tonnen Güter. Gegenüber dem 5—6 mal schwächeren Verkehr erscheint das rollende Material noch zu hoch bemessen. Den 0,37 Locomotiven in Preussen pro Kilometer stehen in Schweden noch 0,13, den 0,57 Personenwagen 0,31, den 7,74 Güterwagen noch 3,26 Güterwagen gegenüber. Dieses dürfte seinen Grund in der geringen Anzahl von Zügen, in der langsameren Fahrgeschwindigkeit überhaupt in der geringeren Intensivität des Verkehrs haben. (So betrug die Geschwindigkeit bei den vom Schreiber dieser Zeilen benutzten Schnellzügen 37 Kilom., bei den Personenzügen 26 Kilom., bei den gemischten Zügen 14 Kilom. in der Stunde incl. Aufenthalt.)

Die Einnahmen der schwedischen Staatsbahnen betrugen 1878 stark $\frac{1}{3}$ der Einnahmen der preussischen Bahnen pro Kilometer (rot. 29 600 M.); dagegen beliefen sich die Ausgaben nahezu auf die Hälfte des Betrages in Preussen (16 700 M. pro Kilometer). Die Ausgaben erforderten in Schweden 73 %, in Preussen nur 56 % der Einnahmen, was eine Verzinsung des Anlagecapitals in Schweden zu 2,4 %, in Preussen zu 4,9 % zur Folge hatte. Von der Entwicklung des Staatsbahnwesens von 1870 bis 1878 giebt die graphische Darstellung (Fig. 16 auf Taf. XXII) ein Bild. Während die Staatsbahnen sich von 1870 bis 1878 langsam aber stetig entwickelten, nimmt der Güterverkehr von 1871 bis 1876 und der Personenverkehr von 1871 bis 1874 einen rapiden Aufschwung. Während der Personenverkehr sich alsdann ziemlich auf der erreichten Höhe hält, sinkt der Güterverkehr von 1876 bis 1878 wieder bedeutend herab. Die Bruttoeinnahmen steigen nicht in gleichem Maasse mit dem Verkehr. Sie erreichen 1876 mit dem Güterverkehr den Culminationspunkt, um alsdann bis 1878 innerhalb zweier Jahre um ein Maass zu sinken, welches sie in drei Jahren (1873—1876) erstiegen hatten. Trotzdem die Einnahmen von 1876 an fallen, steigen die Ausgaben stetig bis 1877 und nehmen von 1877 bis 1878 auch nicht bedeutend ab. Während 1871 und 1872 die Ausgaben nur 50 % der Einnahmen zur Deckung erforderten, steigert sich deren Inanspruchnahme 1877 auf 70 %, 1878 sogar bis zu 73 %. Die Verzinsung des Anlagecapitals hat daher seit 1873 von 4,8 % bis auf 2,4 % abgenommen.

Während die Staatsbahnen sich von Anfang 1870 bis Anfang 1878 nur um 45 % vermehrten, stieg die Länge der Privatbahnen von 618 auf 3350 Kilom., also um 442 %.

Schweden besass 1880: 5892 Kilom. Bahnen, wovon 1933 Kilom. Staats- und 3959 Kilom. Privatbahnen, mit einem Gesamtanlagecapital von rot. 500 Millionen Mark und einem Verkehr von 8 Millionen Menschen und 5 Millionen Tonnen Güter. Während auf 100 □-Kilom. in Schweden nur 1,3 Kilom. Bahnen — in Preussen 5,2 Kilom. (1878) — entfallen, besitzt Schweden im Vergleich zur Bevölkerungsziffer das grösste Eisenbahnnetz in Europa (Schweden hat auf 1000 Einwohner 1,4 Kilom., Preussen 0,7 Kilom.) und wird nur von den Ver-

einigten Staaten (3,4 Kilom. 1878 auf 1000 Einw.) übertraffen.

Da das Anlagecapital der schwedischen Bahnen meist zu 5 % aufgenommen ist, die schwedischen Bahnen dagegen nur 2,4—2,5 % Rente tragen, so erfordern dieselben einen Zuschuss von jährlich etwa 11—13 Millionen Mark.

Man ist in Folge dieser Thatsache eifrig bestrebt, die Ausgaben zu reduciren. Ueber die eingeschlagenen Wege und die erzielten Erfolge hoffen wir dereinst berichten zu können.

Zöller.

Der Einfluss von Dampf-Strassenbahnen auf den Betrieb der Eisenbahnen in Italien.

Viele der in Italien gebauten Dampf-Strassenbahnen, welche zum Theil längs der bestehenden Eisenbahnlinien*) angelegt sind, machen verschiedenen der letzteren durch ihre Verkehrsvorteile (häufiges Anhalten der Züge etc.) so bedenkliche Concurrrenz, dass die Alta Italia Eisenbahn-Gesellschaft sich veranlasst gesehen hat, ein Special-Comité zur näheren Prüfung dieser Verhältnisse zu ernennen.

Indem nun die angedeuteten Einflüsse von Dampf-Strassenbahnen auf den Verkehr von Eisenbahnen in allen Ländern in annähernd gleichem Verhältniss stattfinden können, geben wir in Nachfolgendem einen Auszug aus dem betreffenden Berichte jenes Comité's, und sind daraus namentlich einige Verbesserungen im öconomischen Betriebe der Local- und Zweigbahnen zu ersehen.

Die von dem Comité zur Erwägung gestellten Hauptpunkte sind:

- 1) eine Reduction der Fahrpreise.
- 2) eine Erleichterung des localen Verkehrs in ähnlicher Weise, wie solche durch die Dampf-Strassenbahnen dargeboten wird, hierbei aber gleichzeitig den Vorthell der Eisenbahnen in Bezug der grösseren Geschwindigkeit so viel als möglich beizubehalten.

Zur Ermittlung der möglichen Reduction der Frachtsätze und Fahrpreise werden die bisherigen Betriebskosten der genannten Eisenbahn-Gesellschaft ausführlich besprochen. Daraus ergibt sich, dass jene Kosten im Jahre 1878 die Summe von 45733158,6 M. betragen, bei einer Gesamtbahnlänge von 3572 Kilom. und bei 17466850 Zugkilometern. Die betreffenden Kosten pro Zugkilometer betragen daher 2,57 M. oder detaillirt:

a. An Verwaltungskosten	0,10 M.
b. Für Unterhaltung des Oberbaues	0,54 «
c. « Zugkraft etc.	1,04 «
d. « Ausgaben auf den Stationen	0,76 «
e. « verschiedene Ausgaben	0,13 «
	2,57 M.

*) Es sind dies namentlich folgende Strecken: Turin-Moncalieri = 10,7 Kilom., Alessandria-Casale = 32 Kilom., Alessandria-Spinetta = 8 Kilom., Mailand-Gallarate = 39 Kilom., Mailand-Como = 49 Kilom., Mailand-Lodi = 30 Kilom., Mailand-Pavia = 35 Kilom., Sedriano-Magenta = 7 Kilom., Bergamo-Treviglio = 18 Kilom., Florenz-Prato = 24 Kilom., Vicenza-San Vitale = 10 Kilom., Rom-Tivoli = 29 Kilom. und Rom-Ciampino-Marino = 20 Kilom. Anmerk. d. Red.

Die Kosten der Zugkraft zerfallen in folgende Positionen:

a. An Fahrkosten (Locomotivführer etc.)	0,15 M.
b. Für Brennmaterial	0,41 «
c. « Wasser	0,02 «
d. « Unterhaltung der Locomotiven und Tender	0,19 «
e. Für Unterhaltung der Wagen	0,19 «
f. « Schmiermaterial etc.	0,06 «
g. « verschiedene Ausgaben (Schaff- ner etc.)	0,02 «
	1,04 M.

Nach Prüfung der Betriebskosten anderer Länder (wobei allerdings in Rücksicht zu ziehen ist, dass die einzelnen Detailangaben namentlich aber die Kosten für Brennmaterial einen directen Vergleich nicht zulassen, da die Preise für Kohlen in den verschiedenen Ländern zu sehr variiren) gelangt das Comité zu dem Schluss, dass zur Erzielung einer grösst-möglichen Reduction der Betriebsausgaben das todte Gewicht der Züge auf ein Minimum reducirt werden müsse und macht für diesen Zweck die folgenden Vorschläge:

- 1) Die Anwendung von Tenderlocomotiven von ungefähr 80 Pferdekraften nachdem in Oesterreich-Ungarn gebräuchlichen Elbel- oder Gülsdorf-System auf allen Bahnen, deren Steigung 12—15 ‰ nicht überschreitet.
- 2) Die Anwendung leichterer Fahrzeuge als der bisher üblichen.

So eingerichtete Züge würden mit einer Geschwindigkeit von 40 Kilom. pro Stunde laufen und um deren rasches Anhalten zu erleichtern wird vorgeschlagen:

- 3) Die wirksame Bremse nach Smith-Hardy's System anzuwenden.

Die hierdurch bedingte Reduction in den Anschaffungskosten des Betriebsmaterials würde nicht allein eine volle Ausnutzung der Maschinenkraft gestatten, sondern es gleichzeitig ermöglichen, mehr Züge, als die bisher üblichen, laufen zu lassen und wurde besonderer Nachdruck darauf gelegt, dass die Vermehrung der Züge auch den Verkehr erhöhe. Es wird ferner empfohlen, anstatt der jetzt gebräuchlichen längeren durch 2 Locomotiven gezogene Züge, eine grössere Anzahl mit einer Locomotive laufen zu lassen.

Das Comité ist der Ansicht, dass durch Befolgung dieser Vorschläge grosse Ersparniss in allen Ausgabe-Positionen erzielt werden würde, besonders auch in der Abnutzung des Betriebsmaterials und Oberbaues und dass gleichzeitig die erste Anschaffung des erforderlichen Betriebsmaterials billiger sein würde. Das Comité glaubt, dass bei Befolgung dieser Maassregeln die Dampf-Strassenbahnen nicht länger so grosse Vorthelle über die Eisenbahnen haben würden, trotz ihrer sehr häufigen Züge und der Möglichkeit an jedem Punkte sofort anhalten zu können. Schliesslich wird noch eine einfachere Ausgabe und Prüfung der Fahrbillets empfohlen und eine grössere Anzahl von Anhaltstellen. (Engineering, 14. Jan. 1881.) Dr. R.

Personen-Verkehr auf den englischen Eisenbahnen.

Auf den Eisenbahnen Grossbritanniens wurden im Jahre 1879 nicht weniger als 502732890 Passagiere befördert. Von

diesen fuhren I. Classe nur 38967174 Personen und II. Classe 63430844, während 460334872 Personen, also mehr als $\frac{8}{10}$ der ganzen Personenzahl III. Classe fuhren.

Die Fahrgelder der Passagiere I. Classe betrugen £ 3900000
 „ „ „ „ II. „ „ 3500000
 „ „ „ „ III. „ „ 14600000
 (Mining and Scientific Press, 5. Febr. 1881.) Dr. R.

Unglücksfälle auf den amerikanischen Eisenbahnen im Jahre 1880.

Im Jahre 1880 ereigneten sich auf den Eisenbahnen Amerika's in Summa 1078 Unglücksfälle, während in 1879 nur 910 und in 1878 nur 740 vorkamen. Durch jene 1078 Unglücksfälle wurden 315 Personen getödtet und 1172 Personen verletzt. Im Jahre 1879 betrug die Zahl der getödteten und verletzten Personen 185 und 709 beziehungsweise.

Die geringste Anzahl Unglücksfälle in einem Monat und zwar im Juni belief sich auf 56 und die meisten Unglücksfälle eines Monats von zusammen 145 wurde im Monat November erreicht. Nicht weniger als 636 Unglücksfälle von der Gesamtzahl fand in den letzten 5 Monaten des Jahres statt.

(Engineering, 25. Febr. 1881.) Dr. R.

Secundär-Personenzüge.

Es dürfte interessant sein über die Erfolge, welche die Oesterreichische Südbahn mit sogenannten Secundär-Personenzügen auf der Linie Leoben-Vordernberg erzielt, aus ihrem Geschäftsbericht pro 1879 einiges mitzuthellen. Diese Linie ist 15,2 Kilom. lang mit Steigungen von 25 ‰. Das von ihr durchzogene Gebirgsthäl ist ziemlich dicht bewohnt und beherbergt die Haupt-Bergwerkshütten-Industrie Ober-Steiermarks. Die sieben Stationen nebst einer Haltestelle liegen sonach dicht

beisammen. Die Einnahmen betrugen im Jahre 1879 19349 M per Bahn-Kilometer, wovon auf den Personenverkehr 2371 M, auf den Güterverkehr 16978 M kommen. Die Ausgaben erreichten 49,29 % der Brutto-Einnahmen. Die genannten Secundär-Personenzüge dienen ausschliesslich dem Personenverkehr und werden von leichten Locomotiven gezogen; der Locomotive sind direct 3 bis 5 Personenwagen angekuppelt, welche von der Locomotive bis zum letzten Wagen einen Durchgang gestatten, und wird es dadurch möglich, dass die Maschine nur von einem Locomotivführer und die Wagen nur von einem Conducteur, der im Nothfalle den Locomotivführer zu unterstützen im Stande ist, bedient werden.

Solche Züge haben nach den Angaben der Südbahn-Verwaltung den Vortheil gegenüber den bisher üblichen gemischten Zügen, dass sie viel billiger sind, die Bahn weniger abnutzen, im Interesse der Reisenden rascher und günstiger verkehren und dass sie endlich gestatten die Frachten mit reinen Lastzügen nach Erforderniss billiger zu transportiren. »Auf der Leoben-Vordernberger Linie haben wir« — so fährt die Verwaltung fort — »durch Einführung solcher Züge sofort den Personen-Verkehr auf das Doppelte gebracht, und sind dadurch veranlasst, dieses System auch auf den eigenen Linien weiter auszubilden. Wir werden im laufenden Jahre (1880) theils zur Hebung des Touristen-Verkehrs im Pusterthal und Tyrol, theils auf Seitenlinien, auf welchen die Geringfügigkeit des Verkehrs regelmässig gemischte Züge zu kostspielig erscheinen lässt, derartige Züge einführen. — Zu dem Ende haben wir im Budget pro 1880 die Anschaffung von acht neuen sogenannten Secundär-Maschinen aufgenommen.«

(Eisenbahn 1881 vom 2. April.)

Allgemeines.

Die Waldenburger Secundärbahn.

Die Länge dieser interessanten Eisenbahn beträgt 14 Kilom. und ihre Spurweite 75^{cm}. Die Bahn benutzt von der Station Liestal der Schweizerischen Centralbahn ausgehend den Bahnkörper der letzteren auf 1,5 Kilom. Länge und dann bis auf wenige kurze Strecken die Landstrasse nach Waldenburg. Die Maximalsteigungen betragen 30 ‰, die Minimalradien 60^m. Der Oberbau ist mit eichenen Querschwellen und 15 Kilogr. schweren Stahlschienen hergestellt.

Die Anlagekosten der Bahn betragen für die 12,5 Kilom. lange auf der Landstrasse liegende Strecke 382107 Fr., also für den Kilometer 30570 Fr. (24456 M).

Hochbauten sind nur in Waldenburg ausgeführt und zwar Stationsgebäude, Locomotiv- und Wagen-Schuppen. In den Dörfern sind die Haltestellen bei Wirthshäusern.

An Rollmaterial sind bislang nur zwei Locomotiven aus der Winterthurer Fabrik von 8,8 Tonnen Gewicht, vier Personenwagen mit je 18 Sitz- und 10 Stehplätzen, sechs offene Güterwagen mit je 5 Tonnen Tragkraft, zwei gedeckte Güterwagen und ein Post- und Gepäckwagen vorhanden.

In den beiden ersten Betriebsmonaten November und De-

cember 1880 stellten sich die Einnahmen auf 7054 Fr., die Betriebsausgaben auf 5817 Fr., so dass ein Ueberschuss von 1237 Fr. erzielt war.

(Eisenbahn No. 13 vom 26. März 1881.)

Die Eisenbahn Turin-Rivoli.

Diese 12 Kilom. lange Eisenbahn hat 0,9^m Spurweite und liegt auf der Provinzialstrasse von Turin nach Rivoli, von welcher sie eine Breite von 4^m in Anspruch nimmt. Die Bahn dient ausschliesslich dem Localverkehr.

Auf der 2700^m langen Strecke von Turin bis Tesoriera ist seit dem 1. Sept. 1879 ein besonderer Omnibusbetrieb eingerichtet. Die für diesen Betrieb von der Gesellschaft Leonard in Lüttich gebaute Locomotive wiegt leer 5200 Kilogr., im Dienst 6200 Kilogr. und kostet 16300 Lire (13040 M). Der Verbrauch an Kohlen ist 2,75 Kilogr. pro Fahrkilometer. Eine zweite Locomotive war zur Zeit der Mittheilung bei Hagans in Erfurt im Bau.

Die für den Omnibusbetrieb verwendeten Wagen haben 2 Achsen in 1,50^m Entfernung und Räder von 0,65^m Durchmesser.

Der Wagenkasten ist 6,30^m lang, 2,03^m breit und 2,70^m hoch. Die Wagen haben einen Quergang in der Mitte und 2 geschlossene Coupées an der Seite. Im Innern befinden sich 18 Sitz- und 6 Stehplätze, auf der Plattform 8 Sitz- und 8 Stehplätze, der Wagen befördert also im Ganzen 40 Personen. Das Gewicht des Wagens beträgt 2500 Kilogr. und kostet derselbe 5200 L (4160 M). Das Totalgewicht des Zuges ist daher bei einem Wagen 10200 Kilogr., bei drei Wagen 18200, Kilogr. (jeder Wagen mit 20 Personen besetzt angenommen) eine sehr wesentliche Differenz gegen das Verhältniss bei gewöhnlichen Zügen.

Die Geschwindigkeit dieser Omnibuszüge beträgt 15 Kilom. der Zug hält an 9 bestimmten Punkten. Die Maschine wird durch 2 Personen bedient und wird der Zug ausserdem noch durch 1 bis 2 Schaffner begleitet, je nachdem er einen oder mehrere Wagen hat.

Die Einnahmen dieser Bahn betrugen 1880 159 698,89 L, die Ausgaben 99 321,65 L. Es ergibt sich also ein Nettoertrag von 60 377,24 L oder pro Kilometer 5031,44 L (4025,15 M).

(Zeitung d. V. D. E. V.)

Seilbahn in Saillon (Canton Wallis).

Diese zur Ausbeutung der Marmorbrüche angelegte Bahn hat eine Länge von 1000^m und Steigungen von 40 bis 80 %; das Drahtseil besitzt einen Durchmesser von 45^{mm}. Die Fahrgeschwindigkeit wird vom oberen Ende der Bahn mit Hilfe eines Luftbremsapparats regulirt.

(Eisenbahn No. 12 vom 19. März 1881.)

Draht-Seilbahn auf den Vesuv.

(Hierzu Fig. 14 und 15 auf Taf. XXII.)

Wie bereits in der kurzen Notiz über diese originelle Bergbahn auf S. 175 des Organs angegeben wurde, liegt der Anfangspunkt derselben auf ca. 700^m über dem Meer und etwa 100^m oberhalb des Observatoriums, zu welchem man auf einer bequemen, mit grossen Kosten theilweise in die wild erstarrte Lava gesprengte Fahrstrasse von Resina aus gelangt. Die Bahn ist 820^m lang und ersteigt mit einer durchschnittlichen Steigung von 1:1,5 den meeresseitig gelegenen Hang des Bergkegels bis zur Basis des eigentlichen Kraters bis zu einer Meereshöhe von etwa 1400^m, während die Trasse derselben geradlinig ist.

Da dieser letzte Aschenkegel stellenweise fast 60° Steigung hat und dabei mit fusshoher loser Asche bedeckt ist, so war ein anderes System als Drahtseilbahn ausgeschlossen und es bestand die Hauptschwierigkeit in den Fundamentierungsarbeiten der Anfangs- und Endstation, sowie in der Befestigung der Schwellen bzw. des Unterbaues. Da man nach dem alten Spruch auf Sand nichts Solides bauen kann, musste nothgedrungen nach fester Lava darunter gesucht werden, um wenigstens stellenweise feste Stützpunkte zu haben. Glücklicherweise fanden sich an einzelnen Punkten erstarrte Lavaströme, die den Kegel quer umziehen. Auf der 820^m langen Strecke fand man neun solcher festen Krusten (wenn man so sagen soll, denn dringt man oft nur 1/2^m tief ein, so wird sie schon glühend heiss) und auf diese basirt sich nun der ganze Aufbau.

Fangen wir unten an, so befindet sich vorab eine feine Restauration mit Post und Telegraph, daneben das Maschinenhaus mit Maschine von etwa 30 Pferdekraften, Stationsgebäude sowie die Sammelbassins für das nöthige Wasser. Das Speisewasser wird nämlich als Regenwasser auf grossen flachen Dächern aufgefangen und in die Sammelreservoirs geleitet, da natürliche Brunnen auf einem Vulkane nicht zu graben sind. Beiläufig sei hier noch bemerkt, dass das erste Wasser mühsam und kostspielig von unten in Fässern auf Esel heraufgeschleppt werden musste. Hierauf kommt 100^m lang nur loser Sand und der ganze Unterbau der Bahn stützt sich auf die unteren Fundamente: in dieser Art geht es weiter bis zum obersten, neunten Stützpunkte, der aber noch gegen 100^m vom eigentlichen Krater entfernt liegt. Die Schwellen wurden unter sich durch Holzkreuze zu einem festen System verbunden, und dieses liegt auf dem losen Sande zwischen den einzelnen Lava-Stützpunkten wie eine Riesenleiter an den steilen Kegel angelehnt. Die Skizzen Fig. 14 und 15 auf Taf. XXII geben ein Bild davon.

Hierauf sind dann die schweren eichenen, etwa 50^{cm} hohen Langschwellen, deren jede eine Schiene trägt, mit starken Bolzen verschraubt, und es läuft auf jeder Schiene ein kleiner schmaler Waggon, einer hinauf, der andere hinunter. Seitwärts hat jede Schwelle noch Leitschienen, für die Leiträder der Wagen, welche das Umkippen verhindern sollen. Jeder Wagen hat zu grösserer Sicherheit zwei Drahtseile und diese laufen auf Leitrollen, die neben und zwischen den Schienen in Entfernungen von 15^m angebracht sind, und oben über eine grosse Seilscheibe gehen.

Wie vorhin erwähnt, war der letzte feste Stützpunkt noch über 100^m unter dem Gipfel, und da man doch hier nicht die Bahn enden lassen durfte, musste für die obere Seilscheibe und Haltestelle ein künstliches Fundament geschaffen werden. Man baute deshalb von der letzten festen Lavaschicht zwei parallele Mauern bis oben hin, setzte quer dazu eine stärkere Mauer, und das Fundament zur Aufnahme der Seilscheibe, so wie des Stationshäuschens war geschaffen.

Die Drahtseile sind 25^{mm} dick und bestehen aus 50 Stahl-drähten und sind alle 15^m über Leitrollen geführt, weshalb dann hier zu deren Befestigung die Schwellen seitlich weiter herausragen. Die Wagen sind ganz schmal, jeder mit zwei kleinen Coupés zu je 4 Personen und treppenförmig gebaut; es haben zwei ausgewachsene nicht zu dicke Personen gerade knapp Platz. Sie laufen auf 2 Rädern, je vorn und hinten eins, nebenbei hat jedes noch an seinem eisernen Untergestell seitlich Leitrollen, welche gegen die oben genannten Seitenschienen der Längsschwellen laufen. (Siehe Fig. 15 auf Taf. XXII). Jeder Wagen hat ferner am oberen Ende aussen einen Sitz für den Conducteur, und dort ist eine Bremse angebracht, ähnlich wie bei den Förderkörben in den Gruben, bestehend aus zwei gezahnten, in die Schwellen eingreifenden Backen. Dass dieselben aber im Fall der Noth sicher und mit Erfolg functioniren, ist ebenso zu bezweifeln, wie dies leider in vielen Gruben schon öfters vorgekommen.

Die Bahn wurde im Herbst 1879 begonnen und war bereits Anfangs Juni 1880 vollendet und die deutsche Kronprinzessin

war eine der ersten welche sie benutzten. Die Bahn gehört einer Actiengesellschaft und wurde nach den Plänen des Mailänder Ingenieurs Olivieri durch den Ingenieur dall'Ongaro aus Venedig ausgeführt.

(Nach Wochenschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1881 S. 6.)

Bergbahn mit hydraulischen Aufzügen.

(Hierzu Fig. 13 auf Taf. XVIII.)

Zur Verbindung des Badeortes Cauterets in den Pyrenäen mit den Schwefelquellen von La Raillière, welche etwa 125^m höher und über 300^m in der Horizontalen von jenem Orte entfernt liegen, beabsichtigt man eine Bergbahn mit senkrechten hydraulischen Aufzügen herzustellen. Die Hebung der Wagen soll in 5 Absätzen mit je 27^m Höhe bewirkt werden. Die 5 Hebethürme werden in je 40^m Abstand errichtet und werden durch sanft geneigte Bahnen mit einander verbunden, damit die Wagen durch ihr eigenes Gewicht von der Plattform des unteren Thurmes bis zum Fusse des oberen Thurmes rollen. Zuletzt laufen die Wagen von der Plattform des obersten Thurmes mit einem Gefälle von 5 ‰ nach Raillière. Die Thalfahrt machen die Wagen bis zur Plattform des zweiten Thurmes auf einer mit einem Gefälle 1:23 (44 ‰) angelegten gewöhnlichen Schienenbahn, so dass sie nur noch 52^m mittelst hydraulischer Aufzüge gesenkt zu werden brauchen. Die Construction der Aufzüge entspricht den für Haus- und Hoteldienst gebräuchlichen. Die Betriebskraft soll durch Ausnutzung des Wasserfalles von La Raillière gewonnen werden.

(Scientific American.)

Eisenbahnen in Japan.

Die erste von amerikanischen Unternehmern gebaute Eisenbahn in Japan, welche den Hafen Otarunai an der Westküste von Yezo mit der Hauptstadt dieser Insel Lapparo und den Kohlenfeldern von Paroni verbinden soll, ist im Anfang dieses Jahres auf 37 Kilom. Länge eröffnet. Sie unterscheidet sich vortheilhaft von der durch englische Unternehmer gebauten 29 Kilom. langen Eisenbahn von Tokio nach Yokohama, welche über 500 000 M pro Kilometer gekostet hat und eine Bauzeit von 5 Jahren in Anspruch nahm, durch die geringen Anlagekosten, 53 000 M pro Kilometer, und die Geschwindigkeit ihrer Herstellung. (Centralbl. d. Bauverwaltung v. 9. April 1881.)

Mitbenutzung öffentlicher Wege zur Anlage von Eisenbahnen untergeordneter Bedeutung.

Vom preussischen Ministerium für öffentliche Arbeiten sind unterm 8. März Bestimmungen erlassen, deren wesentlichen Inhalt wir in Folgendem wiedergeben.

Die Mitbenutzung eines öffentlichen Weges zur Anlage einer Eisenbahn untergeordneter Bedeutung in der Weise, dass der Bahnkörper von dem für die Benutzung durch das gewöhnliche Fuhrwerk übrig bleibenden Wege nicht durch Einfriedigungen, Gräben, Baumreihen u. s. w. vollständig getrennt ist, darf in der Regel nur dann zugelassen werden, wenn die Geschwindigkeit der Bahnzüge 20 Kilom. nicht übersteigt. Für besonders frequente Wegestrecken und innerhalb der Ortschaften kann eine geringere Geschwindigkeit vorgeschrieben werden.

Das Gleis ist in der Regel auf einer Seite des Weges anzuordnen und zwar so, dass sowohl ein Landfuhrwerk von 3^m Ladebreite neben dem Eisenbahnzuge passiren kann, als auch 2 Landfuhrwerke dieser Ladebreite sich ausweichen können, falls kein Bahnzug dieselbe Stelle passirt.

Innerhalb der Ortschaften ist das Gleis zweckmässig in die Mitte der Strasse zu legen und die Strassenbreite so zu bemessen, dass an jeder Seite ein Wagen grösster Ladebreite passiren kann. Ist diese Breite nicht vorhanden, so muss das Gleis seitlich gelegt werden, jedoch soll dieses nur auf kurze Strecken, bei plötzlichen Verengungen des Weges, durch vorspringende Gebäude oder Gartenzäune, zulässig sein.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1881 No. 3.)

Bedingungen für die Anlage von Strassenbahnen in Berlin.

Die »Berliner Pferde-Eisenbahn-Gesellschaft« und die »Neue Berliner Pferde-Eisenbahn-Gesellschaft« sind jetzt seitens der Stadt zur Zahlung einer 4 procentigen Rente ihres Brutto-Einkommens verpflichtet, wohingegen die Concessionsdauer bis zum Schlusse des Jahres 1909 verlängert ist. — Die »Grosse Berliner Pferde-Eisenbahn« zahlt bereits seit vorigem Jahre eine 4 bis 8 procentige Rente ihrer Brutto-Einnahme an die Stadtkasse.

(D. Bzg. 1881 No. 37.)

Die schmalspurigen Eisenbahnen in Nord-Wales.

Die Spurweite dieser interessanten Eisenbahnen beträgt 589^{mm} (1' 11¹/₄" engl.); sie durchkreuzen eine Gegend welche von Touristen vielfach aufgesucht wird, schaffen aber auch einigen bedeutenden Schieferbrüchen, die in diesem Theile des alten Fürstenthums Wales liegen, eine Verbindung mit dem grossen Eisenbahnnetze Englands. Die Hauptlinie vereinigt sich mit der London- und Nordwestbahn bei Dinas, woselbst sich Umladegleise für Passagiere, Güter, Schiefer und Erze befinden.

Die Hauptlinie enthält Curven bis 80^m Radius und Steigungen bis 1:47; letzteres Verhältniss kommt auf eine Länge von 3600^m vor. Am interessantesten ist jedoch die Bryngwyn-Linie, welche bei Trysorn von der Hauptlinie abzweigt.

Diese Zweiglinie bildet an ihrem Ende eine Curve von 60^m Radius, genau von der Form eines Halbkreises. Beachtenswerthe Steigungen sind 1:47 auf 400^m, 1:40 auf 800^m und 1:30 auf 2400^m Länge. In dieser letzten Steigungsstrecke kommen zahlreiche Curven bis 40^m Radius vor, wobei besonders eine vollkommen hufeisenförmige Curve von 80^m Radius zu erwähnen ist. Am Ende der letzteren liegt eine geneigte Ebene mit 1:10 Steigung, auf welcher der Betrieb durch Drahtseil mittelst stationärer Dampfmaschinen erfolgt.

Der Oberbau dieser Schmalspurbahn, welche eine Gesamtlänge von 20 Kilom. hat, besteht aus 17,42 Kilogr. pro lauf. Meter schweren Stahlschienen, die auf Holzschwellen durch Klemmplatten und Schrauben befestigt sind. Die Schwellen sind meist von Lärchenholz, 1,140^m lang, 175^{mm} breit und 100^{mm} hoch. Chausseen und Hauptstrassen sind mittelst Brücken in Ziegelsteinmauerwerk über die Bahn hinweggeführt. Die Brücken über Wasserläufe sind in Eisenconstruction hergestellt.

Ursprünglich wurden als Betriebsmittel 2 Fairlie-Locomotiven, 2 doppelte Bogies (Drehschemel) und 2 kurze vierrädrige

Personenwagen, sowie 10 Kohlenwagen, 5 Trucks für Langholz, 3 bedeckte Wagen zum Mehtransporte, 90 Wagen zum Schiefer- und 10 zum Erztransporte beschafft.

Die Maschinen haben Cylinder von 216^{mm} Durchmesser und 356^{mm} Hub, 6 gekuppelte Räder von 760^{mm} Durchmesser unter dem vorderen Drehgestell; das hintere Drehgestell, welches einfach ein Traggestell ist, hat Räder von 407^{mm} Durchmesser. Die Wasserbehälter befinden sich an den Seiten und der Kohlenraum am hinteren Ende. Das Gewicht beträgt im dienstfähigen Zustande 14500 Kilogr. und ist die Maschine im Stande einen Zug von 30000 Kilogr. über die stärksten Steigungen zu ziehen. Der Preis einer solchen Locomotive ist 36000 M (1800 £).

Die Personenwagen mit Drehgestellen haben Abtheilungen für erste, zweite und dritte Classe, sowie einen Raum für den Schaffner. Sie bieten für 28 Personen Platz, wiegen leer ca. 5500 Kilogr. und kosten 7200 M (360 £). Die kleinen vier-rädrigen Personenwagen sind für 16 Personen dritter Classe eingerichtet, wiegen leer ca. 2500 Kilogr. und kosten je 4000 M (200 £). Die Kohlenwagen wiegen ca. 1676 Kilogr., haben 3000 Kilogr. Tragfähigkeit und kosten 1440 M. Die Schieferwagen wiegen 1345 Kilogr., haben 1525 Kilogr. Tragfähigkeit und kosten je 455 M. Die Erzwagen wiegen 800 Kilogr., haben 1525 Kilogr. Tragfähigkeit und kosten je 570 M.

Neuerdings ist das rollende Material durch Anschaffung von Locomotiven und Wagen nach James Cleminson's Patent mit beweglichen Radgestellen ergänzt. Es sind beschafft: 1 Locomotive, 3 Passagierwagen und 4 Kohlenwagen. Die Maschine hat Cylinder von 254^{mm} Durchmesser und 406^{mm} Hub und wird von 6 gekuppelten Rädern von 762^{mm} Durchmesser getragen; der Wasserbehälter befindet sich über dem Kessel, das Gewicht beträgt im dienstfähigen Zustande ca. 16000 Kilogr. Die Locomotive kostet 21000 M und befördert Züge von 50000 Kilogr. über die stärksten Steigungen der Bahn.

Die Personenwagen mit je 6 Rädern sind derart, dass der eine Coupé's erster und zweiter Classe, sowie ein Schaffner-Coupé hat, während die andern beiden nur für dritte Classe eingerichtet sind. Der erstgenannte Wagen befördert 14 Passagiere in erster und 18 in zweiter Classe und hat ausserdem im Schaffner-Coupé einen Raum für Passagier-Gepäck. Dieser

Wagen wiegt 4500 Kilogr., ist mit Bremse versehen und kostet 4200 M. Die Wagen dritter Classe haben Sitze für 42 Personen, wiegen 2750 Kilogr. und kosten je 3600 M. Die Kohlenwagen wiegen 2750 Kilogr., haben 8000 Kilogr. Tragkraft und kosten je 1600 M.

Ein Vergleich der Anschaffungskosten des neubeschafften Materials mit den zuerst beschriebenen fällt zu Gunsten des Cleminson'schen Systems aus. Die Praxis hat nun auch klar gelegt, dass die Unterhaltungskosten der Fairlie-Locomotive diejenigen der Cleminson-Locomotive um 60% übersteigen, was wohl hauptsächlich darin seinen Grund hat, dass letzterer die Gelenkpunkte, sowie die andern complicirten Theile der Fairlie-Locomotive fehlen. Die Cleminson'sche Locomotive kann mit sehr geringwerthiger Kohle, welche zum Preise von 9 M pro Tonne zu haben ist, bedient werden, während die Fairlie-Locomotiven in Folge der eigenthümlichen Construction ihrer Feuerbüchsen, Kohlen, welche zur Zeit 18 M pro Tonne kosten, beanspruchen. (Unsere Quelle verfehlt anzugeben, wie viel Kohlen jede der Maschinen verbraucht.)

Die Personen- und Güterwagen ergeben bei einer vergleichenden Betrachtung auch sehr zu Gunsten des Cleminson'schen Systems sprechende Zahlen.

Die Umladevorrichtungen für Kohlen sind so vollkommen, dass der Inhalt eines Wagens der Hauptbahn mittelst einer Kippvorrichtung direct in einen Schmalspurwagen geschüttet wird; die Arbeit des Umladens geht dabei so schnell vor sich, wie die Wagen vorgefahren werden.

Die Normal-Fahrgeschwindigkeit der Schmalspurbahn beträgt 24 Kilom., doch wird oftmals mit einer Schnelligkeit von 48 Kilom. pro Stunde gefahren.

Erwähnenswerth ist noch eine Strassenbahn in Indien, Durjeeling-Dampf-Tramway, welche 609^{mm} Spurweite hat und welche ebenfalls mit Locomotiven und Wagen nach Cleminson's System betrieben wird. Diese Strassenbahn hat Curven bis 15,25^m Radius und auf eine Strecke von 56000^m eine fortwährende Steigung von 1:30.

Die officiellen Berichte über diese seit kurzem dem Verkehre übergebene Strassenbahn lauten sehr günstig.

(Nach O. Peine in Uhlund's Masch.-Constr.
1881 Nr. 8.)

Technische Literatur.

Verzeichniss der bei der Redaction des Organs eingegangenen neueren technischen Werke.

Baumeister, R., Normale Bauordnung, nebst Erläuterungen.

Auf Veranlassung und unter Mitwirkung des Verbandes deutscher Architekten- und Ingenieur-Vereine bearbeitet. Wiesbaden 1880. C. W. Kreidel's Verlag. gr. 8. 88 Seiten. geh. 2 Mrk. 40 Pf.

Biadego, Giambat., del Ponte sull'Adige detto di Castel-Vecchio a Verona e di Alcuni altri ponti medioevali. Con Tavole. Milano 1880. Prem. tipog. e litog. degli Ingegneri. gr. 8. 18 Seiten.

Böckmann, Dr. Fr., Die explosiven Stoffe, ihre Geschichte,

Fabrikation, Eigenschaften, Prüfung und praktische Anwendung in der Sprengtechnik. Mit einem Anhang enthaltend die Hülfsmittel der submarinen Sprengtechnik (Torpedo's und Seeminen). Nach den neuesten Erfahrungen bearbeitet. Mit 31 Abbildungen. Wien, Pest und Leipzig 1880. A. Hartleben's Verlag. kl. 8. 431 Seiten. geh. 5 Mrk.

Gutachtliche Aeusserung über die Concessions-Bedingungen für Localbahnen vom Vorstande des Vereins für Localbahnen. Berlin 1881. Buchdr. der Volkszeit. gr. 8. 32 Seiten.

Eisenbahn-Kalender für Oesterreich-Ungarn 1841. IV. Jahrgang. Wien. Commissions-Verlag von Mor. Perles.

- Frigieri, Cav. Antonio, la Corazza di Sicurezza. Monografia. Acireale 1880. Tipogr. Tilli Donzuso. kl. 8. 244 Seiten nebst 6 Zeichn. Taf.
- Gröger, Jaroslav, Die Statik der Tunnelgewölbe in druckreichem Gebirge. Auf Grundlage von Wahrnehmungen bei der Bauausführung verfasst. Mit 7 lithograph. Tafeln. Prag 1881. Verlag von H. Dominicus. gr. 8. 100 S. geh. 4 Mrk.
- Hardy, J. G., Ueber continuirliche Eisenbahn-Bremsen. Wien 1881. Druck von R. v. Waldheim. gr. 8. 41 Seiten.
- Jünemann, Dr. Friedr., Die Briquette-Industrie und die Brennmaterialien. Mit einem Anhang. Die Anlage der Dampfkessel und Gasgeneratoren mit besonderer Berücksichtigung der rauchfreien Verbrennung. Nach den neuesten Quellen und eignen langjährigen Erfahrungen. Mit 48 Abbildungen. Wien, Pest und Leipzig. A. Hartleben's Verlag. kl. 8. 400 Seiten. geh. 5 Mrk.
- Kirberg, A., Eisenbahn-Taschen-Wörterbuch in deutscher und französischer Sprache. Zusammenstellung der beim Bau, dem Betriebe und der Verwaltung der Eisenbahnen vorkommenden technischen und allgemein gebräuchlichen Ausdrücke. Köln 1881. Verlag der M. Du Mont-Schauberg'schen Buchhandlung. kl. 8. 155 Seiten. geh.
- Knops, Asbest, sein Vorkommen, seine Verarbeitung und seine Verwendung. Vortrag gehalten im Verein »Berggeist« zu Siegen am 19. December 1880. Hamburg 1881. F. W. Rademacher's Buchdruckerei. gr. 8. 14 Seiten. geh.
- Kovačević, Ferdin., Sammlung von Aufgaben aus der galvanischen Electricitätslehre. Mit besonderer Rücksicht für Telegraphen-Beamte. Mit 47 in den Text gedruckten Holzschnitten. Prag 1881. Verlag von H. Dominicus. gr. 8. 137 Seiten.
- Kupka, P. F., Eisenbahn- und Tarif-Politik in den Vereinigten Staaten Nordamerikas. Vortrag gehalten im Club österr. Eisenbahnbeamten am 23. November 1880. Wien 1880. Druck und Verlag von L. C. Zamarski. gr. 8. 28 Seiten.
- Loewe, Ferdin., Ueber Nietverbindungen. Erster Bericht des Professor W. C. Unwin an die Subcommission der »Institution of mechanical Engineers.« Mit Genehmigung dieser Gesellschaft ins Deutsche übersetzt. Wien 1880. Verlag von R. von Waldheim. gr. 8. 75 Seiten.
- Moos, Dr. S., Ueber die Ohrenkrankheiten der Locomotivführer und Heizer, welche sociale Gefahren in sich bergen. Wiesbaden 1880. J. F. Bergmann. gr. 8. 16 Seiten. geh.
- Nördling, Wilh. von, Ueber die bosnischen und serbischen Eisenbahnen. Vortrag gehalten im Club österr. Eisenbahnbeamten am 30. November 1880. Mit einem Kärtchen. Wien 1880. Druck und Verlag von L. C. Zamarski. gr. 8. 32 Seiten.
- Pascher, Karl, Ueber die Erhaltung der Secundärbahnen. Separatabdruck aus den »Technischen Blättern« 1881. 1. Heft. Prag 1881. gr. 8. 12 Seiten.
- Röhrig, Dr. Ernst, Wörterbuch in englischer und deutscher Sprache für Berg- und Hütten-Technik und deren Hilfswissenschaften. Mit Benutzung der hinterlassenen Sammlung von Adolph Becker. 1. Theil. Englisch-Deutsch. Leipzig 1881. Verlag von Arthur Felix. kl. 8. 350 S. geh.
- Salcher, Dr. P., Elemente der theoretischen Mechanik. Mit 6 Tafeln. Wien 1881. Druck und Verlag von Carl Gerold's Sohn. gr. 8. 200 Seiten. geh.
- Sandberg, C. P., on Rail Specifications and Rail Inspection in Europe. A. Paper read before the American Institute of Mining Engineers, at the Lake superior Meeting, August 1880. gr. 8. 57 Seiten.
- Schwank, A., Die deutsche Haftpflichtfrage und ihre Lösung. Betrachtet im Lichte der Thatsachen und der Wirklichkeit. Düsseldorf 1881. L. Schwann'sche Verlagsbuchhandlung. gr. 8. 136 Seiten.
- Stapff, Dr. F. M., Wärmezunahme nach dem Innern von Hochgebirgen. Bern 1880. J. Dalp'sche Buch- und Kunsthandlung. kl. 8. 20 Seiten.

Die Brücken der Gegenwart. I. Abtheilung, Eiserne Brücken, Heft V. Eiserne Hängebrücken. Von Dr. F. Heinzerling. Mit 6 lithogr. Tafeln in gross Doppel-Folio, 15 Bogen Text, 1 Texttafel und 23 Holzschnitten. — Aachen, Verlag von J. H. Maier, Königl. Hofbuchhandlung, 1880.

Wohl keins der bis jetzt erschienenen Hefte der »Brücken der Gegenwart« mag dem rühmlichst bekannten Verfasser bei der Bearbeitung so viel Mühe gemacht haben, als das uns vorliegende. Es existirt unseres Wissens weder ein Lehrbuch, noch eine Sammlung von Brückenconstructionen, welche in einer auch nur einigermaassen eingehenden Weise die Hängebrücken behandeln. Hier und da in dieser oder jener Zeitschrift zerstreut findet sich ein Aufsatz über die Theorie der Hängebrücken, noch seltener die Veröffentlichung einer ausgeführten Hängebrücke vor. Und wo einmal eine Theorie zu finden ist, steht sie entweder nicht mehr auf der Höhe der fortgeschrittenen Wissenschaft, oder bezieht sich auf einen ganz speciellen Fall, oder ist so ganz allgemein gehalten, dass dem construirenden oder ausführenden Ingenieur wenig damit gedient ist.

Die längst und allseitig fühlbar erkannte Lücke der theoretischen und constructiven Behandlung der verschiedenen Hängebrücken-Systeme füllt das vorliegende Heft in der beim Verfasser bekannten gründlichen Weise aus, die der Theorie sowohl, als der Praxis jeder das zukommende volle Maass giebt.

In der technischen Entwicklung werden die älteren und neueren Constructionen in geschichtlicher Weise ausgeführt und bei letzteren eine bestimmte theoretische Uebersicht gewonnen. Dann folgt die statische Berechnung, und zwar die allgemeine Theorie, die Theorie der schlaffen Hängebrücken und die der Charnier-Hängebrücken; ferner die der Belastungen der Fussgänger- und der Strassenbrücken, die der Materialwiderstände, die der Niet-, Bolzen- und Schraubenverbindungen, die der Charniere, die der Lager- und Ankerplatten und schliesslich die des Verankerungsmauerwerks. Das 3. Capitel ist der Construction gewidmet, das in einer vorzüglichen, klaren und lehrreichen Weise behandelt ist und wohl alles Wissenswerthe enthält. Das folgende Capitel behandelt die Beschreibung und statisch-numerische Berechnung von Hängebrücken, auf die sich die 6 schön ausgeführten lithographirten Tafeln beziehen. Wir finden da die Ansichten von ausgeführten Hängebrücken verschiedener Länder: die Beschreibung und Construction des

eisernen Stegs über den Main bei Frankfurt; die Beschreibung, statische Berechnung und Construction der Fussgängerhängebrücke über den Bahnhof Gotha; das vollständig ausgearbeitete Project mit allen Berechnungen und Details einer Charnierhängebrücke für Strassenverkehr; und schliesslich die Beschreibung, statische Berechnung und Construction der Drahtcabelbrücke bei Bucaramanga in Neu-Granada. Das V. Capitel befasst sich mit der Kostenberechnung, Vergebung und Ausführung der Arbeiten. Ein Literatur-Verzeichniss bildet den Schluss dieses Werkes, welches in einer vorzüglichen Weise ausgestattet ist, dem Verfasser nach Form und Inhalt zur Ehre gereicht, und allen Ingenieuren auf's Wärmste empfohlen werden kann.

Oldenburg. Georg Osthoff.

Normalspurige Transversal-Eisenbahnen mit Locomotivbetrieb. Practische Erörterungen zur Erstellung von Secundärbahnen von Theodor Lutz, Ingenieur in Zürich. Mit 5 Blatt Zeichnungen. Zürich 1881. Trüb'sche Buchhandlung. 8. 80 Seiten. 4 Mk.

In dieser Broschüre, welche eigentlich nur wenig Neues enthält, behandelt der Verfasser zuerst die Spurfrage. Der Verfasser ist der Ansicht, dass die normale Spurweite die allgemein zweckentsprechende ist, weil die Stabilität der Normalspurfahrzeuge grösser und die Kesseldimensionen und der denselben entsprechenden Feuerflächen für die Ausnutzung der Brennmaterialien beträchtlich öconomischer sind.

Als ein fernerer Beweis für die Vorzüge der Normalspur führt der Verfasser an, dass die württembergische Regierung zur Vervollständigung des bestehenden Bahnnetzes einige und vierzig Secundärbahnen in Aussicht genommen hat, und dass alle diese Bahnen normalspurig werden sollen. Wenn nun auch die Vorzüge der Normalspur in wirthschaftlicher Hinsicht in den meisten Fällen unzweifelhaft sind, so wäre es doch erwünscht gewesen, dass der Verfasser diese wirthschaftlichen Vorzüge etwas eingehender nachgewiesen hätte, als geschehen ist, denn ebenso wenig es als Beweis für die Vorzüge der Schmalspur angesehen werden kann, wenn die Schmalspurverfechter darauf hinweisen, dass man jetzt in Sachsen und Brasilien und auch die practischen Amerikaner angefangen haben, Schmalspurbahnen zu bauen, können auch die Vorzüge der Normalspur dadurch bewiesen werden, dass die württembergische Regierung ausschliesslich die normale Spurweite für ihre Localbahnen in Aussicht genommen hat.

Dass in Norddeutschland der Umbau von Schmalspurbahnen in Normalspurbahnen beschlossen, ist nicht bekannt, deren Anzahl ist bis jetzt auch verschwindend klein.

Ferner ist es auch nicht richtig, dass die Altenbekener Bahn eine gute Verzinsung abgeworfen hat.

Wie schon oben gesagt, bringt die Broschüre in technischer Hinsicht nichts Neues, um jedoch das Interesse für die Erbauung von Localbahnen, welche für viele Gegenden gradezu Bedürfniss geworden sind, noch mehr zu beleben und das Vertrauen zu der Rentabilität der öconomisch und den Verkehrsverhältnissen entsprechend gebauten und betriebenen Localbahnen zu wecken und befestigen, kann dieselbe jedem, der sich für den Gegenstand interessirt, empfohlen werden, und um so mehr,

als der Verfasser uns mittheilt, dass er erst in England die nöthigen Mittel für die Erbauung einiger von ihm projectirten Bahnen gefunden hat.

Die Schwierigkeit in der Beschaffung der in der Regel geringen Mittel für die Erbauung der in wirthschaftlicher Hinsicht so sehr nothwendigen Localbahnen, ist zum grösseren Theil in den von der Regierung noch aufrecht erhaltenen harten Concessions-Bedingungen zu suchen. Möge daher auch bald in dieser Hinsicht Wandel geschaffen werden, und man wird nicht nöthig haben, die Mittel für sicher rentable Unternehmungen im Auslande suchen zu müssen. S.

Die Rundschrift, nach F. Sönneckens System. Mit Vorwort zur hundertsten gänzlich umgearbeiteten Auflage von Prof. F. Reuleaux in 5 Heften. Nebst einem Sortiment, 25 Stück, einfacher und doppelter Rundschriftfedern in Carton 5 Mrk. Bonn, F. Sönneckens Verlag. Dasselbe Schulausgabe 4 Mrk.

Diese seit wenigen Jahren zum Beschreiben von Zeichnungen und Plänen fast allgemein eingeführte Schriftgattung ist nicht nur die einfachste und zweckmässigste aller Zierschriften, sondern liefert auch den Beweis, dass die neuerlich für Deutschland von vielen Seiten erstrebte allgemeine Einführung der lateinischen Lettern als Schreib- und Druckschrift eine wirklich zeitgemässe Forderung ist. Die Zweckmässigkeit der Sönneckens'schen Methode geht auch aus dem Umstand hervor, dass das vorliegende Werk innerhalb 6 Jahren bereits die hundertste Gesamtauflage erfahren hat und ebensowohl in englischer, französischer und italienischer Sprache erschienen ist. Von besonderem Interesse für Techniker ist das zuletzt erschienene fünfte Heft, welches Muster von Auf- und Inschriften für Zeichnungen verschiedener Art, Baupläne, Landkarten, Städtepläne etc. und vorzügliche Beispiele aus der Praxis enthält.

In der neuen Bearbeitung sind die Grenzen, innerhalb deren sich das Werk in den früheren Auflagen hielt, bedeutend erweitert. So ist eine weit grössere Freiheit in der Formenbehandlung zur Anwendung gekommen und dadurch der Nutzen für den im Lernen Vorgeschrittenen erhöht, ein Bestreben, das unter anderem zur Zusammenstellung mehrerer stilistisch verschiedenen Grossalphabete — des s. g. runden, des halbgerundeten und des geschweiften — geführt hat.

Das Schreiben der Rundschrift ist im eigentlichen Sinne ein Construiren, ein Anreihen von Halbkreisen und geraden Linien nach gegebener Regel, von deren genauer Befolgung die Leichtigkeit der Ausführung, sowie die Richtigkeit und Schönheit der Formen abhängt. Mit Hilfe dieser Regeln vermag auch der im Schreiben weniger Geübte ohne besonderes kalligraphisches Talent binnen einigen Stunden sich den Gebrauch der Rundschrift anzueignen. Wir zweifeln nicht, dass die verjüngte Gestalt der vorliegenden Anleitung den Erfolg erzielen wird, der Rundschrift zu den bereits gewonnenen Freunden neue zuzuführen.

H. v. W.

Studien und Erfahrungen im Eisenbahnwesen von Franz Schima, Oberingenieur. II. Ueber die Ausgaben des Eisenbahnbetriebes. III. Ueber Umladevorrichtungen der Eisenbahnen. Prag 1881. Verlag von H. Dominicus. gr. 8. 288 Seiten.

Dem ersten Heft dieser Studien, welches über die Beförderung der Züge handelt und im 2. Hefte des diesjährigen Organs S. 84 besprochen wurde, hat der Verfasser in dem vorliegenden Werke eine sehr beachtenswerthe Abhandlung über die Ausgaben des Eisenbahnbetriebes zusammengestellt und darin diejenigen Anschauungen vorgeführt, welche derselbe bei der ihm obgelegenen Berechnung der Betriebskosten der a. priv. Buschtährader Eisenbahn gewonnen hat, zumal letztere in betriebs-technischer Beziehung wegen ihren unterschiedlichen Niveau-, Richtungs- und Verkehrsverhältnissen als ein lehrreiches Beispiel gelten kann.

Hinsichtlich der Anordnung und Gliederung des Stoffes hat der Verfasser die folgende Reihenfolge gewählt: Umfang und Eintheilung der Ausgaben des Eisenbahnbetriebes; Factoren, durch welche die Grösse der Betriebsausgaben beeinflusst wird; die Niveauverhältnisse; Widerstände gegen die Bewegung der Betriebsmittel auf horizontalen Strecken; mechanische Leistung, welche die Bewegung der Züge erfordert; die Inanspruchnahme der Schienen und der Räder durch die Seitendrucke der Betriebsmittel in den Bögen; der Fahrplan; die Beschaffenheit des Verkehrs und der Fahrbetriebsmittel; die klimatischen Verhältnisse; Statistik und Contirung; Modus über die Vertheilung der Betriebsausgaben auf verschiedene Gattung von Zügen. Als Anwendung dieser Grundsätze auf einen speciellen Fall wird sodann die Berechnung der Ausgaben der Buschtährader Eisenbahn nach dem Bestande vom Jahre 1877 durchgeführt. Es wird in einer der Erfahrung entsprechenden und wissenschaftlich begründeten Weise nachgewiesen, wie viel beispielsweise von den Kosten für Abnutzung der Radreifen, der Schienen, der Schwellen, für das Brennmaterial etc. auf die Courier-, Personen-, gemischten und Lastzüge entfällt und werden hieraus die Betriebskosten für diese Zugsgattungen pro Einheit d. i. pro Brüttonnen-Netto (Nutz-) Tonnen und Personenkilometer hergeleitet. Alsdann ist die Vertheilung der Erneuerungskosten und der Ausgaben für die Verzinsung und Amortisation auf die verschiedenen Zugsgattungen und Strecken durchgeführt, woraus sich in Verbindung mit den Betriebskosten die gesammten Selbstkosten der Transportleistungen ergeben. Am Schluss dieses interessanten Schriftchens wird noch eine kurze Abhandlung über Umlade-Vorrichtungen der Eisenbahnen, sowie die Beschreibung und Zeichnung der Kohlenablade-Vorrichtung der a. pr. Buschtährader Eisenbahn an der Moldau in Kralup mitgetheilt. R. K.

The Scientific English Reader. Englisches Naturwissenschaftlich-Technisches Lesebuch für höhere technische Lehranstalten

und zum Selbststudium für Studirende, Lehrer, Techniker und Industrielle. Mit sprachlichen und sachlichen Erläuterungen von Dr. F. J. Wershoven. III. Theil. Bau-Ingenieurwesen. Leipzig. 1881. F. A. Brockhaus.

Die Kenntniss der fremden Sprachen, namentlich der englischen und französischen, ist für den Techniker von grossem Werthe. Es sind ihm deshalb solche Hilfsmittel besonders willkommen, durch welche er sich zugleich die Kenntniss der in den fremden Sprachen vorkommenden technischen Ausdrücke verschaffen kann. Geben die vorhandenen technischen Wörterbücher uns auch ein Mittel in die Hand, die Bedeutung dieser Ausdrücke kennen zu lernen, so ist es doch namentlich für den Anfänger von grossem Werthe dieselben im Zusammenhange mit den nöthigen Erklärungen zu lesen. In solcher Weise sucht das vorliegende Naturwissenschaftlich-Technische Lesebuch uns in die fremde Sprache einzuführen. Die Auswahl der Aufsätze ist den besten englischen und amerikanischen Zeitschriften entnommen und wirkt die Lectüre auch durch den Stoff anregend. Am Fusse der einzelnen Seiten sind Noten angefügt, welche nicht allein die Uebersetzung der einzelnen Wörter geben, sondern auch verwandte technische Redensarten sowie sachliche Erklärungen enthalten, so dass dieses Lesebuch in jeder Beziehung empfohlen zu werden verdient. M.

Physische und chemische Beschaffenheit der Baumaterialien, deren Wahl, Verhalten und zweckmässige Verwendung. Ein Handbuch für den Unterricht und das Selbststudium bearbeitet von Rudolph Gottgetreu, Architect und ordentl. Professor an der technischen Hochschule zu München. 3te vermehrte und verbesserte Auflage in 2 Bänden. Mit 246 in den Text gedr. Holzschnitten, 3 photolithographirten und 17 lithograph. Tafeln. Berlin 1880 u. 81. Verlag von Julius Springer. gr. 8. 1. Bd. 568 S. u. 2. Bd. 531 Seiten.

Von diesem in den bautechnischen Kreisen rühmlichst bekannten Werk ist innerhalb 10 Jahren bereits die 3. Auflage nöthig geworden. In der neuen Auflage sind mehrere Capitel gründlich um- und übergearbeitet, so im 1. Bande, welcher die natürlichen und künstlichen Steine, sowie die Hölzer behandelt, die Capitel über Thon, über das Holz und über die Festigkeit der Hölzer, während die Abhandlung »über Heizkraft und Brennbarkeit« als zur Heizungslehre gehörig gestrichen wurde. Auch im 2. Bande sind die Capitel »über die Metalle, das Eisen und über Cemente« umgearbeitet und ein Capitel »das Entphosphoriren des Roheisens« und dessen Verarbeitung zu Flusseisen und Flusstahl hinzugefügt.

Die Ausstattung des Werks lässt nichts zu wünschen übrig. Papier und Druck sind sehr gut, sowie die Holzschnitte, Zeichnungstafeln und namentlich die photolithographirten Tafeln (Nördlinger'sche Holzquerschnitte) mit grosser Sorgfalt ausgeführt. W.

Secundärbahn - Zeitung

redigirt von

Ingenieur **Ruppel** in Siegen.

Specielles Fachorgan für Local-, Pferde- und Seilbahnen. Wöchentlich 1 $\frac{1}{4}$ —1 $\frac{1}{2}$ Bogen mit vielen Holzschnitten und Inseratenbeilage. Preis vierteljährlich M.3,00. Bestellungen nehmen alle Buchhandlungen u. Postanstalten entgegen. Beginn des neuen Quartals am 1. Juli. Inserate, Stellengesuche, Offerten finden in Fachkreisen grösste Verbreitung. Preis die 3spaltige Zeile 30 Pfg., bei Wiederholung Rabatt. Die Verlagshandlung versendet die bis jetzt erschienenen Nummern 1—9 (Mai und Juni) bei Einsendung von M. 2,00 franco.

Siegen i/Westfalen.

Herm. Montanus Buchhandlung.

R. Gaertner's Verlag, H. Heyfelder, Berlin S. W.

Die Locomotiven.

Eine Sammlung ausgeführter Zeichnungen mit beschreibendem Text zur Benutzung im Constructions-Saal und in technischen Lehranstalten.

Ein Band Text mit 270 Holzschn., 8^{vo} nebst Atlas, enthaltend 3 Tabellen u. 40 lithogr. Tafeln in gr. Quer-Folio.

Von

C. Schaltenbrand.

Preis 45 Mark.

Verlag von Wilhelm Engelmann in Leipzig.

Erschienen sind nachstehende Fortsetzungen vom:

Handbuch der Ingenieurwissenschaften

in vier Bänden. Lex. 80.

Erster Band: Vorarbeiten, Erd-, Strassen-, Grund- und Tunnelbau. In Verein mit Fachgenossen herausgegeben von Edmund Heusinger von Waldegg. Zweite Hälfte, zweite (Schluss-) Lieferung. Inhalt: Cap. VIII. Mackensen und Richard. Tunnelbau. (Fortsetzung und Schluss.) Bogen 56—70, Tafel XLIV—LVIII u. 30 Holzschn. Preis M. 12.

Zweiter Band: Der Brückenbau. In Verein mit Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Dr. Th. Schäffer, Oberbaurath in Darmstadt und Ed. Sonne, Baurath u. Professor in Darmstadt. Zweite Abtheilung; erste Lieferung. Inhalt: Cap. VII. Brik, Anordnung, Material etc. eiserner Brücken. — Cap. VIII. Fränkel, Bewegliche Brücken. — Cap. IX. Steiner, Construction der Fahrbahnen etc. — Cap. X. Steiner, Eisener Balkenbrücken. Bogen 1—19, Tafel I—XXVI u. 137 Holzschn. Preis M. 18.

Ausführliche Prospekte über das ganze Werk mit genauer Inhaltsangabe der einzelnen Bände und ihrer Capitel sind durch alle Buchhandlungen, wie vom Verleger direct zu beziehen.

Verlag der J. G. Cotta'schen Buchhandlung in Stuttgart.

Soeben erschienen:

Die Maschinenelemente.

Ihre Berechnung und Construction mit Rücksicht auf die neueren Versuche.

Von C. Bach,

Ingenieur, Professor am K. Polytechnikum zu Stuttgart. gr. 80. (VI und) 391 Seiten. Mit in den Text gedruckten Holzschnitten und 42 Tafeln Zeichnungen in besonderem Atlas. M. 16. —

Ein Lehrbuch für werdende und Handbuch für ausübende Maschineningenieure mit der Tendenz, Ordnung in die zulässigen Belastungen zu bringen. Weitere Vorzüge des vorstehenden Werkes: Einfachheit des rechnerischen Apparates und Erläuterung des allgemein Hingestellten an einer Menge von Beispielen.

Ein Wort an Alle,

die Französisch, Englisch, Italienisch oder Spanisch wirklich sprechen lernen wollen.

Gratis und franco zu beziehen durch die Rosenthal'sche Verlagshdlg. in Leipzig.

Circular-Oefen

für

Werkstätten und Säle.

Patent Hohenzollern

D. R. P. No. 1136.

Diese Oefen werden in 4 Grössen mit, auch ohne Regulirfüllvorrichtung geliefert und genügt erfahrungsmässig zur Erhöhung der Temperatur eines Raumes um 10° Celsius einer von

800mm	Diam.	für	5000	Cubikm.	Rauminhalt
650	"	"	3500	"	"
500	"	"	2000	"	"
350	"	"	1000	"	"

Durch die rapide Luftcirculation geben die Oefen einen hohen Nutzeffect und arbeiten sehr ökonomisch.

Mehrere 100 Stück sind bereits im Betriebe.

Locomotivfabrik Hohenzollern,
Düsseldorf.



Redaction und Herausgeber der Illustrierten Patent-Berichte.

Werkzeugmaschinenfabrik und Eisengiesserei Ernst Schiess in Düsseldorf-Oberbilk.

Specialmaschinen für Achsen- und Räderfabrikation,

Specialmaschinen für Bearbeitung von Blechen, Façoneisen, Schienen und eisernen Schwellen,

Specialmaschinen für Massenfabrication, für Nähmaschinen-, Waffen-, Geschoss-, Zünder-, Patronen- und Zündhütchen-Fabrikation,

Drehbänke neuester Construction, Universal- (Patent) Drehbänke zur Herstellung hinterdreher, ohne Profiländerung nachschleifbarer Schneidwerkzeuge,

Fräsmaschinen aller Art, Schleifmaschinen für Schneidwerkzeuge,

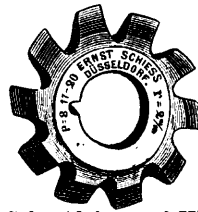
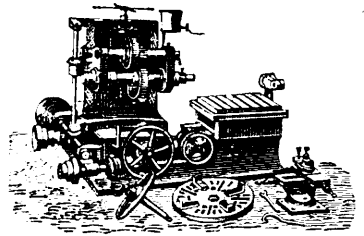
Excenterpressen, mehrspindlige Bohrmaschinen,

Formmaschinen für Rollen, Scheiben mit Rändern etc. (D. R. Patent No. 6935), für Zahnräder, Maschinenteile und Geschosse;

in allen Grössen sämtliche Arten:

Support- und Plandrehbänke, Hobel-, Shaping-, Stoss- und Schraubenschneidmaschinen, Radial-, Vertical-, Horizontal- und Langlochbohrmaschinen,

Zahnräder mittelst Maschine geformt.



Fraiser, für Metall und Holz,

vollständig frei, rasch und sauber schneidend, ohne Profiländerung (in gehärtetem Zustande) nachschleifbar.

Gewindebohrer, im Grunde und spiral hinterdreht, auch spiral gemüthet,

Schneideisen und Kluppen,

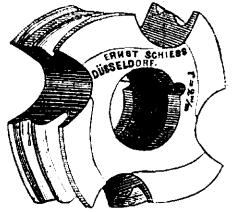
Reibahlen, nach dem Härten auf Schnitt geschliffen,

Spiralbohrer, auf Schnitt hinterarbeitet,

Fraiser, cylindrische und conische, spiral geschnitten.

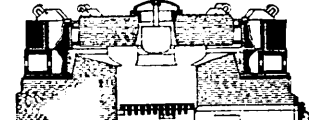
Ausführung von Fräsarbeiten.

(Preisverzeichnisse werden auf Verlangen verabfolgt.)



MOHN

D. P. 11726.

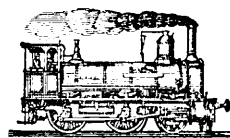


VERFAHREN UND EINRICHTUNG

STAUCHEN VON RAD-REIFEN

In Deutschland, England, Frankreich, Oesterreich, Belgien, p.p. patentirt.

Vertreter für Deutschland:
F. Franke Civ.-Ing. Breslau.



Lokomotiven für Zechen, industrielle Werke, Bauunternehmer,

überhaupt für jeden Bahnbetrieb und jede Leistung liefern

Henschel & Sohn, Kassel.



Selig's Knallsignale (Petarden).

Durch Verordnung des Reichseisenbahnamtes sind Knallsignale auf allen Bahnen obligatorisch eingeführt, um bei nebligem Wetter die optischen Signale zu ersetzen. Lieferanten der Berlin-Hamburger Bahn etc.

M. Selig junior & Co.
Karlstr. 20 Berlin N.W.