

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXII. Band.

6. Heft. 1885.

### Zur Ermittlung und Vergleichung der jährlichen Kosten hölzerner und eiserner Eisenbahnschwellen.

Von **Gustav Meyer**, Eisenbahn-Bauinspector a. D.

Zur Ermittlung der durch die Beschaffung und Erneuerung der Bahnschwellen entstehenden jährlichen Kosten sind folgende Factoren in Betracht zu ziehen:

- 1) Die jährlichen Zinsen der Anschaffungskosten;
- 2) die jährlichen Rücklagen zur Bildung des für die Erneuerung erforderlichen Capitals;
- 3) der Altwerth der Schwellen, bezw. die ihm entsprechende Verminderung der Rücklage;
- 4) die Kosten an Arbeit und Geräthen für das Auswechseln der Schwellen.

Der ökonomische Werth der verschiedenen Schwellenarten ist ferner bedingt durch die Kosten der Schienenbefestigungsmittel, welche bei hölzernen und eisernen Schwellen in Anwendung kommen; dann durch die Arbeit für Unterhaltung des Oberbaues und endlich durch den Einfluss der Schwellenart auf die Abnutzung der Betriebsmittel.

Die Beschaffungskosten der Befestigungsmittel sind bei Anwendung hölzerner Schwellen im Ganzen geringer, als bei Anwendung eiserner, die Erneuerungskosten im ersteren Falle aber wesentlich höher, sodass nach den bisherigen Erfahrungen die Jahresausgaben für Kleineisenzeug bei eisernen Schwellen diejenigen bei hölzernen Schwellen nicht erreichen. Dasselbe gilt hinsichtlich des Arbeitslohnes für Oberbau-Unterhaltung. Ueber den Einfluss des Schwellenmaterials auf die Erhaltung der rollenden Betriebsmittel liegen ausreichende Erfahrungen noch nicht vor. Es ist aber bemerkenswerth, dass nach der Statistik über die Radreifenbrüche auf den deutschen Eisenbahnen im Jahre 1883 auf die Strecken mit hölzernen Schwellen pro 100 km Länge mehr Brüche entfallen, als auf solche mit eisernen Quer-, bezw. Langschwellen und zwar im Verhältniss von 4,5 : 3,7 : 1,7.

Bei dem Mangel sicherer Anhaltspunkte zur Beurtheilung des Einflusses des Schwellenmaterials auf die Unterhaltungskosten des Oberbaues und der Betriebsmittel kann derselbe hier nicht weiter berücksichtigt werden. Die folgende Betrachtung beschränkt sich daher auf die aus oben genannten vier Factoren direct sich ergebenden Jahreskosten.

Zu 1). Die jährlichen Zinsen des Anschaffungspreises C einer Schwelle betragen bei einem Zinsfusse von 4 Procent, welcher hier vorausgesetzt wird,  $0,04 \cdot C$ .

Zu 2). Die jährliche Rücklage B zur Beschaffung des für die Erneuerung der Schwelle nach n Jahren erforderlichen Capitals ergibt sich, wenn man vorläufig von dem Altwerthe abieht, aus der Formel

$$B = \frac{0,04}{1,04^{n+1} - 1,04} \cdot C. *)$$

Zu 3). Die Verminderung der Jahreskosten, welche durch den Erlös der nach n Jahren ausgewechselten Schwelle entsteht, berechnet sich nach der zu 2 angegebenen Formel, indem man für C den Altwerth einsetzt.

Dieser Altwerth wird sehr verschieden geschätzt und angegeben; bei hölzernen Schwellen wohl bis 0,50 Mark, meist aber erheblich niedriger. Im Folgenden mag dafür bei hölzernen Schwellen allgemein der allerdings etwas hohe Satz von 10 % des Neuwerthes angenommen werden.

Der Altwerth der eisernen Schwellen ist wenigstens dem jeweiligen Preise des Roheisens besserer Qualität gleich zu setzen; er wird denselben bei Anwendung flusseiserner Schwellen, wenn das Altmaterial direct im Converter verwandt werden kann, erheblich überschreiten. Erstere Berechnung führt zu einem Durchschnittssatze von etwa 40 % des Neuwerthes, welcher im Vergleich zu den a. a. O. gemachten Annahmen und unter gebührender Berücksichtigung des durch Rosten entstehenden nur geringen Materialverlustes keineswegs zu hoch erscheint.

\*) Setzt man allgemein den Zinsfuss = f, so ist, wenn die erste Rücklage zur Zeit des Einlegens der Schwelle gemacht ist, dieselbe zur Zeit der Schwellen-Erneuerung, d. h. nach n Jahren, angewachsen zu

$$\begin{aligned} & B (1+f)^n \\ & \text{die zweite zu } B (1+f)^{n-1} \\ & \text{die letzte zu } B (1+f)^1. \end{aligned}$$

$$\text{Die Summa der n Rücklagen} = B \cdot \frac{(1+f)^{n+1} - (1+f)}{f} = C.$$

$$\text{Daraus } B = \frac{f \cdot C}{(1+f)^{n+1} - (1+f)}.$$

Zu 4). Die Kosten des Auswechslens der Schwellen, einschl. der dadurch bedingten Nebenarbeiten, werden zu 60 Pfennigen pro Schwelle angenommen. Zur Aufbringung dieses Betrages innerhalb n Jahren ist eine jährliche Rücklage erforderlich von

$$\frac{0,04}{1,04^{n+1} - 1,04} \cdot 60 \text{ Pfennigen.}^*)$$

Hiernach sind in den folgenden beiden Tabellen, (I) für hölzerne Schwellen und (II) für eiserne Schwellen, die Jahreskosten zusammengestellt, welche den in der ersten Vertikalspalte angegebenen Anschaffungspreisen in Mark und den in der obersten Horizontalspalte enthaltenen Jahren ihrer Dauer entsprechen, so dass, wenn der Neuwerth einer Schwelle und ihre Dauer bekannt sind, ihre jährlichen Kosten unmittelbar oder durch einfache Interpolation entnommen werden können.

Tabelle I. Hölzerne Schwellen.

Anschaffungs-Preis einer Schwelle in M	Jährliche Kosten einer hölzernen Schwelle in Pfennigen. (Altwerth = $\frac{1}{10}$ des Neuwerthes. Kosten der Auswechslung 60 Pfennige.)																	
	Dauer in Jahren.																	
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
1	38	31	26	22	20	18	16	15	14	13	12	11	11	10	10	9	9	
2	62	51	43	37	33	30	27	25	23	22	21	20	19	18	17	16	16	
3	—	71	60	52	46	42	38	35	33	31	29	28	27	26	25	24	23	
4	—	—	—	67	60	55	50	46	43	40	38	36	35	33	32	31	30	
5	—	—	—	—	—	68	61	56	53	50	47	45	43	41	39	38	37	
6	—	—	—	—	—	—	67	63	59	56	53	51	49	47	45	43	43	
7	—	—	—	—	—	—	—	—	68	64	61	59	56	54	52	50	50	
8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	69	67	64	61	59	57	57	57	
9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	71	69	66	64	64	
10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	73	71	71	

Tabelle II. Eiserne Schwellen.

Anschaffungs-Preis einer Schwelle in Mark.	Jährliche Kosten einer eisernen Schwelle in Pfennigen. (Altwerth = $\frac{4}{10}$ des Neuwerthes. Kosten der Auswechslung 60 Pfennige.)								
	Dauer in Jahren.								
	10	15	20	25	30	35	40	45	50
1	14	10	8	7	6	6	5	5	5
2	22	17	14	12	11	10	10	9	9
3	31	24	20	18	16	15	14	14	13
4	40	30	25	23	21	20	19	18	18
5	49	37	31	28	26	25	24	23	22
6	58	44	37	34	31	30	28	27	27
7	66	50	43	39	36	34	33	32	31
8	75	57	49	45	41	39	37	36	36
9	84	64	55	50	46	44	42	41	40
10	93	71	61	55	51	49	47	45	44

\*) Auf Grund vorstehender Annahmen berechnen sich beispielsweise die Jahreskosten einer hölzernen Schwelle, deren Ankaufspreis 4 Mark und deren Dauer 12 Jahre beträgt, zu

$$0,04 \cdot 400 + \frac{0,04(1-0,1)}{1,04^{12}-1,04} \cdot 400 + \frac{0,04}{1,04^{12}-1,04} \cdot 60 = 43 \text{ Pfennige;}$$

desgleichen einer eisernen von 8 Mark Neuwerth und 30jähriger Dauer zu

$$0,04 \cdot 800 + \frac{0,04(1-0,4)}{1,04^{31}-1,04} \cdot 800 + \frac{0,04}{1,04^{31}-1,04} \cdot 60 = 41 \text{ Pfennige.}$$

Mit Hilfe dieser Tabellen mag nun zunächst für hölzerne Schwellen ermittelt werden, wie sich nach vorliegenden Erfahrungssätzen über die Dauer und nach den wirklichen Preisen der Schwellen die jährlichen Kosten derselben berechnen.

Nach Inhalt des im Organ f. d. F. d. E., Jahrgang 1880, enthaltenen sehr eingehenden Aufsatzes von Funk »über die Dauer der Hölzer, insbesondere die Dauer der Eisenbahnschwellen« ergibt sich im Mittel aus vielen Millionen von Schwellen verschiedener deutscher und einiger österreichischer Bahnen die Dauer

der nicht imprägnirten eichenen Schwellen zu 13,6 Jahren,
< < < kiefernen < < 7,2 <
< < < fichtenen < < 5,1 <
< < < kiefernen u. fichtenen
durchschnittlich < 6,1 <
der imprägnirten eichenen Schwellen zu 19,5 Jahren,
< < < kiefernen < < 14—16 <
< < < fichtenen < < 8—10 <
< < < kiefernen u. fichtenen
durchschnittlich < 12 <

Buchene Schwellen, deren Dauer, wenn die Schwellen nicht imprägnirt, zu 3 Jahren, wenn imprägnirt zu 15—18 Jahren angegeben wird, lassen wir, da dieselben auf deutschen Bahnen bisher nur wenig verwandt sind, hier ausser Acht. Für die übrigen Schwellenarten mögen die obigen Zahlen abgerundet werden

für nicht imprägnirte Schwellen aus Eichenholz auf 14 Jahre,\*)

< < < < < Nadeiholz < 6 <
< < < < < Eichenholz < 20 <
< < < < < Nadelholz < 12 <

Ueber die in den letzten Jahren für Schwellen gezahlten Preise enthält die vom Reichseisenbahnname herausgegebene Statistik der in Betrieb befindlichen Eisenbahnen Deutschlands nähere Angaben, vgl. Tabelle 10 des Jahrgangs 1882/83. Dort sind in Spalte 111 bei sämtlichen Bahnen die Durchschnittspreise pro 100 Stück hölzerne Querschwellen vermerkt. Wo dieselben sich auf Schwellen verschiedener Art beziehen, sind sie für den vorliegenden Zweck nicht zu benutzen. Wählt man aber diejenigen Preise heraus, welche für Bahnen gelten, auf denen überhaupt oder wenigstens in weit überwiegender Zahl nur eine Art von Schwellen in dem Betriebsjahre 1882/83 eingelegt ist und lässt kleine Beträge bis 1000 Stück ausser Acht, so gelangt man zu den in nachstehender Tabelle III aufgenommenen Resultaten.

\*) Nach einer Mittheilung von Hohenegger im Organ f. d. F. d. E. 1883, S. 99, sind auf der österr. Nordwestbahn (623 km) ursprünglich nicht imprägnirte Weichholzwischwellen verlegt, die innerhalb 10 Jahren sämtlich und zwar in folgender Progression ausgewechselt sind: im 1. Jahre 0,8%, im 2. 1,5%, im 3. 4,2%, im 4. 6,6%, im 5. 8,2%, im 6. 9,2%, im 7. 9,6%, im 8. 9,8%, im 9. 9,8,5%, im 10. 9,9,48%. Die mittlere Dauer ergibt sich hiernach zu 4,1 Jahren und nimmt man den Durchschnittspreis, welcher nicht angegeben wird, zu nur 1,20 fl = 2 Mark an, so ergeben sich die jährlichen Kosten pro Schwelle nach Tabelle I zu 61 Pfennigen, bei einem Preise von 1,40 fl = 2 $\frac{1}{3}$  Mark zu 69 Pfennigen.

Tabelle III.

Bezeichnung der Eisenbahnen.	Art der eingelegten Schwellen.	Anzahl der neu be- schafften Schwellen.	Ange- nommene Dauer in Jahren.	Durch- schnittspreis einer Schwelle in Mark.	Jährliche Kosten einer Schwelle in Pfennigen.
Reichs-Eisenbahnen in Elsass-Lothringen . . . . .	Imprägnirte Schwellen aus Eichenholz.	66113	20	6,36	46
Preussische Staats-Eisenbahnen im Directionsbezirk Hannover . .	"	154507	20	5,26	39
" " " " " Bromberg . .	"	111652	20	4,79	36
" " " " " Elberfeld . .	"	12529	20	7,20	51
Rhein-Nahe Eisenbahn . . . . .	"	3869	20	6,50	47
Oberschlesische Eisenbahn . . . . .	"	176197	20	5,67—6,08	41—44
Württembergische Staatsbahnen . . . . .	"	32944	20	5,27	39
Braunschweigische Eisenbahnen . . . . .	"	53261	20	5,74	41
Preussische Staats-Eisenbahnen im Directionsbezirk Erfurt . . .	Nicht imprägnirte aus Eichenholz.	30541	14	4,42	42
Oldenburgische Staatsbahnen . . . . .	"	3854	14	3,46	33
Münster-Enscheder Eisenbahn . . . . .	"	1155	14	5,19	49
Altona-Kieler Eisenbahn, eigene Strecke . . . . .	"	25248	14	4,65	44
" Schleswigsche Eisenbahn . . . . .	"	3184	14	4,72	44
Holsteinsche Marschbahn . . . . .	"	2594	14	4,09	39
Westholsteinsche Eisenbahn . . . . .	"	1149	14	3,22	31
Eutin-Lübecker Eisenbahn . . . . .	"	2323	14	4,93	46
Werra-Eisenbahn . . . . .	"	20863	14	3,61	35
Nordhausen-Erfurter Eisenbahn . . . . .	"	2102	14	4,73	45
Marienburg-Mlawkaer Eisenbahn . . . . .	"	23468	14	3,31	32
Rechte Oder-Ufer Eisenbahn . . . . .	"	24776	14	4,86	46
Sächsische Staatsbahnen . . . . .	Imprägnirte aus Nadelholz.	161158	12	3,32	36
Berlin-Görlitzer Eisenbahn . . . . .	"	24539	12	4,03	43
Dortmund-Gronau-Enscheder Eisenbahn . . . . .	"	23748	12	3,78	41
Posen-Creuzburger Eisenbahn . . . . .	"	36119	12	4,06	44
Gaschwitz-Meuselwitzer-Eisenbahn . . . . .	"	2219	12	3,84	41
Altenburg-Zeitzer Eisenbahn . . . . .	"	2416	12	3,30	36
Zittau-Reichenberger Eisenbahn . . . . .	"	1327	12	2,94	32
Tilsit-Insterburger Eisenbahn . . . . .	"	5796	12	2,39	27
Mecklenburgische Friedrich-Franz-Eisenbahn . . . . .	"	16758	12	5,38	57
Dieselbe unter Annahme der grössten Dauer von 16 Jahren*) . .	"	16758	16	5,38	46*)
Breslau-Warschauer Eisenbahn . . . . .	Nicht imprägnirte aus Nadelholz.	4779	6	2,45	51

Aus obiger Zusammenstellung ergibt sich für die in Betracht gezogenen 611432 Stück imprägnirte Eichenschwellen ein Durchschnittspreis von 5,61 M. und ein Betrag der jährlichen Kosten einer Schwelle von 40,7 Pfennigen; desgleichen für die 141757 Stück nicht imprägnirte Eichenschwellen ein Durchschnittspreis von 4,25 Mark bei 40,2 Pfennigen Jahreskosten; desgleichen für die 274080 Stück imprägnirte Schwellen aus Nadelholz ein Durchschnittspreis von 3,52 Mark bei 38,2 Pfennigen Jahreskosten, während für nicht imprägnirte Schwellen aus Nadelholz nur eine Angabe vorliegt, nach welcher der Preis 2,45 M. und die Jahreskosten 51 Pfennig pro Schwelle betragen.

Nach der Statistik pro 1882/83 sind in diesem Betriebsjahr, ohne die aus vorhandenen Beständen entnommenen, überhaupt neu beschafft:

955026 Stück imprägnirte Schwellen aus Eichenholz,  
349 " " " " " aus sonstigem  
Laubholz,

955375

486353 Stück nicht imprägnirte Schwellen aus Eichenholz,

813350 " " imprägnirte Schwellen aus Nadelholz,

52360 " " nicht imprägnirte Schwellen aus Nadelholz,

zusammen 2307438 Stück zu einem Durchschnittspreis von 4,38 Mark (s. Spalte 111, Tabelle 10).

Bei Annahme von bezw. 20, 14, 12 und 6 Jahren Dauer für die 4 Arten hölzerner Schwellen ergibt sich für die neu beschafften Schwellen eine durchschnittliche Dauer von 15,6 Jahren und hiernach bei dem Durchschnittspreis von 4,38 Mark ein Betrag der jährlichen Kosten von 39 Pfennigen pro Schwelle.

\*) Der hohe Preis der Schwellen lässt auf eine besonders gute Qualität schliessen, weshalb die für Kiefernswellen ermittelte längste Dauer von 16 Jahren und dem entsprechend die Jahreskosten zu 46 Pfg. pro Schwelle hier wohl angenommen werden können.

Ermittelt man dagegen aus den vorgenannten Zahlen der neu beschafften 4 Arten hölzerner Schwellen und aus den oben gefundenen Jahreskosten von 40,7 Pfg. — 40,2 Pfg. — 38,2 Pfg. und 51 Pfg. den Durchschnittssatz der jährlichen Kosten, so kommt man zu einem solchen von 40 Pfennigen pro Schwelle, welcher mit dem vorher gefundenen von 39 Pfg. so nahe übereinstimmt, dass die aus der Tabelle III sich ergebenden Resultate annähernd als für sämtliche neu beschafften Schwellen geltend angesehen werden können.\*)

Bei diesen Resultaten mag der für die Jahreskosten der imprägnirten eichenen Schwellen berechnete Betrag von 40,7 Pfg., gegenüber dem niedrigeren Satze von 40,2 Pfg. für nicht imprägnirte Eichenschwellen auffallen. Offenbar ist dieses Resultat dem Umstande zuzuschreiben, dass mehrere Bahnverwaltungen, in deren Bezirken eichene Schwellen verhältnissmässig billig zu beschaffen sind, dieselben unpräparirt verwenden, während umgekehrt die theueren Schwellen meist präparirt werden; es spricht aber keineswegs gegen den Nutzen des Imprägnirens auch der eichenen Schwellen. Dieses würde der Fall sein, wenn die Differenz zwischen dem für imprägnirte Eichenschwellen ermittelten Durchschnittspreis von 5,61 Mark und dem für nicht imprägnirte von 4,25 Mark, — d. i. 1,36 Mark — den Kosten des Imprägnirens entspräche, was aber nicht zutrifft.

Nimmt man für die Kosten des Imprägnirens der Eichenschwellen, einschl. aller Nebenkosten, den Satz von 50 Pfg. pro Schwelle an, so entspricht einem Durchschnittspreis imprägnirter Eichenschwellen von 5,61 Mark ein solcher für nicht imprägnirte von 5,11 Mark und diesem bei 14jähriger Dauer der nicht imprägnirten Eichenschwellen ein Betrag der jährlichen Kosten (nach Tabelle I) von 48 Pfennigen. Durch das Imprägniren werden demnach die Jahreskosten von 48 auf kaum 41 Pfg. vermindert.

Ebenso würden, wenn man die roh verwandten verhältnissmässig billigen Eichenschwellen, welche durchschnittlich 4,25 Mark gekostet haben, imprägnirt hätte, dieselben im Preise auf 4,75 Mark gestiegen, ihre Jahreskosten aber in Folge der auf 20 Jahr erhöhten Dauer von reichlich 40 Pfg. auf 35 Pfg. gefallen sein.

Durch das Imprägniren wird also unter den gemachten Annahmen bei Eichenschwellen eine Verminderung der jährlichen Kosten von 5 bis 7 Pfennigen pro Schwelle herbeigeführt.

Bei Schwellen aus Nadelholz ist der Vortheil des Imprägnirens wesentlich höher. Dem Durchschnittspreis der unprägnirten Nadelholzschnellen von 3,52 Mark entspricht bei den höheren Kosten der Imprägnirung dieser Schwellen von etwa 60 Pfg. pro Stück ein Preis der rohen Schwellen von 2,92 M.

\*) Nach der mehrfach erwähnten Statistik pro 1882/83 lagen in den normalspurigen Gleichen der deutschen Bahnen (vergl. Tab. 6, Sp. 65) 56569541 hölzerne Querschwellen, deren jährliche Kosten bei 40 Pfg. pro Stück zwischen 22 und 23 Millionen Mark ausmachen. Berechnet man nach dem hieraus pro Kilometer Gleis sich ergebenden Beträge denjenigen für sämtliche 59592 km Gleise der deutschen Bahnen, also einschliesslich der mit Steinwürfeln, eisernen Quer- und Langschwellen belegten, so erhält man reichlich 26 Millionen Mark als diejenige Summe, welche annähernd die Erneuerung der Bahnschwellen und die 4% Verzinsung des in ihnen angelegten Capitals jährlich kostet.

Wenn nun durch das Imprägniren die Dauer von 6 auf 12 Jahre verlängert wird, so ergibt sich nach Tabelle I eine Verminderung der jährlichen Kosten von 59 auf 38 Pfg., also um 21 Pfg.

Mit Recht wird daher von der Verwendung nicht imprägnirter Schwellen aus Nadelholz immer mehr abgesehen.

Wenn imprägnirte Kiefern- und Fichtenschwellen den Eichenschwellen gegenüber sich nach den vorstehenden Betrachtungen ökonomisch als nicht unvortheilhaft erweisen, so darf doch nicht vergessen werden, dass sie den mechanischen Angriffen des rollenden Materials, welche durch die Schienen auf sie übertragen werden, in weitaus geringerem Maasse widerstehen, als die eichenen Schwellen. Dieser geringere Widerstand äussert sich bei Anwendung breitbasiger Schienen in dem leichteren Nachgeben der Hakennägeln, bezw. Schrauben und in dem Sicheinarbeiten der Schienen in die Schwellen, wodurch eine häufige Nachtexelung der letzteren nöthig wird. Dadurch erhöhen sich einerseits die Unterhaltungskosten gegenüber dem Oberbau mit eichenen Schwellen, was im Obigen wegen Mangels sicherer Anhaltspunkte ziffernmässig nicht berücksichtigt werden konnte; andererseits vermindert sich die Betriebssicherheit. Diesen Thatsachen gegenüber erscheint es bei dem in Deutschland vorwiegend gebräuchlichen Oberbausystem mit breitbasigen, direct auf den Schwellen ruhenden Schienen nicht rathsam, auf Hauptbahnen, welche von schweren Maschinen mit grosser Geschwindigkeit befahren werden, Schwellen aus weichem Holz zu verwenden, so lange die Preisdifferenz zwischen diesen und eichenen nicht eine wesentlich grössere wird, als die oben ermittelte.

Beim Oberbau mit Stuhlschienen tritt wegen der grossen Auflagefläche der Stühle die mechanische Zerstörung der Schwellen nicht annähernd in dem Maasse ein, wie beim Oberbau mit breitbasigen Schienen; dort sind deshalb die Schwellen aus weichen Holzarten am Platze.

Die Verwendung imprägnirter Buchenschwellen, welche bisher in Deutschland nur vereinzelt vorgekommen ist, wird voraussichtlich bald mehr um sich greifen.\*)

Zu den eisernen Schwellen übergehend, sei vorab bemerkt, dass die Ermittlung ihrer jährlichen Kosten dadurch erschwert wird, dass sie erst zu kurzer Zeit in Anwendung sind, um über ihre Dauer ein zutreffendes Urtheil gewinnen zu können.

Ueber die seit 1864 auf den braunschweigischen Bahnen

\*) Auf den französischen Bahnen werden buchene Schwellen vielfach eingelegt. Nach einem Bericht von M. Henry Mathieu in der *Révue générale des chemins de fer* — Mai 1884, S. 229 — haben die sechs grossen Privatgesellschaften Frankreichs nach dem Durchschnitt der 5 Jahre 1879/83 jährlich angewechselt:

1821632	Schwellen aus Eichenholz,
577283	„ „ Buchenholz,
350377	„ „ Nadelholz,
2749292	„ im Ganzen.

Der Durchschnittspreis stellt sich auf 5,14 Fr. = 4,11 M., die durchschnittliche Dauer der Schwellen wird dort zu 15 Jahren angenommen; hieraus ergeben sich nach unserer Tabelle I die jährlichen Kosten pro Schwelle zu 37,5 Pfg.

liegenden Langschwellen (3 theiliges System) äussert sich Dr. H. Scheffler im Organ 1882, S. 201, wie folgt:

»Bei den seit 1864 befahrenen Strecken sind einzelne Brüche in den Unterschienen der Construction B in Folge mangelhaften Bettungsmaterials vorgekommen.

»Sonst sind sämtliche Bestandtheile des eisernen Oberbaues noch in ursprünglicher Beschaffenheit, nur haben sich in den letzten Jahren bei Construction A und B hin und wieder Druckstellen unter den Stössen der Oberschiene in den oberen Kanten der Unterschienen (Schwellen) gezeigt, welchem Uebelstande durch Verlegung der Oberschienenstösse an den betreffenden Stellen begegnet ist. Ausserdem ist in den letzteren Jahren ein Loswerden der Niete an den Querverbindungen bei der Construction B mehrfach vorgekommen, solches aber durch Nachtreiben im kalten Zustande ohne Schwierigkeit beseitigt.

»Die Oxydation hat das Eisen auch an den in der Erde liegenden Theilen nur sehr unbedeutend angegriffen.«

Weniger günstige Erfahrungen sind mit den ersten eisernen Querschwellen gemacht.

Bei Einführung derselben glaubte man, dass ihr Anschaffungspreis den der besten hölzernen Schwellen nicht wesentlich überschreiten dürfe und schränkte demgemäss das Gewicht ein. So wurden nach dem Vorbilde der seit 1864 auf französischen Bahnen angewandten Vautherin'schen Querschwellen auf einzelnen deutschen Bahnen solche von nur 30 kg Gewicht versuchsweise eingelegt. Die Versuche fielen nicht günstig aus; bei dem schwachen Profil der Schwellen fanden die Schienenbefestigungsmittel nicht genügenden Halt, die Lochungen erweiterten sich und es entstanden Risse in der Nähe des Auflagers der Schienen, sodass bald eine Auswechslung der Schwellen erforderlich wurde. Diese Wirkungen wurden noch durch die unruhige Lage der Schwellen in Folge ihres geringen Gewichts und mangels Vorkehrungen gegen Seitenbewegungen begünstigt.

Mit dem Erkennen der Mängel waren aber zugleich die Mittel zu ihrer Beseitigung gefunden. Durch wesentliche Verstärkung des Profils an den am meisten in Anspruch genommenen Stellen, durch Verbreiterung der Lagerfläche, durch Vergrösserung des Gewichtes und durch Einfügung von Constructionstheilen zur Erhöhung der seitlichen Stabilität gelangte man allmählich zu mehr befriedigenden Resultaten.

Nachstehende Tabelle IV giebt die Gewichte eiserner Querschwellen, welche in neuerer Zeit von verschiedenen deutschen Bahnverwaltungen verwandt sind. Zugleich sind dabei die Anschaffungspreise frei Verwendungsstelle pro Stück vermerkt, wie sie sich aus der Tabelle X, Spalte 110, der deutschen Statistik pro 1882/83 ergeben.

In Oesterreich hat man sich nicht gescheut, eiserne Querschwellen von noch erheblich grösserem Gewicht zu verwenden. Das von Heindl empfohlene Oberbausystem ist auf längeren Strecken mit 63 kg schweren Querschwellen zur Ausführung gekommen und für Hauptbahnen ersten Ranges (im Arlberg-Tunnel) sogar mit Schwellen von 72 kg Gewicht, sodass annähernd das Eigengewicht der hölzernen Schwellen erreicht ist.

Tabelle IV.

Bezeichnung der Eisenbahnen.	Gewicht einer Schwelle kg	Durchschnitts- preis pro Tonne Mark.	Preis einer Schwelle Mark.
Reichs-Eisenbahnen in Elsass-Lothringen	57,5	131	7,53
Bergisch-Märkische Eisenbahn. Aeltere Vautherin-Profile bis . . . . .	57,5	128	7,36
Bergisch-Märkische Eisenbahn. Neuere Hilf'sche Weichenschwellen-Profile für Hauptgleise auf Vollbahnen . .	44,5	128	5,70
Desgl. für Secundärbahnen und Bahnhofsgleise . . . . .	40	128	5,12
Linksrhein. Eisenbahn. Aelteres Profil .	35	143	5,01
do. Neuere Profil .	50	143	7,15
Rechtsrheinische Eisenbahn . . . . .	48,4	127	6,15
Hannover'sche Eisenbahn . . . . .	47	160	7,52
Preussische Staatsbahnen im Directionsbezirk Magdeburg . . . . .	54,5	152	8,28
Verschiedene Preussische Staatsbahnen .	52	durchschnittlich 143	7,44
Rechte Oder-Ufer-Eisenbahn . . . . .	46	174	8,00
Hessische Ludwigsbahn . . . . .	44,5	131	5,83
Altona-Kieler Eisenbahn . . . . .	46	—	6,71*)
Württembergische Staatsbahn . . . . .	59	153	9,03

Diesem Vorgehen gegenüber ist auf das der Verwaltung der Bergisch-Märkischen Eisenbahn hinzuweisen, welche im Jahre 1869 den ersten Versuch mit 28,5, resp. 30 kg schweren eisernen Querschwellen nach Vautherin'schem Profil angestellt und unter Beibehaltung dieses Profils das Schwellengewicht allmählich bis auf 57,5 kg in den Jahren 1878 und 1879 vermehrt hatte, nach dieser Zeit aber ein neues Profil (das Hilf'sche Weichenschwellen-Profil) eingeführt und das Schwellengewicht wieder auf 44,5 kg für Hauptgleise auf Vollbahnen und auf 40 kg für Bahnhofsgleise und für Secundärbahnen vermindert hat. Von den Schwellen des neuern Profils sind nach Jungbecker (vergl. Glaser's Annalen 1883, I, S. 123) mit Schluss des Jahres 1882 etwa 520000 Stück verlegt, darunter 50000 des leichtern Profils.

Für die Dauer der eisernen Schwellen ist der Umstand von Wichtigkeit, dass die Zerstörung des Materials durch atmosphärische Einflüsse, welche bei den hölzernen Schwellen eine so bedeutende Rolle spielt, bei den eisernen Schwellen unerheblich ist. Den hierüber auf den braunschweigischen Bahnen gemachten, oben citirten Wahrnehmungen stehen die von Hilf (vergl. dessen eisernen Oberbau, S. 51) zur Seite, nach denen bei eisernen Langschwellen, welche 9 Jahre im Gleise gelegen hatten und einer Prüfung unterworfen wurden, nirgends eine Spur von angefressenem Roste bemerkbar und auch eine Gewichtsabnahme nicht zu erkennen war. Ebenso hat man auf der Bergisch-Märkischen Bahn nach 8jährigem Liegen der Schwellen die Erfahrung gemacht, dass dieselben im befahrenen Gleise, selbst bei schlechter Entwässerung des Bettungskörpers, nicht mehr dem Rosten unterworfen sind, als

\*) Nach Angaben von Tellkamp im Organ 1883, S. 172.

die Schienen, welche bekanntlich vom Roste nicht angegriffen werden. Eine Ausnahme machen bei Schienen und Schwellen nur die nassen Tunnelstrecken, hauptsächlich wohl in Folge der Einwirkung der schwefeligen Gase, gegen welche übrigens nach angestellten Versuchen ein Ueberzug aus Theer sich als vortheilhaft erwiesen hat.

Hiernach scheint die Dauer der eisernen Schwellen im Wesentlichen nur von ihrer Widerstandsfähigkeit gegen die mechanischen Einwirkungen der Fahrzeuge abzuhängen. Je ruhiger die Schwellen liegen, desto mehr werden jene Einwirkungen in ihren Anfängen unschädlich gemacht; daher die Bedeutung der Gewichtsvermehrung der Schwellen und der Vorkehrungen zur Erhöhung der seitlichen Stabilität des Gleises.

Die Folgen der mechanischen Angriffe zeigen sich vornehmlich in dem Lockerwerden der Schienenbefestigungsmittel, dessen frühzeitiges Eintreten vielfach auf eine ungenügende Berührungsfläche zwischen ihnen und den Schwellen, vielfach auch auf eine mangelhafte Construction zurückzuführen ist. Auf die Beseitigung dieser Uebelstände ist vorwiegend das Streben der Constructeure gerichtet und wird es bleiben, bis man hierin zu einem befriedigenden Resultate gelangt sein wird. Der Verschleiss der Schwellen an den Stellen, an welchen die Befestigungsmittel angreifen, ist einer der wundesten Punkte des eisernen Querschwellen-Oberbaues.

Das Abschleifen der Schwellendecke unter dem Schienenfuss in Folge der Bewegung der Schienen hat sich besonders bei leichten Schwellen und mangelhafter Beschaffenheit der Befestigungsmittel bemerkbar gemacht. Bei neueren Constructionen und erhöhtem Schwellengewicht tritt diese Erscheinung als weniger nachtheilig hervor und in der freilich nicht allgemein als zweckmässig erachteten Verwendung von Unterlagsplatten unter den Schienen ist ein Mittel geboten, sie vollständig zu beseitigen.

Schwellenbrüche endlich kommen bei den verbesserten Schwellenconstructionen nur so vereinzelt vor, dass sie ein wesentliches Moment für die Durchschnittsdauer der eisernen Querschwellen nicht bilden. Letztere ist mithin fast ausschliesslich durch das Verhalten der Schienenbefestigungsmittel bedingt.

In Rücksicht hierauf wird mehrfach angenommen, dass die eisernen Schwellen wenigstens die doppelte Dauer der besten hölzernen haben, also eine solche von 30 bis 40 Jahren. Andere schätzen die Dauer auf 40, auf 50, Hilf die seiner Langschwellen auf 56 Jahre, während Gegner des eisernen Oberbaues den eisernen Schwellen keine längere Dauer voraussetzen, als den besten eichenen Schwellen, also etwa 20 Jahre. Letztere Annahme darf aber den bei den braunschweigischen Bahnen gemachten, mehr als 20jährigen Erfahrungen gegenüber unbedingt als zu ungünstig bezeichnet werden. Dass die eisernen Schwellen wesentlich länger aushalten als die hölzernen, kann mit Rücksicht auf die kaum bemerkbare Vergänglichkeit des Materials während ihrer Benutzung und bei den gegen früher verbesserten Constructionen einem gerechten Zweifel nicht unterliegen.

Die genaue Ermittlung der Dauer hat übrigens für die hier angeregte wirthschaftliche Frage hinsichtlich der eisernen Schwellen weniger Bedeutung als hinsichtlich der hölzernen,

weil der Einfluss der um ein bestimmtes Zeitmaass verlängerten Dauer auf die Jahreskosten um so geringer wird, je länger die Dauer der verschiedenen Schwellenarten im Allgemeinen ist. Es ergibt sich beispielsweise aus den Tabellen I und II, dass eine um 5 Jahre längere Dauer

bei einer Kieferschwelle von 4 Mark Neuwerth über 10jährige Dauer hinaus die jährlichen Kosten von 50 auf 36, also um 14 Pfg. vermindert;

bei einer Eichenschwelle von 5<sup>1</sup>/<sub>2</sub> Mark Neuwerth über 15 Jahre hinaus von 49 auf 40, also um 9 Pfg.;

bei einer eisernen Schwelle von 8 Mark Neuwerth über 20 Jahre hinaus von 49 auf 45, also um 4 Pfg.; über 30 Jahre hinaus von 41 auf 39, also um 2 Pfg. und über 40 Jahre hinaus von 37 auf 36, also um 1 Pfg.

In Ermangelung zutreffender Erfahrungssätze über die Dauer der eisernen Schwellen wird ihr ökonomischer Werth gegenüber dem der hölzernen aus folgender Zusammenstellung sich beurtheilen lassen, aus welcher zu entnehmen ist, wie lange eiserne Schwellen halten müssen, um bei bestimmten Anschaffungswerthen nicht höhere Jahreskosten zu veranlassen, als hölzerne Schwellen — oder umgekehrt, welcher Neuwerth für die verschiedenen Arten von Schwellen bei Annahme einer bestimmten Dauer denselben Jahreskosten entspricht.

Tabelle V.

Nach den Tabellen I und II entspricht für	wenn deren Dauer ange- nommen wird zu	den Jahres- kosten von 40 Pfg. pro Schwelle ein Anschaffungs- werth von	den Jahres- kosten von 45 Pfg. pro Schwelle ein Anschaffungs- werth von
nicht imprägnirte Schwellen aus Nadelholz . . . . .	6 Jahren,	1,80 Mk.,	2,10 Mk.
imprägnirte Schwellen aus Nadelholz . . . . .	12 „	3,70 „	4,20 „
nicht imprägnirte Schwellen aus Eichenholz . . . . .	14 „	4,20 „	4,80 „
imprägnirte Schwellen aus Eichenholz . . . . .	20 „	5,50 „	6,30 „
eiserne Querschwellen . . . . .	20 „	6,50 „	7,30 „
„ „ . . . . .	25 „	7,15 „	8,05 „
„ „ . . . . .	30 „	7,70 „	8,70 „
„ „ . . . . .	35 „	8,20 „	9,25 „
„ „ . . . . .	40 „	8,60 „	9,70 „
„ „ . . . . .	45 „	8,90 „	10,05 „
„ „ . . . . .	50 „	9,10 „	10,25 „

Nach vorstehender Tabelle stellen sich also für eiserne Schwellen, wenn sie 30 Jahre aushalten, bei einem Anschaffungswerthe von 7,70 Mark die Jahreskosten nicht höher als für imprägnirte Nadelholzschnellen bei einem Anschaffungswerthe von 3,70 Mark und 12jähriger Dauer — oder als für imprägnirte Eichenschwellen bei einem Anschaffungswerthe von 5,50 Mark und 20jähriger Dauer.

Eiserne Querschwellen von 50 kg Gewicht, wie sie neuerdings vielfach angewendet werden, und einem, dem Durchschnittspreise von 143 Mark pro Tonne entsprechenden Neuwerthe, frei Verwendungsstelle, von 7,15 Mark pro Stück,

brauchen nach Ausweis der Tabelle II nur 25 Jahre auszuhalten, um nicht höhere Jahreskosten (von 40 Pfg.) zu verursachen, als es nach den früheren Angaben die hölzernen Schwellen auf den deutschen Bahnen durchschnittlich thun.

Jahreskosten von 46 Pfg. pro Stück, wie sie mehrfach auf deutschen Bahnen durch hölzerne Schwellen entstehen, u. A. auf den Elsass-Lothringischen Bahnen durch imprägnirte Eichenschwellen bei Annahme einer 20jährigen Dauer derselben (vergl. Tabelle III), entsprechen denen eiserner Schwellen von 9 Mark Neuwerth bei 30jähriger Dauer (s. Tabelle II) oder von 10 Mark bei 40jähriger Dauer.

Man sieht aus diesen Vergleichen, dass es keineswegs der Annahme einer besonders langen, nach den bisherigen Beobachtungen unwahrscheinlichen Dauer der eisernen Schwellen bedarf, um die von mehreren Bahnverwaltungen aufgewendeten, anscheinend sehr hohen Anschaffungskosten vom finanziellen Standpunkte aus zu rechtfertigen.

Die nur selten bestrittenen Vorzüge der eisernen Schwellen in Bezug auf erhöhte Betriebssicherheit und Ersparniss an Bahnunterhaltungskosten sind dabei ganz ausser Acht gelassen.

Letztere in Verbindung mit den wegen der längeren Dauer und des bleibenden Werthes des Materials zu erwartenden finanziellen Vortheilen erklären das wachsende Interesse, welches der Einführung der eisernen Schwellen auf den deutschen Bahnen entgegengebracht wird, wo bei fast ausschliesslicher Verwendung breitbasiger Schienen die Bahnschwellen in bei weitem nachtheiligerer Weise den durch die Schienen auf sie übertragenen Angriffen des rollenden Materials ausgesetzt sind, als es bei den in Stühlen ruhenden Schienen der Fall ist. — Die grosse Basis der Schienenstühle und ihre beträchtliche seit-

liche Ausladung zu beiden Seiten der Schiene verhindern die schnelle mechanische Zerstörung der Schwellen und lassen für diese ein weiches Material noch ausreichend erscheinen, welches bei dem Oberbau mit breitbasigen Schienen in Folge der gesteigerten Beanspruchung desselben nicht mehr genügt. Die Anforderungen also, welche in Folge der verschiedenen Unterstützung und Befestigung der Schienen bei den genannten beiden Oberbausystemen an die Schwellen gestellt werden, sind ungleich. Das Bedürfniss nach einem Ersatz des bisher gebräuchlichen Schwellenmaterials durch ein widerstandsfähigeres wird bei dem Oberbausystem mit Stuhlschienen weniger empfunden, als bei dem mit breitbasigen Schienen und darin liegt ein Hauptgrund für das Festhalten der Anhänger jenes Oberbausystems an den hölzernen Schwellen.

Bei den vorstehenden Berechnungen ist überall ein Zinsfuss von 4% angenommen —, durch Veränderung des Zinsfusses verschiebt sich das Werthverhältniss der verschiedenen Schwellenarten zu einander um Etwas und zwar, bei Annahme eines höheren Satzes zu Gunsten der in der Anschaffung billigeren Schwellen von entsprechend kürzerer Dauer, bei Annahme eines niedrigeren Satzes zu Gunsten der theureren Schwellen von längerer Dauer.

Es ist ferner die Möglichkeit der Beschaffung der für den Ankauf der kostspieligeren Schwellen erforderlichen grösseren Geldmittel zu dem landesüblichen Zinsfusse vorausgesetzt. Wo diese für potente Verwaltungen, insbesondere für fast alle deutschen Bahnen zulässige Voraussetzung nicht zutrifft, wo also die Geldbeschaffung noch besondere Kosten verursacht, müssen selbstverständlich die Resultate sich anders gestalten.

Berlin, im Mai 1885.

## Normal-Schienenbefestigung, regulirbar für jede beliebige Spurerweiterung.

System G. Schwartzkopff.

Patentrechtlich geschützt.

(Hierzu Fig. 1—10 auf Taf. XXV.)

Die meisten der gegenwärtig zur Anwendung kommenden Schienenbefestigungen (vergl. Dolezalek, neuere Querschwellen-Oberbau-Systeme in Eisen; Zeitschrift des hannov. Arch.- und Ingen.-Ver. 1883, pag. 191 u. Organ 1884, pag. 103) weisen Uebelstände und Nachtheile auf, welche durch vorliegende Construction thunlichst herabgemindert bzw. überhaupt vermieden werden sollen.

Allen bisher gebräuchlichen oder vorgeschlagenen Schrauben-Schienenbefestigungen haftet zunächst speciell ein Mangel gemeinsam an, nämlich die ungenügende Spurerweiterungsfähigkeit, insbesondere für die Uebergangs-Curven.

Zum Beweise dieser von vielen Eisenbahn-Technikern vertretenen Behauptung sei gestattet, nur einen diesbezüglichen Passus aus der Lehwald-Riese'schen Abhandlung »Der eiserne Oberbau«, Berlin 1881, Verlag von Ernst Toeche, hier anzuführen, wo es hierauf bezüglich auf Seite 56 und ff. a. a. O. folgendermaassen lautet:

»Alle diese Befestigungsarten (excentrische Bolzen, System Roth und Schüler u. s. w.) sind aber für die Spurerweiterung der Uebergangscurven wenig anwendbar. Denn wenn auch zugestanden werden soll, dass die mit den vor genannten Bolzen mit viereckigem oder länglich rundem Ansatz oder mit der Roth und Schüler'schen Construction zu ermöglichende Differenz der Spurerweiterung von  $2\frac{1}{2}$ ,  $5$ ,  $7\frac{1}{2}$ ,  $10$ ,  $12\frac{1}{2}$ ,  $15$ ,  $17\frac{1}{2}$  und  $20$  mm für die Praxis ausreichend sein werden, so ist bei eisernem Querschwellenoberbau nur möglich, die jedesmalige Differenz von  $2\frac{1}{2}$  mm, zwischen je zwei benachbarten Schwellen, also auf einer Länge von noch nicht  $1$  m eintreten zu lassen.

»Die grosse Spurerweiterung von  $20$  mm würde also schon bei einer Länge von  $8$  m eintreten, während bei dem Langschwellenoberbau jede beliebige Spurerweiterung (selbst von  $1$  mm und weniger) sich auf je  $9$  m vertheilt, man also bei diesem System in der Lage ist, die Uebergangscurven auch

»in der Praxis fast genau der theoretischen Berechnung anzupassen. Für den eisernen Querschwellenoberbau müssten für jede Uebergangscurve die sämtlichen Schwellen nach entsprechender Schablone besonders gelocht werden. . . .«

Da nun jedoch eine durchweg constante Schwellenlochung gewissermaassen Vorschrift ist, so bleibt Nichts übrig, als auf Mittel und Wege zu sinnen, eine Befestigung zu construiren, welche eine möglichst vielseitige Variation in der Spurerweiterungsfähigkeit zulässt.

Alle bisherigen diesbezüglichen Vorschläge und Versuche haben zu einem zufriedenstellenden Resultat noch nicht geführt.

Es dürfte daher zunächst das Bestreben motivirt sein, unter gewissenhafter Erwägung und Berücksichtigung aller einschlägigen theoretischen und praktischen Erfordernisse, eine Construction zu schaffen, welche bei jeder beliebigen Spurweite bzw. Spurveränderung ohne Weiteres Verwendung finden kann, so dass man es dann gewissermaassen mit einer normalen Schienenbefestigung zu thun hat, die bei gleichzeitiger Erfüllung aller anderen heut zu Tage gestellten Anforderungen auf alle praktisch möglichen Verhältnisse und Vorkommnisse bezüglich der Schienenbefestigung passt.

Zur vorliegenden, auf Taf. XXV dargestellten Construction selbst sei Folgendes bemerkt:

Dieselbe bezweckt eine Befestigung von Schienen auf ihren Unterlagen für jede beliebige Spurweite bzw. Spurveränderung, unter Anwendung von stets gleichen Befestigungstheilen, sowohl für die Gerade, als auch für die Curven und Uebergangscurven, bei durchweg constanter Schwellenlochung.

Um der von Seiten verschiedener hervorragender Eisenbahntechniker als rationell und wünschenswerth bezeichneten Forderung einer Anwendung von Unterlagsplatten Rechnung zu tragen, ist die Normal-Schienenbefestigung sowohl für Oberbau mit Unterlagsplatten, als auch für solchen ohne Unterlagsplatten bearbeitet.

Auf Taf. XXV ist in Fig. 1—7 c die Normal-Schienenbefestigung ohne Anwendung von Unterlagsplatten und in Fig. 8—10 b mit Anwendung derselben dargestellt.

Für erstere (Fig. 1 bis 7 c auf Taf. XXV) sind die charakteristischen neuen Befestigungstheile folgende:

1) Eine eigenthümlich geformte, mit entsprechender Lochung versehene, an der oberen Seite keilförmig abgeschrägte, sogenannte Keilklemmplatte K, welche den Schienenfuss, indem sie Letzteren seitlich und oben innig berührt, gegen seitliches Verschieben und Umkanten festzuhalten bestimmt ist. Die Keilklemmplatte K ist zweckmässig an der unteren Seite nach der Schiene zu etwas ansteigend oder event. mit einer Arbeitsleiste am äusseren Ende angeordnet, um für alle Fälle ein genaues Aufliegen der Klemmplattnase auf dem oberen Theil des Schienenfusses zu gewährleisten.

2) Ein eigenthümlich geformtes Einsatzstück E, das am zweckmässigsten als Einsatzwinkel (Fig. 1 (E), 5 a

bis 5 c) ausgebildet\*) ist und mit einem in die Schwelle eingreifenden und in praxi sich fest gegen die äussere Lochlaibung pressenden Zapfen, welcher alle Betriebsstösse p. p. direct auf die Schwelle überträgt, sowie auf der unteren Seite mit einer keilförmig abgeschrägten Fläche versehen ist.

Zu diesen beiden Constructionstheilen treten dann noch zweckmässig von oben einzubringende Hakenschraubenbolzen mit Muttern und event. eine beliebige Sicherung für Letztere. Hier sind diese Sicherungen als unverrückbar festgelegte Unterlagscheiben, welche mit federndem Arretirungsplättchen versehen sind und sich in eingewalzte Vertiefungen des Einsatzstückes legen, angeordnet gedacht.

Durch die Combination der Keilklemmplatte K mit dem Einsatzstück E (vergl. Fig. 1—3) ist es, nachdem die Muttern gelöst sind, möglich, eine beliebige Verschiebung der Keilklemmplatte normal zur Gleiseachse und mithin der Schiene selbst zu erzielen. Während sich die Keilklemmplatte K hierbei horizontal verschiebt, kann sich der Einsatzwinkel E nur in vertikaler Richtung bewegen. Durch Anziehen der Muttern und event. Sichern derselben wird dann die jeweils gewünschte Stellung der Schiene und ihrer Befestigung fixirt.

Verbindet man die Keilklemmplatte K mit dem Laschenprofil (Fig. 7, 7a und 7b) und combinirt man hiermit wieder in gleicher Weise wie früher Einsatzstücke E, so erhält man für die Laschenanordnung der Normal-Schienenbefestigung eine Construction, wie sie in Fig. 7 dargestellt ist. Die gesammte Stossverbindung ist in Fig. 7c in der äusseren Seitenansicht wiedergegeben. Nachdem die Muttern der Laschenbolzen fest angezogen sind, erfolgt auf den Stossschwellen (bei Langschwellen an den Stosstellen) die Befestigung der horizontalen Laschenflügel, ebenfalls unter Ermöglichung einer beliebigen Spurerweiterung.

Wendet man Unterlagsplatten an, so sind 3 Hauptfälle zu unterscheiden. (Vergl. Taf. XXV, Fig. 8—10 b.)

- 1) Unterlagsplatten ohne seitliche Rippen; event. mit 2 kleinen Aussenrippen (vergl. Anmerk. zu Fig. 8 auf Taf. XXV).
- 2) Unterlagsplatten mit einer seitlichen Rippe;
- 3) Unterlagsplatten mit zwei seitlichen Rippen.

Von jedem dieser Fälle ist eine Anordnung in den Fig. 8 bis 10 b näher dargestellt, welche natürlich in Bezug auf die Form der Unterlagsplatten etc. in verschiedener Weise variiren kann.

Die Befestigung ad 1, Fig. 8, ist ganz analog derjenigen in Fig. 1 zu denken, nur dass zwischen Schiene und Schwelle behufs Herstellung der Schienenneigung die in 8a bis 8c dargestellte Unterlagsplatte (event. mit Aussenrippen) geschoben wird.

\*) Es ist auch möglich, dieses Einsatzstück E hülsenförmig zu gestalten, so dass es die Keilklemmplatte K nach bestehenden Profilen  $\sqcap$ ,  $\square$ ,  $\square$  winkel- oder klammerartig umfasst und mit einem oder mehreren Zapfen in correspondirende Löcher des Schwellendeckels resp. der Schwelle greift.

Abgesehen von der schwierigeren Herstellung solcher Einsatzstücke und dem grösseren Gewicht derselben, sind auch in der Schwelle Löcher erforderlich, deren Anordnung, Anzahl und Grösse sich nicht rationell gestalten lässt, ohne die Schwelle sehr zu schwächen.

Es sei daher aus praktischen Rücksichten von diesen hülsenförmigen Einsatzstücken oder Einsatzhülsen hier gänzlich abgesehen.

Die Rippen der Unterlagsplatten können verschiedenartig angeordnet sein, wie aus Fig. 9 oder 10 ersichtlich ist.

Die keilförmig abgeschrägten Seitentheile der Unterlagsplatten ersetzen die Keilklemmplatten K, die dann überflüssig werden. In diesem Falle sind die Einsatzstücke E zugleich als Klemmplatten ausgebildet und versehen die Functionen der Letzteren.

Im Uebrigen ist die Combination mit den Einsatzstücken E ganz analog der Anordnung ad Fig. 1, desgleichen die principielle Anordnung der Befestigung, so dass die Fig. 8—10b ohne weitere Erläuterung verständlich sein dürften.

Betrachtet man nun zunächst die Normal-Schienenbefestigung ohne Unterlagsplatten, so weist dieselbe folgende Vortheile auf:

1) Die Normal-Schienenbefestigung ermöglicht jede beliebige Spurveränderung und gewährleistet ausserdem für jede Stellung der Befestigung ein ganz genaues Anliegen des betr. Befestigungstheiles K an dem Schienenfuss, sowohl seitlich, als auch gleichzeitig auf der oberen Fläche desselben.

Beide Vortheile sind bisher durch keine der vorhandenen Schraubenbefestigungen erreicht worden.

2) Sowohl für die Gerade als auch für alle Curven und Uebergangscurven, und ebenso für die innere als auch für die äussere Schienenseite ist nur eine Sorte Keilklemmplatten und nur eine Sorte Einsatzwinkel erforderlich.

Beide Theile sind leicht und billig herzustellen und gestatten ein äusserst schnelles und müheloses Aufbringen, Befestigen und Auswechseln der Schienen.

3) Sowohl die Temperaturspannungen in den Schienen, als auch die durch die Betriebslast hervorgerufenen Stösse und Erschütterungen werden durch den Zapfen des Einsatzwinkels direct auf die Schwelle übertragen, so dass die Schraubenbolzen nur auf absolute Festigkeit beansprucht werden.

4) Die Laschenanordnung gestaltet sich zu einer äusserst soliden und kräftigen und bewirkt eine innige Verbindung mit den beiden Stossschwellen, welche gleichzeitig, ohne sich irgend wie bewegen zu können, den Längenschub der Schienen aufnehmen. Es wird mithin dem Wandern der Schienen auf das Beste vorgebeugt und eine äusserst starke Stossverbindung hergestellt.

5) Die Schraubbolzen werden von oben eingebracht, was für das Montiren und Auswechseln von Schienen oder Bolzen sehr erwünscht und bequem ist.

6) Die Schwellenlochung ist sowohl für die Gerade, als auch für die Curven und Uebergangscurven eine durchweg constante. Die Schwellenlöcher werden im Gegensatz zu den Systemen mit variablen Befestigungstheilen bis auf die erforderlichen Spielräume bei jeder Schwelle völlig ausgefüllt.

7) Es finden nirgends Kantenberührungen, sondern überall Flächenberührungen statt. Die in Frage kommenden Flächen sind so gross und breit, dass ein Einarbeiten oder Einfressen einzelner Theile in einander nicht zu befürchten steht.

8) Die unvermeidlichen Fabrikationsfehler der einzelnen Befestigungstheile können bei der Normal-Schienenbefestigung

einen irgend wie schädlichen oder nachtheiligen Einfluss auf die Solidität und Haltbarkeit, sowie auf das gute Functioniren nicht ausüben, da der Schienenfuss von der Klemmplatte K oben und seitlich stets innig und ohne jeden Spielraum berührt wird. Da auch die Zapfen von E sich fest gegen die äusseren Lochlaibungen pressen, so ist der Schienenfuss als durchaus fest eingespannt und unverschieblich normal zur Gleisachse zu betrachten.

9) Die Befestigung ist anwendbar für alle Arten eiserner und hölzerner Schwellen.

Dies sind in der Hauptsache die offenbaren Vortheile, welche auch bei Anwendung von Unterlagsplatten im Prinzip dieselben bleiben, wenn auch der schrägen Schienenstellung wegen einige kleine Modificationen zu berücksichtigen sind, die aus der Tabelle auf Taf. XXV hervorgehen und im Uebrigen ohne weitere Erläuterungen sich ergeben dürften.

Man könnte nun vielleicht bei der Beurtheilung dieses Systems die Meinung geltend machen, dass eine ganz beliebige Spurveränderung, entgegen den Eingangs angeführten und vielfach vertretenen Ansichten (vergl. u. A. Lehwald-Riese, der eiserne Oberbau a. a. O., Dolezalek, Zeitschrift des hannov. Arch.- u. Ingen.-Ver. 1883 u. s. w.) überhaupt nicht erforderlich sei, so dass gewissermassen ein Hauptmotiv und ein Hauptvortheil der Normal-Schienenbefestigung fortfiel. Einer solchen etwaigen Ansicht gegenüber möge, ganz abgesehen von der Aufrechterhaltung des ebenfalls motivirten gegentheiligen Standpunktes in dieser Beziehung, nochmals auf die anderweitigen Vortheile hingewiesen werden, die eine Befestigung bietet, welche den Schienenfuss sowohl von der Seite, als auch von oben (ohne die bei den andern Schraubenbefestigungen naturgemäss vorhandenen Spielräume) völlig festklemmt, so dass, wie dies eigentlich bei allen anderen Systemen der Fall ist und der unvermeidlichen Fabrikationsfehler wegen auch der Fall sein muss, ein Verschieben des Schienenfusses normal zur Gleisachse durch die Betriebslast und ein dementsprechendes Ausschauern der Schwelle, sowie ein Einfressen desselben in die Befestigungstheile (wie dies bei den Einsatzstücken und Bolzen der anderen Systeme häufig zu beobachten ist) überhaupt nicht vorkommen kann.

Sollte ferner befürchtet werden, dass die Schraubenmutter sich von selber lösen könnte (trotz der hier vorgeschlagenen einfachen Schraubensicherung in Gestalt eines verbesserten Hohenegger'schen Unterlagsplättchens mit federndem Arretirungsplättchen, welches auch beim event. öfteren Auf- und Niederbiegen nicht abbricht, oder trotz Anwendung von Federringen, oder beliebig geformten Federscheiben, die sich zwischen die Rippen des Einsatzwinkels spannen und dergl.), so sei auf derlei Bedenken bemerkt, dass dies nach angestellten Versuchen nicht wahrscheinlich, ja fast unmöglich ist.

Eine Tendenz zum Lösen der Muttern ist überdies bei dem Prinzip der Befestigung überhaupt nicht vorhanden. Im Gegentheil wird bei etwaiger Tendenz einer Verschiebung der Keilklemmplatte K ein stärkerer Druck achsial gegen die Unterfläche der Mutter ausgeübt, so dass die Reibung zwischen Letzterer und ihrer Unterlage dementsprechend vergrössert wird. Denn der Effect der Reibung, auf welcher die Wirkung der

Schraube beruht, drückt sich aus durch das Product des Normaldruckes (N) mit dem Reibungscoefficienten (f) und ist also  $= N \cdot f$ . — Eine Vergrösserung von N führt aber eine Vergrösserung des ganzen Productes, mithin auch der Reibung herbei.

Ebenso darf zweckmässig noch darauf hinzuweisen sein, dass, wie bekannt sein dürfte, die Muttern mit der Zeit, nachdem sie allmählich so fest wie möglich angezogen sind, fast sämmtlich festrosteten und dass es voraussichtlich auch in vorliegendem Falle für die Praxis einer besonderen Sicherung überhaupt nicht bedürfen wird.

Bei der Normal-Schienenbefestigung, bei der jedoch die Vorbedingungen für das Nicht-Lösen der Schraubenmutter, die ausserdem noch einfach, aber sicher in ihrer Lage festgehalten werden, wohl in denkbarstem Sinne und Maasse vorhanden sind, dürfte dieser Umstand wohl etwaige Bedenken in dieser Hinsicht sehr abschwächen oder gänzlich beseitigen, so dass die Brauchbarkeit dieser Befestigung von einem solchen event. Bedenken wohl nicht ausschliesslich abhängig gemacht werden dürfte.

Ausserdem steht Nichts im Wege, jede beliebige andere Sicherung oder statt der Schraubenmutter einen Splisskeil oder Splintkeil anzuordnen, durch welchen ein Lösen der Befestigung bezw. des Bolzens in bekannter Weise mittelst aufgebogenen federnden Splintes verhindert wird.

Dieser wohl einzige Punkt, welcher vielleicht hier und da zu

Bedenken Anlass geben könnte, ist hier absichtlich nicht verschwiegen, sondern angeführt und näher besprochen. Aus dem Vorstehenden dürfte sich jedoch unter Erwägung und Berücksichtigung aller Umstände ergeben, dass dergleichen Bedenken und die hieraus möglicherweise resultirenden Nachtheile mehr theoretischer, als praktischer Natur sein dürften.

Andrerseits dürften die vorstehend angeführten und wohl auch in die Augen springenden Vortheile den angedeuteten scheinbaren Nachtheil in Betreff der Schraubensicherung ganz bedeutend überwiegen.

Schliesslich wird und kann die Praxis nur beweisen, ob in der hier vorgeschlagenen Weise, event. unter Modificirung in den Abmessungen und Formen sich eine Schienenbefestigung herstellen und mit Erfolg anwenden lassen, wie sie nach den neuesten Erfahrungen und Vorschlägen (vergl. Dolezalek, neuere Querschwellen-Oberbau-Systeme in Eisen; Zeitschrift des hannov. Arch.- u. Ingen.-Ver. 1883, pag. 191 und ff.; Lehwald-Riese, der eiserne Oberbau, Berlin 1881; Heindl, der Oberbau mit eisernen Querschwellen, Wien 1884; Heusinger von Waldegg, Organ für die Fortschritte d. E. p. p. letzte Jahrgänge, u. s. w. u. s. w.) angestrebt wird und durch vorliegende Normal-Schienenbefestigung thunlichst zu erreichen versucht ist.

Frankfurt am Main, im April 1885.

G. Schwartzkopff, Regierungs-Baumeister.

## Versuche der sächsischen Staatsbahn über Wagenwiderstände auf normalspurigem Gleise.

Mitgetheilt von F. Hoffmann, Obermaschinenmeister in Chemnitz.

(Schluss von Seite 178.)

(Hierzu Taf. XXVI, XXVII, XXVIII Fig. 1—6.)

### Resultate.

#### 1. (Fahrzeug)-Grundwiderstand.

Der (Fahrzeug)-Grundwiderstand, d. i. Widerstand in der Graden bei kleinster Geschwindigkeit, der in der Hauptsache als Schenkelreibung mit einem kleineren Betrage rollender Reibung anzusehen sein wird, stellte sich zu folgendem Werthe heraus:

offene Güterwagen	3 <sup>m</sup> Radstand		1,0 kg pro Tonne,
Personenwagen	5 <sup>m</sup>	« steifachs.	1,6 « « «
«	5 <sup>m</sup>	« lenkachs.	1,1 « « «
offene Güterwagen	7 <sup>m</sup>	« steifachs.	1,5 « « «
«	7 <sup>m</sup>	« lenkachs.	1,4 « « «

Mittel 1,3 kg pro Tonne.

Dieser Werth 1,3 kg erscheint im Vergleiche mit den anderwärts angenommenen Werthen, z. B. von

Molesworth	3,60 kg pro 1000 kg,
Harding, Gooch, Redtenbacher	3,11 « « 1000 «
Linksrheinisch	3,35 « « 1000 «
Bayern	2,50 « « 1000 «
Magdeburg	2,37 « « 1000 «

u. s. w.

sehr klein, aber man sieht schon aus der Zusammenstellung, wie weit die einzelnen Beobachter von einander abweichen und ferner, dass die neueren Resultate (mit Ausnahme der Linksrheinischen) gegen die älteren merklich kleiner geworden sind, was dadurch leicht zu erklären sein dürfte, dass der Fahrzeug- und Bahn-Zustand und damit auch der von diesem Zustande abhängige Widerstands-Coefficient besser geworden ist, wenn auch die Schenkelstärke gegen früher stieg. Auch dürfte anzunehmen sein, dass die meisten Resultate bei grösserer Geschwindigkeit als 5 km gewonnen wurden und daher auch für grössere Geschwindigkeit gelten oder durch Ablauf-Versuche, in welchem Falle, mangels einer konstanten Geschwindigkeit, die Genauigkeit fraglich und wegen der Einwirkung der vorderen Stirnfläche der Werth sehr leicht zu hoch ausfällt. Für allgemeine Verhältnisse wird man den Grund-Widerstand = 1,5 kg abgerundet annehmen können.

#### 2. Grund-Curvenwiderstand.

Dieser Widerstand, also die Widerstands-Vermehrung durch die Bahnkrümmung bei gewissem Radstande und bei kleinster Geschwindigkeit, ergab sich für die einzelnen Versuchs-Curven und Radstände bei trockenen Schienen zu folgenden Beträgen:

	800 <sup>m</sup>	400 <sup>m</sup>	283 <sup>m</sup>	170 <sup>m</sup> R.
3 <sup>m</sup> Radstand, steifachs.	0,6 kg,	1,2 kg,	1,8 kg,	3,5 kg,
5 <sup>m</sup> « «	1,3 «	2,7 «	4,0 «	7,6 «
5 <sup>m</sup> « lenkachs. (0,7) «	(0,9) «	(1,0) «	(1,8) «	
7 <sup>m</sup> « steifachs.	2,1 «	4,6 «	6,6 «	12,9 «
7 <sup>m</sup> « lenkachs. (0,7) «	(1,2) «	(1,5) «	(2,0) «	

In den Figuren 1 bis 3 (Taf. XXVI) stellen die schwach ausgezogenen Diagramm-Linien (I) die aus der ersten Hauptversuchsreihe (Versuche mit einerlei Radstand auf sämtlichen Versuchs-Curven) gewonnenen Widerstände dar, während die schwach gezogenen Linien (II) die Widerstands-Resultate der zweiten Versuchs-Reihe (Versuche mit sämtlichen Versuchs-Radständen nach einander auf einerlei Curve) zeigen. Obgleich man anfangs die erste Versuchsreihe allein zur Feststellung des Curven-Widerstandes benutzen wollte, so erschien es doch nachträglich bedenklich, die Abweichung der in der zweiten Reihe gefundenen Resultate ganz unbeachtet zu lassen, während anderseits der Umstand, dass innerhalb der Gesamt-Dauer der Versuche trockenes, windstilles Wetter geblieben war, die früheren gegen die Vereinigung der beiden Versuchsreihen gehegten Bedenken aufhob.

Es wurde daher eine Formel gesucht, durch welche die 3 Paare schwachgezogenen Widerstands-Linien der Figuren 1 bis 3 möglichst gleiche Berücksichtigung finden sollte und fand man hierfür den Ausdruck

$$w_c = 21 \frac{4L + L^2}{R - 45},$$

in welchem  $w_c$  den Grund-Curven-Widerstand in kg pro Tonne,  $L$  den Radstand und  $R$  den Curvenhalbmesser (in m) bedeuten.

Nach dieser Formel sind die starkgezogenen Linien in den Figuren 1 bis 3 und die Diagramme Fig. 4 und 5 Taf. XXVI entstanden. Mit Hilfe der beiden letztgenannten Diagramme lassen sich die Widerstände beliebiger Radstände auf allen möglichen vorkommenden Curven graphisch finden, wobei zu bemerken ist, dass für die äussersten (nur theoretischen) Grenzen die Formel nicht mehr anwendbar ist.

### 3. Geschwindigkeits-Widerstand.

a) Auf der Geraden. Die Vermehrung des Widerstandes durch den Einfluss der Geschwindigkeit ist bezüglich der Fortbewegung auf der Geraden unter allen Umständen fast ausschliesslich dem Luftwiderstand zuzuschreiben. Die nach dieser Richtung hin gefundenen Resultate werden durch die Diagramme Fig. 6, 7 und 8, Taf. XXVI, wiedergegeben. In diesen Diagrammen ist der Grundwiderstand (Widerstand auf der Geraden bei kleinster Geschwindigkeit) von dem in der Widerstandslinie für die Geschwindigkeit = 0 bestimmten Orte abwärts verzeichnet, sodass der über der Nulllinie befindliche Theil nur den als Vermehrungsgrösse auftretenden Geschwindigkeits-Widerstand (von Null beginnend) anzeigt, wie er sich bei den Versuchen herausgestellt hat.

Die Formel für den Geschwindigkeitswiderstand wurde unter der Annahme, dass ein Theil der Stirnwand eines jeden Wagens des Versuchszuges den directen Luftwiderstand (nach Fig. 7, Taf. XXVII, Widerstand proportional dem Quadrat

der Geschwindigkeit) und die Längswände des Zuges den Reibungswiderstand der Luft zu bewältigen haben, folgendermassen gestaltet:

$$W_v = \underbrace{\alpha n H v^2}_{\text{Stirnwand-Widerstand}} + \underbrace{(\beta v + \gamma v^2) Z}_{\text{Seitenwand-Widerstand}}$$

$$= \beta Z v + (\gamma Z + \alpha n H) v^2,$$

worin  $W_v$  den Geschwindigkeits-Widerstand des ganzen Zuges,  $n$  die Anzahl der Wagen,  $H$  die Höhe der Wagenwände,  $Z$  die Zuglänge,  $v$  die Geschwindigkeit und  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  u. s. w. Erfahrungs-Coefficienten bedeuten. Für ein Zugsgewicht  $Q$  und eine mittlere Wagenlänge  $S$  wird

$$\gamma \frac{W_v}{Q} = \frac{n}{Q} \times \left\{ \beta S v + (\gamma S + \alpha H) v^2 \right\}$$

und wenn  $\frac{Q}{n} = q$  (durchschnittl. Bruttogewicht eines Wagens) gesetzt wird

$$\gamma = \frac{\beta S v + (\gamma S + \alpha H) v^2}{q},$$

für welchen Ausdruck sich die Coefficienten aus den Resultaten bestimmen liessen und zwar

$$\beta = 0,00002; \alpha = \gamma = 0,0000014.$$

Die zu Gebote stehende Zeit erlaubte zwar nicht, mit verschiedenen Wagen-Lasten Versuche anzustellen und tritt daher  $q$  als Constante (10 t) auf, doch dürfte nach erwiesener Richtigkeit der sonstigen Construction der Formel kaum daran zu zweifeln sein, dass  $q$  in dem angenommenen Sinne variabel ist. Auch wurde diese Verminderung des Widerstands-Coefficienten durch Vergrösserung der Last durch die bayrischen Versuche nachgewiesen.

Durch Einsetzen der gefundenen Coefficienten erhält man

$$w_v = \frac{0,02 S v + 0,0014 (S + H) v^2}{q} \text{ kg pro t}$$

und sind nach dieser Formel die starken Linien der Fig. 6 bis 8, Taf. XXVI, entstanden.

Figur 7, Taf. XXVII, zeigt den Luftwiderstand gegen eine Wagenstirnfläche für verschiedene relative Bewegungs-Geschwindigkeiten. Man sieht auch aus diesen Diagrammen, welchen grossen Widerstand die vordere Stirnfläche der Züge (auch ablaufender Fahrzeuge) zu bewältigen hat und wie sehr der Widerstands-Coefficient mit Verringerung des Gesamtgewichtes der Fahrzeuge wächst. Die Abweichung der aus den bayrischen Ablaufversuchen gefundenen Geschwindigkeits-Widerstände gegenüber den diesseits und anderwärts gefundenen (siehe Fig. 8 und 9, Taf. XXVII) wird zum Theil hieraus erklärt werden können.

b) In der Curve. Bezüglich des Einflusses der Geschwindigkeit auf den Curvenwiderstand war hauptsächlich zu untersuchen, ob die durch die Geschwindigkeit zu dem Grund-Curvenwiderstand kommende Vermehrungsgrösse übereinstimmt mit der zum (Fahrzeug)-Widerstand auf der Geraden kommenden Geschwindigkeits-Vermehrungsgrösse.

Die Diagramme auf Taf. XXVII und XXVIII zeigen, dass in den meisten Fällen (innerhalb der zur Anwendung gekommenen Geschwindigkeiten, nämlich bis zu 45 km) eine kleine Ueberschreitung des in der Geraden aufgetretenen Geschwindigkeits-Widerstandes, in einzelnen Fällen aber auch ein Zurück-

nach der Formel  $w = 1,5 + 21 \frac{4L + L^2}{R - 45} + 0,02 S v + 0,0014 (S + H) v^2$  —  
 $q$

Curvenradius R in m.		Kilogramm																							
		Radstand L = 2 m								L = 3 m								L = 4 m							
		Personen-Zug		Normaler Güterzug		Beladener Kohlenzug		Leerer Kohlenzug		Personen-Zug		Normaler Güterzug		Beladener Kohlenzug		Leerer Kohlenzug		Personen-Zug		Normaler Güterzug		Beladener Kohlenzug		Leerer Kohlenzug	
		H = 2,3 m S = 4 „ q = 6 t	H = 1,5 m S = 3,5 „ q = 6 t	H = 1 m S = 4 „ q = 9 t	H = 1 m S = 4 „ q = 4 t	H = 2,3 m S = 5,5 „ q = 9,5 t	H = 1,5 m S = 5,5 „ q = 10 t	H = 1 m S = 5,5 m q = 15 t	H = 1 m S = 5,5 m q = 5 t	H = 2,3 m S = 6,5 „ q = 11 t	H = 1,5 m S = 7 „ q = 12 t	H = 1 m S = 7 „ q = 16 t	H = 1 m S = 7 „ q = 6 t												
steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig		steif-lenk-achsrig			
2	30	3,2	2,9	2,9	2,6	2,4	2,1	3,7	3,4	2,9	2,6	2,7	2,4	2,3	2,0	3,8	3,5	2,9	2,6	2,7	2,3	2,4	2,1	3,8	3,5
	40	4,4	4,1	3,8	3,5	3,0	2,7	4,8	4,5	3,8	3,5	3,5	3,2	2,8	2,5	5,3	5,0	3,8	3,5	3,6	3,2	2,9	2,6	5,4	5,1
	50	5,8	5,5	5,0	4,7	3,9	3,6	6,9	6,6	5,0	4,7	4,5	4,2	3,4	3,1	7,2	6,9	4,9	4,6	4,6	4,2	3,7	3,4	7,3	7,0
	60	7,6	7,3	6,4	6,1	4,8	4,5	9,0	8,7	6,3	6,0	5,7	5,4	4,1	3,8	9,4	9,1	6,2	5,9	5,8	5,4	4,5	4,2	9,6	9,3
	70	9,6	9,3	8,1	7,8	5,9	5,6	11,5	11,2	7,9	7,6	7,1	6,8	5,0	4,7	12,0	11,7	7,8	7,5	7,2	6,8	5,5	5,2	12,3	12,0
1000	30	3,4	3,2	3,1	2,9	2,6	2,4	3,9	3,7	3,4	3,0	3,2	2,8	2,8	2,4	4,3	3,9	3,6	3,0	3,4	2,8	3,1	2,5	4,5	3,9
	40	4,6	4,4	4,0	3,8	3,2	3,0	5,0	4,8	4,3	3,9	4,0	3,6	3,3	2,9	5,8	5,4	4,5	3,9	4,3	3,7	3,6	3,0	6,1	5,5
	50	6,0	5,8	5,2	5,0	4,1	3,9	7,1	6,9	5,5	5,1	5,0	4,6	3,9	3,5	7,7	7,3	5,6	5,0	5,3	4,7	4,4	3,8	8,0	7,4
	60	7,8	7,6	6,6	6,4	5,0	4,8	9,2	9,0	6,8	6,4	6,2	5,8	4,6	4,2	9,9	9,5	6,9	6,3	6,5	5,9	5,2	4,6	10,3	9,7
	70	9,8	9,6	8,3	8,1	6,1	5,9	11,7	11,5	8,4	8,0	7,6	7,2	5,5	5,1	12,5	12,1	8,5	7,9	7,9	7,3	6,2	5,6	13,0	12,4
800	30	3,5	3,2	3,2	2,9	2,7	2,4	4,0	3,7	3,5	3,0	3,3	2,8	2,9	2,4	4,4	3,9	3,8	3,1	3,6	2,9	3,3	2,6	4,7	4,0
	40	4,7	4,4	4,1	3,8	3,3	3,0	5,1	4,8	4,4	3,9	4,1	3,6	3,4	2,9	5,9	5,4	4,7	4,0	4,5	3,8	3,8	3,1	6,3	5,6
	50	6,1	5,8	5,3	5,0	4,2	3,9	7,2	6,9	5,6	5,1	5,1	4,6	4,0	3,5	7,8	7,3	5,8	5,1	5,5	4,8	4,6	3,9	8,2	7,5
	60	7,9	7,6	6,7	6,4	5,1	4,8	9,3	9,0	6,9	6,4	6,3	5,8	4,7	4,2	10,0	9,5	7,1	6,4	6,7	6,0	5,4	4,7	10,5	9,8
	70	9,9	9,6	8,4	8,1	6,2	5,9	11,8	11,5	8,5	8,0	7,7	7,2	5,6	5,1	12,6	12,1	8,7	8,0	8,1	7,4	6,4	5,7	13,2	12,5
600	30	3,6	3,3	3,3	3,0	2,8	2,5	4,1	3,8	3,7	3,1	3,5	2,9	3,1	2,5	4,6	4,0	4,1	3,1	3,9	2,9	3,6	2,6	5,0	4,0
	40	4,8	4,5	4,2	3,9	3,4	3,1	5,2	4,9	4,6	4,0	4,3	3,7	3,6	3,0	6,1	5,5	5,0	4,0	4,8	3,8	4,1	3,1	6,6	5,6
	50	6,2	5,9	5,4	5,1	4,3	4,0	7,3	7,0	5,8	5,2	5,3	4,7	4,2	3,6	8,0	7,4	6,1	5,1	5,8	4,8	4,9	3,9	8,5	7,5
	60	8,0	7,7	6,8	6,5	5,2	4,9	9,4	9,1	7,1	6,5	6,5	5,9	4,9	4,3	10,2	9,6	7,4	6,4	7,0	6,0	5,7	4,7	10,8	9,8
	70	10,0	9,7	8,5	8,2	6,3	6,0	11,9	11,6	8,7	8,1	7,9	7,3	5,8	5,2	12,8	12,2	9,0	8,0	8,4	7,4	6,7	5,7	13,5	12,5
500	30	3,7	3,3	3,4	3,0	2,9	2,5	4,2	3,8	3,9	3,1	3,7	2,9	3,3	2,5	4,8	4,0	4,4	3,2	4,2	3,0	3,9	2,7	5,3	4,1
	40	4,9	4,5	4,3	3,9	3,5	3,1	5,3	4,9	4,8	4,0	4,5	3,7	3,8	3,0	6,3	5,5	5,3	4,1	5,1	3,9	4,4	3,2	6,9	5,7
	50	6,3	5,9	5,5	5,1	4,4	4,0	7,4	7,0	6,0	5,2	5,5	4,7	4,4	3,6	8,2	7,4	6,4	5,2	6,1	4,9	5,2	4,0	8,8	7,6
	60	8,1	7,7	6,9	6,5	5,3	4,9	9,5	9,1	7,3	6,5	6,7	5,9	5,1	4,3	10,4	9,6	7,7	6,5	7,3	6,1	6,0	4,8	11,1	9,9
	70	10,1	9,7	8,6	8,2	6,4	6,0	12,0	11,6	8,9	8,1	8,1	7,3	6,0	5,2	13,0	12,2	9,3	8,1	8,7	7,5	7,0	5,8	13,8	12,6
400	30	3,9	3,4	3,6	3,1	3,1	2,6	4,4	3,9	4,1	3,1	3,9	2,9	3,5	2,5	5,0	4,0	4,8	3,3	4,6	3,1	4,3	2,8	5,7	4,2
	40	5,1	4,6	4,5	4,0	3,7	3,2	5,5	5,0	5,0	4,0	4,7	3,7	4,0	3,0	6,5	5,5	5,7	4,2	5,5	4,0	4,8	3,3	7,3	5,8
	50	6,5	6,0	5,7	5,2	4,6	4,1	7,6	7,1	6,2	5,2	5,7	4,7	4,6	3,6	8,4	7,4	6,8	5,3	6,5	5,0	5,6	4,1	9,2	7,7
	60	8,3	7,8	7,1	6,6	5,5	5,0	9,7	9,2	7,5	6,5	6,9	5,9	5,3	4,3	10,6	9,6	8,1	6,6	7,7	6,2	6,4	4,9	11,5	10,0
	70	10,3	9,8	8,8	8,3	6,6	6,1	12,2	11,7	9,1	8,1	8,3	7,3	6,2	5,2	13,2	12,2	9,7	8,2	9,1	7,6	7,4	5,9	14,2	12,7
300	30	4,2	3,5	3,9	3,2	3,4	2,7	4,7	4,0	4,6	3,2	4,4	3,0	4,0	2,6	5,5	4,1	5,5	3,4	5,3	3,2	5,0	2,9	6,4	4,3
	40	5,4	4,7	4,8	4,1	4,0	3,3	5,8	5,1	5,5	4,1	5,2	3,8	4,5	3,1	7,0	5,6	6,4	4,3	6,2	4,1	5,5	3,4	8,0	5,9
	50	6,8	6,1	6,0	5,3	4,9	4,2	7,9	7,2	6,7	5,3	6,1	4,8	5,1	3,7	8,9	7,5	7,5	5,4	7,2	5,1	6,3	4,2	9,9	7,8
	60	8,6	7,9	7,4	6,7	5,8	5,1	10,0	9,3	8,0	6,6	7,4	6,0	5,8	4,4	11,1	9,7	8,8	6,7	8,4	6,3	7,1	5,0	12,2	10,1
	70	10,6	9,9	9,1	8,4	6,9	6,2	12,5	11,8	9,6	8,2	8,8	7,4	6,7	5,3	13,7	12,3	10,4	8,3	9,8	7,7	8,1	6,0	14,9	12,8
250	30	4,5	3,5	4,2	3,2	3,7	2,7	5,0	4,0	5,2	3,4	5,0	3,2	4,6	2,8	6,1	4,3	6,3	3,5	6,1	3,3	5,8	3,0	7,2	4,4
	40	5,7	4,7	5,1	4,1	4,3	3,3	6,1	5,1	6,1	4,3	5,7	4,0	5,1	3,3	7,6	5,8	7,2	4,4	7,0	4,2	6,3	3,5	8,8	6,0
	50	7,1	6,1	6,3	5,3	5,2	4,2	8,2	7,2	7,3	5,5	6,7	5,0	5,7	3,9	9,5	7,7	8,3	5,5	8,0	5,2	7,1	4,3	10,7	7,9
	60	8,9	7,9	7,7	6,7	6,1	5,1	10,3	9,3	8,6	6,8	8,0	6,2	6,4	4,6	11,7	9,9	9,6	6,8	9,2	6,4	7,9	5,1	13,0	10,2
	70	10,9	9,9	9,4	8,4	7,2	6,2	12,8	11,8	10,2	8,4	9,4	7,6	7,3	5,5	14,3	12,5	11,2	8,4	10,6	7,8	8,9	6,1	15,7	12,9
200	30	4,8	3,6	4,5	3,3	4,0	2,8	5,3	4,1	5,7	3,5	5,5	3,3	5,1	2,9	6,6	4,4	7,2	3,7	7,0	3,5	6,7	3,2	8,1	4,6
	40	6,0	4,8	5,4	4,2	4,6	3,4	6,4	5,2	6,6	4,4	6,3	4,1	5,6	3,4	8,1	5,9	8,1	4,6	7,9	4,4	7,2	3,7	9,7	6,2
	50	7,4	6,2	6,6	5,4	5,5	4,3	8,5	7,3	7,8	5,6	7,3	5,1	6,2	4,0	9,9	7,8	9,2	5,7	8,9	5,4	8,0	4,5	11,6	8,1
	60	9,2	8,0	8,0	6,8	6,4	5,2	10,6	9,4	9,1	6,9	8,5	6,3	6,9	4,7	12,2	10,0	10,5	7,0	10,1	6,6	8,8	5,3	13,9	10,4
	70	11,2	10,0	9,7	8,5	7,5	6,3	13,1	11,9	10,7	8,5	9,9	7,7	7,8	5,6	14,8	12,6	12,1	8,6	11,5	8,0	9,8	6,3	16,6	13,1
170	30	5,2	3,7	4,9	3,4	4,4	2,9	5,7	4,2	6,4	3,6	6,2	3,4	5,8	3,0	7,3	4,5	8,1	3,7	7,9	3,5	7,6	3,2	9,0	4,6
	40	6,4	4,9	5,8	4,3	5,0	3,5	6,8	5,3	7,3	4,5	7,0	4,2	6,3	3,5	8,8	6,0	9,0	4,6	8,8	4,4	8,1	3,7	10,6	6,2
	50	7,8	6,3	7,0	5,5	5,9	4,4	8,9	7,4	8,5	5,7	8,0	5,2	6,9	4,1	10,7	7,9	10,1	5,7	9,8	5,4	8,9	4,5	12,5	8,1
	60	9,6	8,1	8,4	6,9	6,8	5,3	11,0	9,5	9,8	7,0	9,2	6,4	7,6	4,8	12,9	10,1	11,4	7,0	11,0	6,6	9,7	5,3	14,8	10,4
	70	11,6	10,1	10,1	8,6	7,9	6,4	13,5	12,0	11,4	8,6	10,6	7,8	8,5	5,7	15,5	12,7	13,0	8,6	12,4	8,0	10,7	6,3	17,5	13,1

Wenn ein Gegenwind von angenommener Geschwindigkeit  $v_1$  (in km pro Stunde) berücksichtigt werden soll, so sind die Widerstände für die Fahrgeschwindigkeit  $v_2$  in den Tabellenreihen  $v = v_1 + v_2$  zu suchen. Es entsprechen daher die Tabellenzahlen der Geschwindigkeiten 30, 40, 50, 60, 70 km den Fahrgeschwindigkeiten von 15, 25, 35, 45, 55 km bei Gegenwind von 15 km Geschwindigkeit. Ein solcher Gegenwind von 15 km sollte stets als normaler Zustand angenommen werden. Der Widerstand der Locomotive mit Tender ist besonders zu berechnen.

verschiedener Zugsgattungen

Lenkachsen in der Curve um  $21 L \frac{L + 2,5}{R - 45}$  geringer.

p r o T o n n e .																							
L = 5 m				L = 6 m				L = 7 m															
Personen- Zug		Normaler Güterzug		Beladener Kohlenzug		Leerer Kohlenzug		Personen- Zug		Normaler Güterzug		Beladener Kohlenzug		Leerer Kohlenzug									
H = 2,3 m	H = 1,5 m	H = 1 m	H = 1 m	H = 2,3 m	H = 1,5 m	H = 1 m	H = 1 m	H = 2,3 m	H = 1,5 m	H = 1 m	H = 1 m	H = 2,3 m	H = 1,5 m	H = 1 m	H = 1 m								
S = 8 "	S = 8 "	S = 8 "	S = 8 "	S = 9 "	S = 9 "	S = 9 "	S = 9 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "	S = 10 "								
q = 12 t	q = 14 t	q = 17 t	q = 7 t	q = 14 t	q = 16 t	q = 23 t	q = 8 "	q = 16 t	q = 17 t	q = 24 "	q = 9 t	q = 16 t	q = 17 t	q = 24 "	q = 9 t								
steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-	steif- achs-	lenk- achs-								
3,0	2,7	2,7	2,4	2,4	2,1	3,8	3,5	2,9	2,6	2,7	2,4	2,3	2,0	3,8	3,5	2,9	2,6	2,7	2,4	2,3	2,0	3,7	3,4
4,0	3,7	3,5	3,2	3,1	2,8	5,3	5,0	3,8	3,5	3,4	3,1	2,8	2,5	5,2	4,9	3,7	3,4	3,5	3,2	2,9	2,6	5,1	4,8
5,2	4,9	4,4	4,1	3,8	3,5	7,1	6,8	5,0	4,7	4,3	4,0	3,4	3,1	7,0	6,7	4,8	4,5	4,5	4,2	3,5	3,2	6,9	6,6
6,6	6,3	5,6	5,3	4,9	4,6	9,5	9,2	6,3	6,0	5,5	5,2	4,2	3,9	9,2	8,9	6,1	5,8	5,6	5,3	4,3	4,0	9,0	8,7
8,3	8,0	7,0	6,7	5,8	5,5	11,9	11,6	7,9	7,6	6,8	6,5	5,0	4,7	11,7	11,4	7,6	7,3	7,0	6,7	5,2	4,9	11,4	11,1
4,0	3,2	3,7	2,9	3,4	2,6	4,8	4,0	4,2	3,1	4,0	2,9	3,6	2,5	5,1	4,0	4,6	3,1	4,4	2,9	4,0	2,5	5,4	3,9
5,0	4,2	4,5	3,7	4,1	3,3	6,3	5,5	5,1	4,0	4,7	3,6	4,1	3,0	6,5	5,4	5,4	3,9	5,2	3,7	4,6	3,1	6,8	5,3
6,2	5,4	5,4	4,6	4,8	4,0	8,1	7,3	6,3	5,2	5,6	4,5	4,7	3,6	8,3	7,2	6,5	5,0	6,2	4,7	5,2	3,7	8,6	7,1
7,6	6,8	6,6	5,8	5,9	5,1	10,5	9,7	7,6	6,5	6,8	5,7	5,5	4,4	10,5	9,4	7,8	6,3	7,3	5,8	6,0	4,5	10,7	9,2
9,3	8,5	8,0	7,2	6,8	6,0	12,9	12,1	9,2	8,1	8,1	7,0	6,3	5,2	13,0	11,9	9,3	7,8	8,7	7,2	6,9	5,4	13,1	11,6
4,3	3,3	4,0	3,0	3,7	2,7	5,1	4,1	4,4	3,1	4,2	2,9	3,8	2,5	5,3	4,0	5,0	3,1	4,8	2,9	4,4	2,5	5,8	3,9
5,3	4,3	4,8	3,8	4,4	3,4	6,6	5,6	5,3	4,0	4,9	3,6	4,3	3,0	6,7	5,4	5,8	3,9	5,6	3,7	5,0	3,1	7,2	5,3
6,5	5,5	5,7	4,7	5,1	4,1	8,4	7,4	6,5	5,2	5,8	4,5	4,9	3,6	8,5	7,2	6,9	5,0	6,6	4,7	5,6	3,7	9,0	7,1
7,9	6,9	6,9	5,9	6,2	5,2	10,8	9,8	7,8	6,5	7,0	5,7	5,7	4,4	10,7	9,4	8,2	6,3	7,7	5,8	6,4	4,5	11,1	9,2
9,6	8,6	8,3	7,3	7,1	6,1	13,2	12,2	9,4	8,1	8,3	7,0	6,5	5,2	13,2	11,9	9,7	7,8	9,1	7,2	7,3	5,4	13,5	11,6
4,7	3,3	4,4	3,0	4,1	2,7	5,5	4,1	5,2	3,3	5,0	3,1	4,6	2,7	6,1	4,2	5,8	3,3	5,6	3,1	5,2	2,7	6,6	4,1
5,7	4,3	5,2	3,8	4,8	3,4	7,0	5,6	6,1	4,2	5,7	3,8	5,1	3,2	7,5	5,6	6,6	4,1	6,4	3,9	5,8	3,3	8,0	5,5
6,9	5,5	6,1	4,7	5,5	4,1	8,8	7,4	7,3	5,4	6,6	4,7	5,7	3,8	9,3	7,4	7,7	5,2	7,4	4,9	6,4	3,9	9,8	7,3
8,3	6,9	7,3	5,9	6,6	5,2	11,2	9,8	8,6	6,7	7,8	5,9	6,5	4,6	11,5	9,6	9,0	6,5	8,5	6,0	7,2	4,7	11,9	9,4
10,0	8,6	8,7	7,3	7,5	6,1	13,6	12,2	10,2	8,3	9,1	7,2	7,3	5,4	14,0	12,1	10,5	8,0	9,9	7,4	8,1	5,6	14,3	11,8
5,1	3,4	4,8	3,1	4,5	2,8	5,9	4,2	5,7	3,3	5,5	3,1	5,1	2,7	6,6	4,2	6,5	3,4	6,3	3,2	5,9	2,8	7,3	4,2
6,1	4,4	5,6	3,9	5,2	3,5	7,4	5,7	6,6	4,2	6,2	3,8	5,6	3,2	8,0	5,6	7,3	4,2	7,1	4,0	6,5	3,4	8,7	5,6
7,3	5,6	6,5	4,8	5,9	4,2	9,2	7,5	7,8	5,4	7,1	4,7	6,2	3,8	9,8	7,4	8,4	5,3	8,1	5,0	7,1	4,0	10,3	7,4
8,7	7,0	7,7	6,0	7,0	5,3	11,6	9,9	9,1	6,7	8,3	5,9	7,0	4,6	12,0	9,6	9,7	6,6	9,2	6,1	7,9	4,8	12,6	9,5
10,4	8,7	9,1	7,4	7,9	6,2	14,0	12,3	10,7	8,3	9,6	7,2	7,8	5,4	14,5	12,1	11,2	8,1	10,6	7,5	8,8	5,7	15,0	11,9
5,7	3,5	5,4	3,2	5,1	2,9	6,5	4,3	6,5	3,5	6,3	3,3	5,9	2,9	7,4	4,4	7,5	3,6	7,3	3,4	6,9	3,0	8,3	4,4
6,7	4,5	6,2	4,0	5,8	3,6	8,0	5,8	7,4	4,4	7,0	4,0	6,4	3,4	8,8	5,8	8,3	4,4	8,1	4,2	7,5	3,6	9,7	5,8
7,9	5,7	7,1	4,9	6,5	4,3	9,8	7,6	8,6	5,6	7,9	4,9	7,0	4,1	10,6	7,6	9,4	5,5	9,1	5,2	8,1	4,2	11,3	7,6
9,3	7,1	8,3	6,1	7,6	5,4	12,2	10,0	9,9	6,9	9,1	6,1	7,8	4,9	12,8	9,8	10,7	6,8	10,2	6,3	8,9	5,0	13,6	9,7
11,0	8,8	9,7	7,5	8,5	6,3	14,6	12,4	11,5	8,5	10,4	7,4	8,5	5,6	15,3	12,3	12,2	8,3	11,6	7,7	9,8	5,9	16,0	12,1
6,7	3,6	6,4	3,3	6,1	3,0	7,5	4,4	7,8	3,6	7,6	3,4	7,2	3,0	8,7	4,5	9,2	3,7	9,0	3,5	8,6	3,1	10,0	4,5
7,7	4,6	7,2	4,1	6,8	3,7	9,0	5,9	8,7	4,5	8,3	4,1	7,7	3,5	10,1	5,9	10,0	4,5	9,8	4,3	9,2	3,7	11,4	5,9
8,9	5,8	8,1	5,0	7,5	4,4	10,8	7,7	9,9	5,7	9,2	5,0	8,3	4,2	11,9	7,7	11,1	5,6	10,8	5,3	9,8	4,3	13,0	7,7
10,3	7,2	9,3	6,2	8,6	5,5	13,2	10,1	11,2	7,0	10,4	6,2	9,1	5,0	14,1	9,9	12,4	6,9	11,9	6,4	10,6	5,1	15,3	9,8
12,0	8,9	10,7	7,6	9,5	6,4	15,6	12,5	12,8	8,6	11,7	7,5	9,9	5,7	16,6	12,4	13,9	8,4	13,3	7,8	11,5	6,0	17,7	12,2
7,8	3,8	7,5	3,5	7,2	3,2	8,6	4,6	9,4	3,9	9,2	3,7	8,8	3,3	10,3	4,8	11,2	4,0	11,0	3,8	10,6	3,4	12,0	4,8
8,8	4,8	8,3	4,3	7,9	3,9	10,1	6,1	10,3	4,8	9,9	4,4	9,3	3,8	11,7	6,2	12,0	4,8	11,8	4,6	11,2	4,0	13,4	6,2
10,0	6,0	9,2	5,2	8,6	4,6	11,9	7,9	11,5	6,0	10,8	5,3	9,9	4,5	13,5	8,0	13,1	5,9	12,8	5,6	11,8	4,6	15,0	8,0
11,4	7,4	10,4	6,4	9,7	5,7	14,3	10,3	12,8	7,3	12,0	6,5	10,7	5,3	15,7	10,2	14,4	7,2	13,9	6,7	12,6	5,4	17,3	10,1
13,1	9,1	11,8	7,8	10,6	6,6	16,7	12,7	14,4	8,9	13,3	7,8	11,5	6,0	18,2	12,7	15,9	8,7	15,3	8,1	13,5	6,3	19,7	12,5
9,1	4,0	8,8	3,7	8,5	3,4	9,9	4,8	11,0	4,1	10,8	3,9	10,4	3,5	11,9	5,0	13,3	4,3	13,1	4,1	12,7	3,7	14,1	5,1
10,1	5,0	9,6	4,5	9,2	4,1	11,4	6,3	11,9	5,0	11,5	4,6	10,9	4,0	13,3	6,4	14,1	5,1	13,9	4,9	13,3	4,3	15,5	6,5
11,3	6,2	10,5	5,4	9,9	4,8	13,2	8,1	13,1	6,2	12,4	5,5	11,5	4,7	15,1	8,2	15,2	6,2	14,9	5,9	13,9	4,9	17,1	8,3
12,7	7,6	11,7	6,6	11,0	5,9	15,6	10,5	14,4	7,5	13,6	6,7	12,3	5,5	17,3	10,4	16,5	7,5	16,0	7,0	14,7	5,7	19,4	10,4
14,4	9,3	13,1	8,0	11,9	6,8	18,0	12,9	16,0	9,1	14,9	8,0	13,1	6,2	19,8	12,9	18,0	9,0	17,4	8,4	15,6	6,6	21,8	12,8
10,6	4,3	10,3	4,0	10,0	3,7	11,4	5,1	13,0	4,4	12,8	4,2	12,4	3,8	13,9	5,3	15,8	4,6	15,6	4,4	15,2	4,0	16,6	5,4
11,6	5,3	11,1	4,8	10,7	4,4	12,9	6,6	13,9	5,3	13,5	4,9	12,9	4,3	15,3	6,7	16,6	5,4	16,4	5,2	15,8	4,6	18,0	6,8
12,8	6,5	12,0	5,7	11,4	5,1	14,7	8,4	15,1	6,5	14,4	5,8	13,5	5,0	17,1	8,5	17,7	6,5	17,4	6,2	16,4	5,2	19,6	8,6
14,2	7,9	13,2	6,9	12,5	6,2	17,1	10,8	16,4	7,8	15,6	7,0	14,3	5,8	19,3	10,7	19,0	7,8	18,5	7,3	17,2	6,0	21,9	10,7
15,9	9,6	14,6	8,3	13,4	7,1	19,5	13,2	18,0	9,4	16,9	8,3	15,1	6,5	21,8	13,2	20,5	9,3	19,9	8,7	18,1	6,9	24,3	13,1

Es bedeuten: W = Widerstand pro t in kg, L = Radstand in m, R = Curvenhalbmesser in m, S = Wagenlänge und H = Wagenkastenhöhe in m, v = Geschwindigkeit in km pro Stunde, q = Bruttogewicht eines Wagens in t.

bleiben gegen diese Vermehrungsgrösse in der Graden zu beobachten war.

Ein sicheres Urtheil oder gar Gesetzbestimmung der Abweichung zwischen Geschwindigkeits- (Vermehrungs)- Widerstand in der Curve und in der Graden ist vermittelst der hier vorliegenden Beobachtungs-Resultate nicht möglich, doch wird für die Praxis angenommen werden können, der Curven-Widerstand ändere sich durch die Geschwindigkeit nicht und die Vermehrung des Widerstandes durch die Geschwindigkeit sei auf der Curve die gleiche, wie auf der Graden. Man wird dies um so schadloser annehmen dürfen, als hohe Geschwindigkeiten auf scharfen Curven nicht vorkommen und die Abweichungen auf schwächeren Curven keinesfalls beachtenswerth sind.

Zu einer Vermehrung des Grund-Curven-Widerstandes könnte die Centrifugalkraft Veranlassung geben. Doch bemerkbar kann dies erst bei sehr hohen Geschwindigkeiten sein, da beispielsweise die Centrifugalkraft in der Curve von 170<sup>m</sup> bei 40 km Geschwindigkeit den nach aussen gerichteten (bei geringster Geschwindigkeit auftretenden) Seitendruck der Vorderachse kaum um 20% erhöht und gleichzeitig die in gleichem Maasse sich einfindende Verminderung des nach dem Curvenmittelpunkt gerichteten Seitendruckes der anlaufenden Hinterachse die Einwirkung der Centrifugalkraft auf den Widerstand theilweise aufhebt. Eine Verminderung des Curvenwiderstandes könnte durch Abnahme des Reibungs-Coefficienten bei steigender Geschwindigkeit oder durch Verstärkung des Laufkreis-Unterschiedes der conischen Reifen bei stärkerem Seitendruck erfolgen und ist wohl anzunehmen, dass beide (Vermehrungs- und Verminderungs)-Wirkungen zum Theil gegeneinander verschwinden.

Zur Vereinfachung der Darstellung wurden auf Taf. XXVI bis XXVIII sowohl die Grund-Curvenwiderstände, wie auch die Grundwiderstände nicht von ihrem eigentlichen Orte der Geschwindigkeits-Widerstandslinien, nämlich nicht von dem zu 5 km gehörenden Orte, sondern vom Nullpunkt an abwärts abgetragen, wenn auch dadurch eine unbedeutende Ungenauigkeit entstand.

Nach den Versuchen der linksrheinischen Bahn (»Organ«, 1885, S. 42) soll der Curven-Widerstand mit abnehmender

Geschwindigkeit gewaltig steigen, nämlich  $\frac{5368 L}{v R}$  kg pro Tonne

betragen, was für einen Radstand von 4<sup>m</sup> und einem Curvenhalbmesser von 250<sup>m</sup> einen Widerstand von 17,18 kg für 5 km Geschwindigkeit und 2,15 kg für 40 km Geschwindigkeit ergibt, während nach den diess. Versuchen ein Widerstand von 3,3 kg für den angegebenen Radstand und Curvenhalbmesser für jede Geschwindigkeit anzunehmen ist. Wenn auch bei den diess. Versuchen manchmal ein Abnehmen des Curvenwiderstandes bei sehr hohen Geschwindigkeiten bemerkbar wurde, so sahen wir doch niemals die durch die linksrheinischen Versuche gefundene hohe Widerstandssteigerung bei geringerer Geschwindigkeit bestätigt. Die von der Bayrischen Staatsbahn vor einigen Jahren angestellten umfangreichen Versuche haben bezüglich des Curvenwiderstandes ziemliche Uebereinstimmung mit unseren Resultaten ergeben, wenn man die Bayrische Formel

$\frac{650,4}{R - 55}$ , welche leider den Radstand ganz unberücksichtigt lässt, speziell für 4<sup>m</sup> Radstand-Wagen gelten lässt. (Siehe Fig. 4, Tafel XXVI.)

#### 4. Gesamt-Widerstand eines gezogenen Wagen-Zuges auf horizontaler Bahn.

Die sämtlichen Widerstände bestehen nach dem Vorhergehenden aus:

1. Grund-Widerstand, d. i.

$w_g$  { Widerstand des Fahrzeuges in der Graden bei geringster Geschwindigkeit,

2. Grund-Curven-Widerstand, d. i.

$w_c$  { Widerstandsvermehrung durch Bahnkrümmung bei geringster Geschwindigkeit,

3. Geschwindigkeits-Widerstand, d. i.

$w_v$  { Widerstandsvermehrung durch die Geschwindigkeit (auf der Geraden).

Es ist also der Gesamtwiderstand  $w$  in kg pro Tonne:

$$w = w_g + w_c + w_v,$$

und nach dem Vorhergehenden

$$w_g = 1,5 \text{ kg},$$

$$w_c = 21 \frac{4L + L^2}{R - 45},$$

$$w_v = \frac{0,02 S v + 0,0014 (S + H) v^2}{q},$$

also

$$w = 1,5 + 21 \frac{4L + L^2}{R - 45} + \frac{0,02 S v + 0,0014 (S + H) v^2}{q}$$

$w$  Gesamt-Widerstand in kg pro Tonne,

$L$  Radstand

$R$  Curvenhalbmesser

$S$  durchschnittliche Länge der Wagen

$H$  durchschnittliche Höhe der Wagenkästen

$v$  Geschwindigkeit in Kilometer pro Stunde,

$q$  durchschnittliches Bruttogewicht der Wagen in Tonnen.

Nach dieser Formel und der unter (5) angegebenen Verminderungs-Formel für Lenkachsen ist die beigefügte Tabelle berechnet.

Der Werth von  $v$  ist als relative Fahrgeschwindigkeit bezüglich der Luftströmungs-Geschwindigkeit einzusetzen, sodass bei einem Wind von  $\pm v_1$  km Geschwindigkeit in der Fahrtrichtung und einer Zuggeschwindigkeit von  $v_2$  eine Geschwindigkeit  $v = v_2 \mp v_1$  in die Formel eingesetzt werden müsste.

Da solche Berechnungen in der Praxis auf die vorkommenden ungünstigsten Verhältnisse angepasst werden müssen, so wird ein normaler Gegenwind Berücksichtigung zu finden haben. Nach englischen Angaben haben die Winde folgende Geschwindigkeit:

Just perceptible	176 bis	264'	engl. pro Min.
Pleasant breeze	880	< 1320'	< < <
Highwind	2640	< 3080'	< < <
Storm		4400'	< < <
Hurricane	7040	< 8800'	< < <

Nimmt man eine pleasant breeze als Normalwind mit 800' pro Minute an, so ist  $v$  in der Formel um die Konstante 15 km pro Stunde zu vergrössern und würde dann folgende Formel zur Berechnung des Widerstandes des Wagenzuges excl. Locomotive gewählt werden können:

$$1,5 + 21 \frac{4L + L^2}{R - 45} + \frac{0,02 S (v + 15) + 0,0014 (S + H) (v + 15)^2}{q}$$

Der Luftwiderstand gegen die vordere Stirnfläche des Zuges wurde in diesen Formeln nicht berücksichtigt, weil diese Formeln sich nur auf den Widerstand des von der Locomotive gezogenen Wagenzuges beziehen. Bei der Berechnung des Widerstandes der Locomotive mit Tender dürfte jedoch — namentlich bei leichten Zügen und hohen Geschwindigkeiten — dieser Stirnluftwiderstand mit einzurechnen sein und zwar etwa mit dem in der »Hütte« angegebenen Betrage von

$$0,0094 v^2 \text{ kg pro qm,}$$

worin  $v$  die Fahrgeschwindigkeit in Kilometer pro Stunde bedeutet. Als Fläche würde die grösste Profilfläche der Locomotive in Rechnung zu ziehen sein. Dagegen würde der Grundwiderstand der Locomotive ausser Betracht bleiben müssen, wenn man den Gesamt-Zugswiderstand incl. Locomotive und Tender mit der Zugkraft der Locomotive zu vergleichen hat und wenn diese Zugkraft diejenige Kraft ausdrückt, welche sie bei langsamster Bewegung in der Graden auszuüben vermag. Der Curvenwiderstand dürfte nach der für die Wagen gefundenen Formel zu berechnen und der Tender als gezogener Wagen zu behandeln sein.

Nennt man  $F_L$  die grösste Profilfläche,  $L_L$  den Radstand,  $G_L$  das Gewicht der Locomotive (in Tonnen),  $L_T$  und  $G_T$  den Radstand und das Gewicht des Tenders, so dürfte nach den für die Wagen gefundenen Resultaten folgende Formel für den in Betracht kommenden Widerstand der Locomotive mit Tender brauchbar sein:

$$1,5 G_T + 21 \frac{(4 L_L + L_L^2) G_L + (4 L_T + L_T^2) G_T}{R - 45} + 0,0094 F_L (v + 15)^2$$

$L$  und  $R$  in m,  $G$  in Tonnen,  $F$  in qm und  $v$  in km pro Stunde.

Fig. 8 und 9, Taf. XXVII, zeigen Zusammenstellungen der aus einigen, hier zur Hand befindlichen Formeln gebildeten Widerstandslinien, wobei zu bemerken ist, dass der Antheil des Curvenwiderstandes unseres Wissens bis jetzt nur seitens der bayrischen Bahn (nur für ca. 4<sup>m</sup> Radstand) und linksrheinischen Bahn, sowie durch diesseitige Versuche bestimmt worden ist. Redtenbacher findet auf theoretischem Wege den Curvenwiderstand zu

$$w_c = 1162 f \frac{L + s}{2 R},$$

worin  $f$  den Reibungs-Coefficienten zwischen Schienen und Rad, ferner  $s$  die Spurweite,  $L$  den Radstand,  $R$  den Curvenhalbmesser in m und  $w_c$  den Widerstand in kg pro Tonne bedeuten.

In Figur 6 wurde die betreffende Linie mit  $f = \frac{1}{6}$  erzeugt, also nach dem Ausdruck

$$w_c = 96 \frac{L + s}{R}.$$

## 5. Lenkachsen.

Der Grund-Widerstand (Widerstand in der Graden bei geringster Geschwindigkeit) der Lenkachsen scheint nach den gewonnenen Resultaten ca. 20% geringer zu sein, als der der Steifachsen, also 1,2 kg pro Tonne im Durchschnitt zu betragen. Der Grund-Curven-Widerstand der Lenkachsen ist, wie die Diagramme auf Taf. XXVI zeigen, ein sehr geringer, kann aber wegen des Reibungs-Widerstandes der Lenkeinrichtung nicht gänzlich aufgehoben werden.

Nach den vorliegenden Versuchen fällt dieser Widerstand bei den 5<sup>m</sup> Radstand-Wagen auf  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{1}{4}$  und bei den 7<sup>m</sup> Radstand-Wagen auf  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{6}$  des gleichnamigen Widerstandes der steifachsigen Wagen, wenn man ihn von der 800<sup>m</sup> Curve bis zur 170<sup>m</sup> Curve verfolgt.

Das Verhältniss des Curvenwiderstandes der Steifachsen zu dem der Lenkachsen steigt zu Ungunsten der Steifachsen mit wachsender Bahnkrümmung und wachsendem Radstande, da der Lenkachsen-Curvenwiderstand nur wenig sich vermehrt, wenn der Radstand und die Bahnkrümmung wächst.

Aus den Diagrammen, Fig. 4 und 5, Taf. XXVI, ersieht man, dass sich die fraglichen Lenkachsenwagen in den Versuchs-Curven wie steifachsige Wagen von 1,5 bis 3,2<sup>m</sup> Radstand verhalten haben.

Einen Annäherungswerth des Grund-Curven-Widerstandes der Lenkachsen erhält man durch den Ausdruck:

$$w_c^t = \frac{40 L}{R} + 0,4.$$

Der Gesamt-Widerstand der Lenkachsen-Wagen ist hiernach um

$$1,6 + 21 \frac{4L + L^2}{R - 45} - \left( 1,2 + \frac{40L}{R} + 0,4 \right) = 21 \frac{4L + L^2}{R - 45} - \frac{40L}{R}$$

oder annähernd um

$$21 L \frac{L + 2,5}{R - 45}$$

kleiner, als der Gesamtwiderstand der Steifachsen unter sonst gleichen Umständen.

Um also den Gesamtwiderstand für Lenkachsen zu finden, kann man den Gesamtwiderstand der Steifachsen (nach der Formel) berechnen und den gefundenen Werth um den hier angegebenen Betrag kürzen.

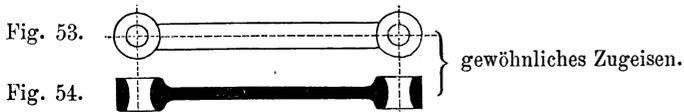
Indem wir diese Resultate der Oeffentlichkeit übergeben, sind wir keineswegs der Meinung, dass sie sich anmaassen dürften, für alle Fälle mathematisch genaue Werthe liefern zu wollen. Im Gegentheil halten wir sie, abgesehen davon, dass Resultate mit solchem Anspruch, bei der Fülle und der Veränderlichkeit der in Betracht kommenden Einwirkungen, niemals gefunden werden können, für verbesserungsbedürftig. Da jedoch die umfangreichen Versuche mit bestwilliger Gewissenhaftigkeit vorgenommen und in ihrer Ausführungsweise möglichst den im Betriebe vorkommenden Verhältnissen angepasst wurden, so werden die daraus gewonnenen Resultate und Formeln hinlänglich angenährte Werthe für die Praxis liefern können.

## Beurtheilung der sächsischen Locomotiv-Tender-Kuppelung.

Von **A. M. Friedrich**, Königl. Sächs. Maschinen-Inspector in Dresden.

(Hierzu Fig. 11—15 auf Taf. XXV und Fig. 7—14 auf Taf. XXVIII.)

Die Kuppelung der Locomotiven und Tender erfolgt auf den Kgl. Sächs. St.-Eisenbahnen in der Regel durch ein gewöhnliches Zugeisen nach Fig. 53 und 54 und ausserdem, besonders bei schnellfahrenden Personen- und Eilzugmaschinen, durch ein breites Kuppelleisen, welches die Schlingerbewegungen dieser Locomotiven wesentlich vermindert.



Das letztere Verfahren, die sog. sächsische Kuppelung, bei welcher, wie Fig. 7 und 8 auf Taf. XXVIII zeigt, die Anordnung der Stossbuffer und Zugfeder dieselbe ist, wie bei der Anwendung des gewöhnlichen Zugeisens und bei welcher das breite Kuppelleisen derart im Zugkasten gelagert ist, dass es sich darin zwar vertikal, aber nicht, oder nur wenig seitlich bewegen kann, hebt die freie gegenseitige Beweglichkeit, welche die gewöhnliche Kuppelung der Locomotive und dem Tender gestattet, auf und lässt nur eine vertikale Drehachse übrig, welche mit der Locomotive fest verbunden ist, und um die sich der Tender innerhalb gewisser Grenzen drehen kann.

Insoweit breite Zugeisen auch zur Kuppelung von Güterzugmaschinen versuchsweise in Anwendung gekommen sind, handelt es sich weniger um die Beseitigung oder Verminderung von Schlingerbewegungen, sondern hauptsächlich um Erreichung eines andern Zweckes, der hier absichtlich ausser Betracht bleiben soll.

Ausser den genannten beiden Arten der Verbindung der Locomotive mit dem Tender ist auf den in Rede stehenden Bahnen noch eine Anordnung versuchsweise in Anwendung gekommen, bei welcher die Kuppelung in gewöhnlicher Weise nach Fig. 53 und 54, bzw. Fig. 7 und 8 auf Taf. XXVIII stattfindet, bei welcher aber unter dem Zugeisen noch ein Zahnbuffer angeordnet ist.

Ferner sind auf den Kgl. Sächs. St.-Eisenbahnen an einer Anzahl Schnellzugmaschinen, also an Locomotiven, deren Kuppelachse hinter der Feuerbüchse liegt, die Stossbuffer als Zahnbuffer ausgeführt, wobei die Form der Bufferplatten der Skizze Fig. 14 auf Taf. XXV entspricht und die schrägen Anlaufflächen dieser Platten den Zweck haben, ein Auszählen der Seitenbuffer zu verhindern. Vergleiche auch das Referat über die Beantwortung der Frage Gruppe III No. 21 für die X. Versammlung der dem Vereine deutscher Eisenbahnverwaltungen angehörenden Techniker.

Um zu ermitteln, welchen Einfluss das breite Kuppelleisen auf die damit verbundenen Fahrzeuge ausübt, ist zunächst der Lauf einer Locomotive nebst Tender im Curvengleis für die Vorwärtsfahrt zu betrachten. Hierbei handelt es sich um Maschinen, welche auch Curven mit kleineren Radien schnell und sicher durchfahren können. Dieser Anforderung entsprechen aber diejenigen Personenzugmaschinen, deren Vorderachse eine Lenkachse ist, die sich während der Fahrt radial einstellt und

deren Kuppelachse hinter dem Feuerkasten liegt, also eine Maschine, deren gesammter Radstand gross und deren fester Radstand verhältnissmässig klein ist.

Bei der Bewegung in den Curven besitzen die Eisenbahnfahrzeuge in Folge des Beharrungsvermögens bekanntlich das Bestreben, sich spießkantig zu stellen. Dementsprechend erhalten sämtliche Hinterachsen, soweit der Radstand der einzelnen Fahrzeuge es gestattet, eine radiale Stellung, während die Vorderachsen sich vom Gleismittelpunkt zu entfernen bestreben, was leicht daran zu erkennen ist, dass diese Achsen in Curven stets mit Anlauf am äusseren Schienenstrang sich fortbewegen.

Die schematische Skizze Fig. 13 auf Taf. XXVIII entspricht hiernach der naturgemässen Stellung der Locomotive und des Tenders für die Vorwärtsfahrt derselben im Curvengleis.

Es ist für die Locomotive:

$$\begin{aligned} (R - n_0)^2 &= (R - s_0)^2 + [(A + a) - 2a]^2; \\ n_0^2 - 2Rn_0 &= (A - a)^2 - 2Rs_0 + s_0^2; \\ n_0 &= R - \sqrt{(A - a)^2 + (R - s_0)^2}; \\ \text{und } s_0 &= R - \sqrt{R^2 - 4a^2}. \end{aligned}$$

Ferner ist für den Tender:

$$\begin{aligned} (R + n_1)^2 &= (R - s_1)^2 + (A_1 + a_1)^2; \\ n_1^2 + 2Rn_1 &= (A_1 + a_1)^2 - 2Rs_1 + s_1^2; \\ n_1 &= -R + \sqrt{(A_1 + a_1)^2 + (R - s_1)^2}; \\ \text{und } s_1 &= R - \sqrt{R^2 - 4a_1^2}. \end{aligned}$$

Für die Locomotive und den Tender folgt:

$$n_0 + n_1 = \sqrt{(A_1 + a_1)^2 + (R - s_1)^2} - \sqrt{(A - a)^2 + (R - s_0)^2}.$$

An der Locomotive sei:

$$\begin{aligned} \text{der äussere Radstand } 2a &= 3950 \text{ mm}, \\ (A + a) &= 5670 \text{ mm}, \\ (A - a) &= 1720 \text{ mm}. \end{aligned}$$

An dem Tender mit 3 Achsen sei:

$$\begin{aligned} \text{der äussere Radstand } 2a_1 &= 2740 \text{ mm}, \\ (A_1 + a_1) &= 3788 \text{ mm}. \end{aligned}$$

An dem Tender mit 2 Achsen sei:

$$\begin{aligned} \text{der Radstand } 2a_1 &= 2800 \text{ mm}, \\ (A_1 + a_1) &= 4107 \text{ mm}. \end{aligned}$$

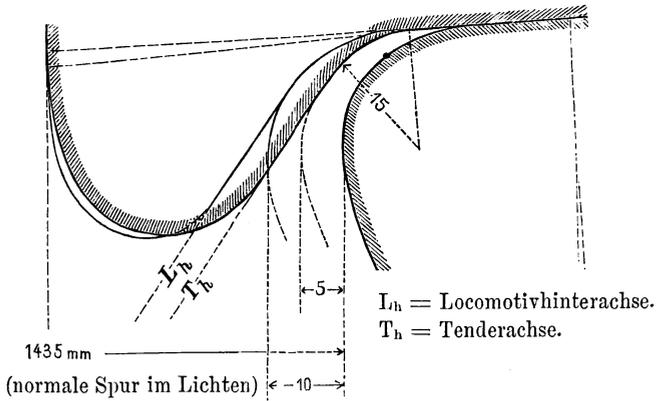
Hiermit berechnet sich für die ungezwungene Einstellung von Locomotive und Tender in Curven die nachstehende Tabelle A.

Tabelle A.

Curven-Radius	Locomotive		Tender				Locomotive und Tender	
			mit 3 Achsen		mit 2 Achsen		3achs. T.	2achs. T.
	$(A - a)^2 = 2958400 \text{ mm}^2$	$n_0$	$(A_1 + a_1)^2 = 14348944 \text{ mm}^2$	$n_1$	$(A_1 + a_1)^2 = 16867450 \text{ mm}^2$	$n_1$	$n = n_0 + n_1$	
Meter	Millimeter		Millimeter		Millimeter		Millimeter	
600	13*	10,6*	6*	6,0*	6*	8,0	16,0**	18,6**
500	16	13,1	8	6,3	8	8,9	19,4	22,0
400	20	16,3	10	7,9	10	11,1	24,2	27,4
300	26	21,1	13	10,9	13	15,1	32,0	36,2
200	39*	31,6*	19	16,9	20	22,2	48,5*	53,8*
150	52*	42,5*	25	22,8	26	30,2*	65,3**	72,7**

Der Spielraum der Locomotivhinterachse beträgt im Ganzen  $2 \times 10 = 20 \text{ mm}$ ; derjenige der Tenderhinterachse  $2 \times 5$

Fig. 55.



= 10 mm. Ohne Rücksicht auf die Spurerweiterung kann mithin:  $s_0 = 10 \text{ mm}$  und  $s_1 = 5 \text{ mm}$  betragen.

Beim Auslegen von Curvengleisen wird der äussere Schienenstrang zuerst in der vorgeschriebenen Curve befestigt und die Erweiterung durch Verrücken des inneren Stranges bewirkt. Dementsprechend kann sich die Locomotiv- und Tenderhinterachse in Curven auch noch um den ganzen Betrag der Spurerweiterung  $e$  verschieben. Es ist also:

$$s_0 \text{ maximum} = 10 + e \text{ und } s_1 \text{ maximum} = 5 + e \text{ mm.}$$

Hiermit erhält man die folgende Zusammenstellung B.

Tabelle B.

Curven-Radius R	Spurerweiterung e	Grösstmögliche Werthe, welche die Gleisweite gestattet:				
		Locomotive		3 und 2 achsiger Tender		Locomot. u. Tender
		$s_0$ Maxim.	$n_0$ Maxim.	$s_1$ Maxim.	$n_1$ Maxim.	
Meter	Millim.	Millimeter		Millimeter		Millimeter
600	0	10*	8,1*	5*	5,0*	13,1**
500	10	20	16,4	15	11,8	28,2
400	15	25	20,4	20	15,8	36,2
300	20	30	24,4	25	21,0	45,4
200	25	35*	28,4*	30	26,7	55,1*
150	25	35*	28,6*	30	27,4	56,0**

Insoweit die Werthe  $s_0$  und  $s_1$  der Tabelle A mit \*) bezeichnet, also grösser sind als diese Werthe der Tabelle B, findet bei Anwendung des gewöhnlichen Zugeisens ein der Differenz entsprechender seitlicher Angriff der Schienenköpfe und Spurkränze statt.

Das breite Zugeisen bringt die Locomotivhinterachse und Tendervorderachse in eine mittlere Stellung und verhindert ein seitliches Ausweichen dieser beiden Achsen, von welchen die Erstere radial, die Letztere aber an die äussere Schiene zu laufen bestrebt ist. Es wirken mithin, abgesehen von der hier nicht in Frage kommenden Zugkraft, zwei rechtwinklig zum Gleis und entgegengesetzt gerichtete Kräfte auf den Tenderzugbolzen ein.

Bei der naturgemässen Stellung der Eisenbahnfahrzeuge während der Fahrt wird der Centrifugalkraft, welche die Ten-

dervorderachse nach aussen treibt, von der nach innen gerichteten Gewichtskomponente dieser im überhöhten Curvengleis befindlichen Achse ebenso das Gleichgewicht gehalten, wie auch die radial und entgegengesetzt gerichteten Kräfte, welche auf die Locomotivhinterachse einwirken, bei ungezwungenem Lauf derselben einander aufheben.

Es kommen mithin in der folgenden Erörterung nur die im Tenderzugbolzen angreifenden Kräfte in Betracht, welche zur Drehung der Locomotive um den Drehzapfen ihrer Vorderachse, und des Tenders, um eine durch dessen Schwerpunkt gelegte vertikale Linie, die durch die Mitte der Tendermittellachse geht, erforderlich sind. Die Ueberhöhung der äusseren Schiene kann dagegen dem Vorstehenden gemäss und auch deshalb ausser Betracht bleiben, weil dieselbe nur am hinteren Theile der Locomotive, bezw. des Tenders der bezeichneten Drehung entgegenarbeitet, die Letztere aber am vorderen Theile dieser Fahrzeuge begünstigt.

Bezeichnet  $\varphi$  den Reibungscoefficient zwischen Rad und Schiene,  $G = G_v + G_m + G_h$  das Gewicht der Locomotive,  $g = g_v + g_m + g_h$  das Gewicht des Tenders, wobei v, m und h die betreffenden Vorder-, Mittel- und Hinterachsen bezeichnen, so ist die zum Drehen der Locomotive erforderliche Kraft:

$$L = \frac{\varphi (2a G_h + b G_m)}{A + a} \text{ (siehe Fig. 13 auf Taf. XXVIII.)}$$

und die zum Drehen des Tenders erforderliche Kraft:

$$T = \frac{\varphi (a_1 g_v + a_1 g_h)}{A_1} = \frac{\varphi a_1}{A_1} (g_v + g_h).$$

Für einen zweiachsigen Tender ist:

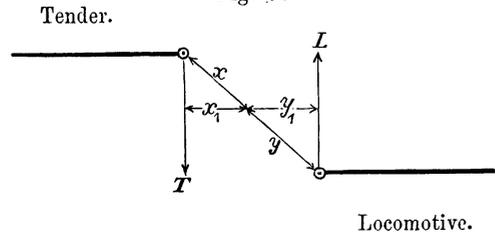
$$g = g_v + g_h.$$

In diesem Falle wird:

$$T = \varphi g \frac{a_1}{A_1}.$$

Wird ferner die Länge, um welche der Tender an seinem Zugbolzen von der Locomotive gegen den Gleismittelpunkt gezogen wird mit  $x$ , und die Länge, um welche die Locomotive an dem genannten Bolzen von dem Tender nach aussen gezogen wird mit  $y$  bezeichnet, so muss für die Mittelstellung, bei welcher Gleichgewicht stattfindet, sein:

Fig. 56.



$$T x_1 + L y_1 = 0;$$

$$\frac{x_1}{y_1} = \frac{x}{y} = \frac{L}{T};$$

$$\text{oder: } x = \frac{L}{T} \cdot y.$$

Setzt man:

$$y + x = n_0 + n_1 =: n,$$

$$\text{so ist: } y = n - x;$$

$$\text{und: } x = n \frac{L}{L + T}.$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, dass auch der Reibungscoefficient den Werth  $x$  nicht beeinflusst, da  $\varphi$  sich aufhebt, wenn die Werthe  $L$  und  $T$  in die Gleichung für  $x$  eingesetzt werden. Dabei erhält man:

$$x = \frac{n A_1 (2 a G_h + b G_m)}{A_1 (2 a G_h + b G_m) + a_1 (A + a) (g_v + g_h)}$$

Diese Formel gilt sowohl für 3achsige, wie für 2achsige Tender.

Setzt man annäherungsweise:

$$b = a; 2 G_h = G_h + G_v$$

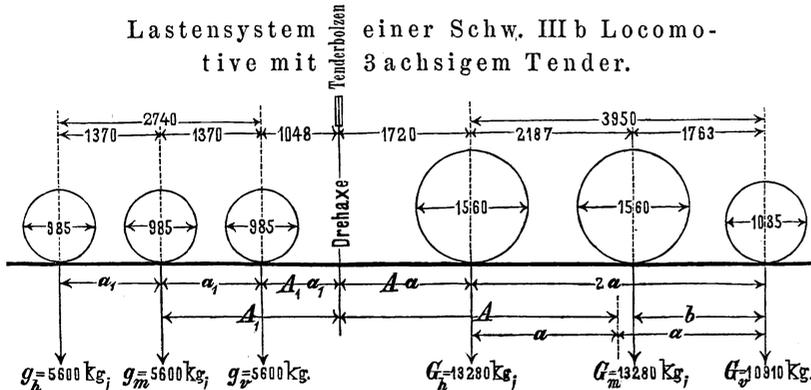
und nimmt man einen 2achsigen Tender an, so vereinfacht sich diese Formel wie folgt:

$$x = \frac{n A_1 G}{A_1 G + a_1 g (A + a)}$$

Es sollen nun die in Fig. 57 enthaltenen, einer Personenzugslocomotive der Gattung Schw. III b mit 3-, bzw. 2achsigen Tender entsprechenden Zahlenwerthe eingesetzt werden.

Fig. 57.

Lastensystem einer Schw. III b Locomotive mit 3achsigen Tender.



(Gewicht des betriebsfäh. Tenders  $g = 16800$  kg.) – (Gew. der betriebsf. Locomot.  $G = 37470$  kg.)

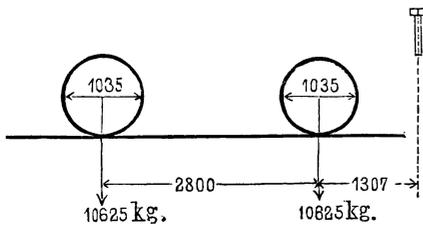
Hiermit erhält man bei Anwendung eines 3achsigen Tenders:

$$x = n \cdot \frac{2418 (2 \cdot 1975 \cdot 13280 + 1763 \cdot 13280)}{2418 (2 \cdot 1975 \cdot 13280 + 1763 \cdot 13280) + 1370 \cdot 5670 \cdot 11200};$$

$$x = 0,6783 \cdot n; \text{ oder rund: } x = \frac{2}{3} n.$$

Bei Anwendung eines 2achsigen Tenders erhält man nach Fig. 58:

Fig. 58.



$$x = n \cdot \frac{2707 (2 \cdot 1975 \cdot 13280 + 1763 \cdot 13280)}{2707 (2 \cdot 1975 \cdot 13280 + 1763 \cdot 13280) + 1400 \cdot 5670 \cdot 21250};$$

$$x = 0,5491 n; \text{ oder rund: } x = \frac{1}{2} n.$$

Hiermit findet man die Werthe der nachstehenden Tabelle C.

Tabelle C.

Curven-Radius R	mit 3achsigen Tender:			mit 2achsigen Tender:		
	n	x	y	n	x	y
Meter	Millimeter			Millimeter		
600	16,0	10,85	5,15	18,6	10,21	8,39
500	19,4	13,16	6,24	22,0	12,08	9,92
400	24,2	16,41	7,79	27,4	15,05	12,35
300	32,0	21,71	10,29	36,2	19,88	16,32
200	48,5	32,90	15,60	53,8	29,54	24,26
150	65,3	44,29	21,01	72,7	39,92	32,78

Setzt man  $\varphi = 0,2$ , so folgt ferner:

Für die Locomotive:

$$L = \frac{0,2 (2 \cdot 1975 \cdot 13280 + 1763 \cdot 13280)}{5670} = 2676,14 \text{ kg};$$

für den 3achsigen Tender:

$$T = \frac{0,2 \cdot 1370}{2418} (5600 + 5600) = 1269,15 \text{ kg};$$

für den 2achsigen Tender:

$$T = 0,2 \cdot 21250 \cdot \frac{1400}{2707} = 2198,01 \text{ kg}.$$

Aus dem Vorstehenden ergibt sich, dass die Kraft, welche erforderlich ist, den 2achsigen Tender in die Mittelstellung zu bringen, wesentlich grösser ist, als die entsprechende Kraft bei einem 3achsigen Tender.

Es verhält sich nämlich:

$$\frac{T_{2\text{achs}}}{T_{3\text{achs}}} = \frac{2198,01}{1269,15} = 1,73; \text{ oder rund } 1\frac{3}{4};$$

$$\frac{x_{2\text{achs}}}{x_{3\text{achs}}} = \frac{0,5491}{0,6783} = 0,809; \text{ oder rund } 0,8.$$

Bei einer gemeinschaftlich mit mehreren Maschinen - Ingenieuren bewirkten Probefahrt

mit einer dem Vorstehenden entsprechend construirten Personenzugsmaschine und einem 3achsigen Tender, wobei die Versuchsmaschine bei der Beförderung von Eil- und Personenzügen in curvenreichen Bahnlagen und geraden Gleisstrecken Vorspanndienste leistete, hatte sich ein vollständig zufriedenstellendes Resultat ergeben. Insbesondere wurde dabei durch Spiegelbeobachtungen der Hinterachse der Locomotive und Vorderachse des Tenders, sowie durch directe Beobachtung der Vorderachse der Maschine und Hinterachse des Tenders festgestellt, dass sämtliche Spurkränze der nämlichen Seite in den Curven stets an dem äusseren (längeren) Schienenstrang anliefen, oder sich doch demselben sehr nahe hielten. Der Gang der Locomotive war in Folge der Verbindung derselben mit dem Tender vermittelt des breiten Zugeisens selbst bei den hohen Eilzugsgeschwindigkeiten jederzeit ein verhältnissmässig sehr ruhiger und auch bei der Leerfahrt mit verkehrt stehender Maschine (Tender voran) traten bei der hier einige Male ausnahmsweise angewendeten, sonst unzulässig hohen Geschwindigkeit von 60 km pro Stunde, insoweit die Gleislage Nichts zu wünschen übrig liess, keineswegs besonders bedenkliche Schlingerbewegungen der Locomotive ein.

Ganz anders gestaltete sich das Versuchsergebnis bei Benutzung eines 2achsigen Tenders und einer dem Vorstehenden entsprechenden Locomotive auf der Bahnlinie Flöhn-Reitzenhain. Hierbei erwärmten sich in den Curven die Lager und Schenkel der vorderen Tenderachse dermaßen, dass das Schmieröl verdampfte und diese Theile zu pfeifen angingen. Der hierdurch angezeigte Angriff erfolgte, weil das Tendergestelle und daher auch die Tenderachslager von dem breiten Zugeisen in Richtung nach dem Curvenmittelpunkt gezogen werden, während die Achse selbst sich bestrebt, in entgegengesetzter Richtung zu entweichen, zwischen den Bündeln der Achsschenkel und Stirnflächen der Achslager.

Dies liess sich ohne Weiteres erkennen, weil die seitlichen Deckel der bezeichneten Achsbüchsen vorher entfernt worden waren.

Bezeichnet  $d$  den mittleren Durchmesser der reibenden Achsschenkelbünde und  $u = \pi \cdot d$ , so wird zwischen den Bündeln der beiden Achsschenkel und den zugehörigen Stirnflächen der beiden Lager der Tendervorderachse bei jeder Umdrehung derselben eine Reibungsarbeit verrichtet von:

$$A = 2 \psi \cdot \frac{T}{2} \cdot \pi \cdot d = \psi \cdot \pi \cdot d \cdot T.$$

Die Reibungsarbeit, welche das Gewicht des Tenders zwischen den Achsschenkeln und den darauf ruhenden hohl cylindrischen Lagerflächen desselben verursacht, kann wegen des zwischen diesen Reibflächen befindlichen Schmiermittels, so lange als ausserordentlich klein betrachtet werden und daher ausser Ansatz bleiben, als unter gewöhnlichen Umständen eine Erwärmung der reibenden Theile der Tenderachse nicht wahrnehmbar ist. Hierbei ist der Reibungscoefficient zufolge des Schmiermittels gleich oder doch nur wenig grösser als Null. Bezeichnet dagegen der oben eingesetzte Werth  $\psi$  den Coefficient für die Reibung zwischen den Achsschenkelbündeln und Stirnflächen der Achslager, auf welche Reibflächen nur wenig, oder überhaupt kein Schmieröl gelangt, und setzt man  $\psi = 0,16$ , so ist die Reibungsarbeit auf die Lagerstirnflächen beider Seiten der Tendervorderachse:

$$2\alpha = A = 0,16 \cdot \pi \cdot d \cdot T = 0,5 \cdot d \cdot T,$$

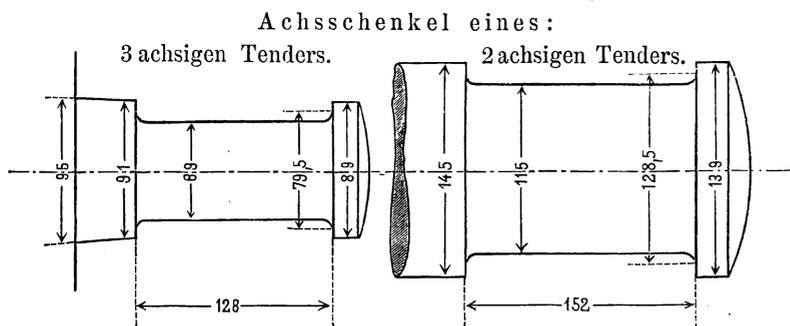
oder für jeden der beiden Schenkel der Tendervorderachse pro Umdrehung derselben:

$$\alpha = \frac{d \cdot T}{4}.$$

Hiernach ergibt sich für die Anwendung eines 3achsigen und eines 2achsigen Tenders folgender Vergleich.

Fig. 59.

Fig. 60.



Mittlerer Raddurchmesser im Laufkreis 985 mm; mittlerer Raddurchmesser im Laufkreis 1035 mm.

Die Anzahl der Umdrehungen der Vorderachse des 3achsigen Tenders beträgt pro Kilometer Curvenlänge:

$$n_1 = \frac{1000}{0,985 \cdot \pi} = 323,16 \text{ (vergl. Fig. 57),}$$

und für den 2achsigen Tender ist:

$$n_2 = \frac{1000}{1,035 \cdot \pi} = 307,55 \text{ (vergl. Fig. 58).}$$

Dementsprechend beträgt die Stirnreibungsarbeit für jeden Kilometer durchlaufener Curve pro Tendervorderachs-Schenkel:

$$\alpha_1 = \frac{n_1 d_1 T_1}{4} = \frac{323,16 \cdot 0,0795 \cdot 1269,15}{4} = 7197,9 \text{ mkg;}$$

$$\alpha_2 = \frac{n_2 d_2 T_2}{4} = \frac{307,55 \cdot 0,1285 \cdot 2198,01}{4} = 21716,1 \text{ mkg.}$$

Die von der Reibung erzeugte Wärme beträgt, da das mechanische Wärmeäquivalent der Wärmeeinheit = 424 mkg, pro km Curvenlänge:

$$W_1 = \frac{7197,9}{424} = 16,976, \text{ oder rund 17 Calorien;}$$

$$W_2 = \frac{21716,1}{424} = 51,217, \text{ oder rund 51 Calorien.}$$

Es verhält sich hiernach:

$$W_1 : W_2 = 1 : 3.$$

Diese Wärme erhitzt zunächst die Reibungsflächen und verbreitet sich von da aus in abnehmender Stärke über die Lager und Achsschenkel, sowie schliesslich über die ganze Achse.

Nimmt man, um eine möglichst zutreffende Vorstellung zu gewinnen, beispielsweise an, dass in der Zeit, in welcher ein Kilometer gefahren wird, die erzeugte Wärme zu beiden Seiten der Reibebene je ca. 50 mm tief in das Metall der Lager und Achsschenkel eindringt, so wiegt die erwärmte Metallmasse beim 3achsigen Tender;

$$0,8 \cdot \pi \cdot 0,1 \cdot 1,0 \cdot 7,7 = 1,856, \text{ oder rund 2 kg;}$$

beim 2achsigen Tender:

$$1,3 \cdot \pi \cdot 0,14 \cdot 1,0 \cdot 7,7 = 4,104, \text{ oder rund 4 kg.}$$

Setzt man ferner die spec. Wärme eines Achsschenkels und eines Achslagers im Durchschnitt gleich 0,1, so sind 0,1 Wärmeeinheiten erforderlich, um 1 kg der bezeichneten Theile um je 1 °C. zu erwärmen.

Bezeichnet nun  $t_1$  und  $t_2$  die Temperatur, welche das der Reibfläche zunächst befindliche Metall während der Fahrt in einer Curve von 1 km Länge annimmt, so ist:

$$t_1 = \frac{17}{2 \cdot 0,1} = 85 \text{ °C.},$$

$$\text{und: } t_2 = \frac{51}{4 \cdot 0,1} = 127,5 \text{ °C.}$$

Aus dem Vorstehenden ist ohne Weiteres ersichtlich, dass die Temperatur der Reibflächen wesentlich von der Geschwindigkeit abhängt, mit welcher die zu einem Kilometer Länge angenommene Curve durchfahren wird. Je länger die dazu verwendete Zeit ist, desto tiefer dringt die von der Reibungsarbeit erzeugte Wärme in das Metall ein, desto grösser wird also die erwärmte Metallmasse und desto weniger hoch dementsprechend die Temperatur der Letzteren.

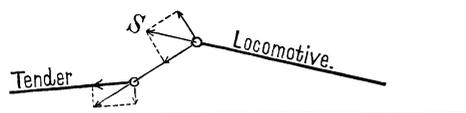
Beim Durchfahren zahlreicher Curven mit einem zweiachsigen Tender werden mithin, unter Anwendung des breiten Zugeisens, die Schenkel und Lager der Tendervorderachse leicht eine Temperatur annehmen, bei welcher das in den Achsbüchsen vorhandene Schmiermaterial verdampft. In diesem Falle kommt zur Reibung in den Stirnflächen der Lager noch die in den cylindrischen Laufflächen derselben entstehende Reibung hinzu, welche nun gleichfalls Wärme erzeugt, so dass alsbald Pfeifen und Heisslaufen der betreffenden Achslager die nothwendige Folge ist.

Beim 3achsigen Tender dagegen ermässigt sich die in den Stirnflächen in wesentlich geringerem Maasse erzeugte Wärme nach dem Passiren der Curve, in geraden Strecken zufolge der Ausstrahlung und der guten Leitungsfähigkeit der Metalle bald soweit, dass es zu einem Verdampfen des Schmieröles und zum Heisslaufen, sowie Pfeifen der Lager nicht kommt, wenn schon sich nicht verkennen lässt, dass auch bei 3achsigen Tendern eine grössere Beanspruchung der Vorderachslager derselben durch das breite Zugeisen, im Vergleich zum gewöhnlichen Kuppelleisen entsteht. Dasselbe gilt übrigens auch, wie leicht einzusehen ist, von der Abnutzung der Lager der hinteren Locomotivachse, wenn auch in geringerem Maasse als bezüglich der Tendervorderachse.

Aus dem Vorstehenden ergibt sich, dass die Stellung der Locomotive und des Tenders durch das breite Zugeisen oder durch die Kuppelung mit nur einer Drehachse (hier dem Tenderzugbolzen) in Bezug auf die Richtung der Radflantsche der gekuppelten Fahrzeuge gegen die Schienen bei der Vorwärtsfahrt verbessert wird.

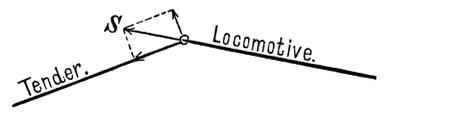
Für die Rückwärtsfahrt gelten die beiden Skizzen 61 und 62. Hieraus ist ersichtlich, dass in diesem Falle durch

Fig. 61.



a. gewöhnliche Kuppelung.

Fig. 62.



b. breites Kuppelleisen.

das breite Kuppelleisen die der Locomotive zunächst befindliche Tenderachse von S, der Schubkraft der Maschine, gegen den äusseren Schienenstrang gedrückt wird. Dieses Andrängen kann jedoch niemals zu einem Aufsteigen der bezeichneten Tenderachse führen, sondern es wird nur dem Maass entsprechend, in welchem dieselbe an der Bewegung nach aussen von der äusseren Schiene gehindert ist, die benachbarte Locomotivachse durch das breite Zugeisen von dem äusseren Schienenstrang entfernt gehalten.

Die schematische Skizze Fig. 14 auf Taf. XXVIII entspricht hiernach der Stellung der Locomotive und des Tenders bei der Rückwärtsfahrt im Curvengleis.

Es ist für die Locomotive:

$$(R + n_0)^2 = A^2 + (R - s_0)^2; \text{ oder:}$$

$$n_0 = -R + \sqrt{A^2 + (R - s_0)^2};$$

$$s_0 = R - \sqrt{R^2 - a^2}.$$

Für den Tender ist:

$$n_1 = -R + \sqrt{A_1^2 + (R - s_1)^2};$$

$$s_1 = R - \sqrt{R^2 - a_1^2}.$$

Setzt man wieder:

- Für die Locomotive . . .  $A = 3695 \text{ mm}$ ,
- $a = 1975 \text{ «}$
- für den 3achsigen Tender .  $A_1 = 2418 \text{ «}$
- $a_1 = 1370 \text{ «}$
- für den 2achsigen Tender .  $A_1 = 2707 \text{ «}$
- $a_1 = 1400 \text{ «}$

so berechnet sich für die ungezwungene Einstellung von Locomotive und Tender in den Curven die nachstehende Tabelle D.

Tabelle D.

Curven-Radius R	Locomotive (Stellung ideell und naturgemäss)			Tender mit 3 Achsen (Stellung ideell)		Tender mit 2 Achsen (Stellung ideell)		Locomotive und Tender	
	$s_0$	$n_0$	$n_0'$	$s_1$	$n_1$	$s_1'$	$n_1'$	$n = n_0' - n_1$	$n' = n_0' - n_1'$
	Millimeter			Millimeter		Millimeter		Millimeter	
600	3,3	8,1	15,3	1,6	3,2	1,7	4,4	12,1	10,9
500	3,9	9,8	17,0	1,9	3,8	2,0	5,4	13,2	11,6
400	4,9	12,2	19,4	2,4	4,8	2,5	6,7	14,6	12,7
300	6,6	16,2	23,4	3,2	6,4	3,3	9,0	17,0	14,4
200	9,8	24,3	31,5	4,7	9,7	4,9	13,4	21,8	18,1
150	13,0	32,5	39,7	6,2	13,0	6,5	17,9	26,7	21,8

Anmerkung. Die Radflantsche der Locomotiv-Hinterachse sind um 5 mm schwächer gedreht, als diejenigen der Vorderachse; es stellt sich daher für diesen Fall (Locomotiv-Kat. Schw. III b)  $n_0$  durchgehend um 7,2 mm grösser, als unter  $n_0$  in der vorstehenden Tabelle angegeben ist. Die Spalte  $n_0'$  giebt die um 7,2 mm vergrösserten Werthe von  $n_0$ .

Sieht man von den Curven mit  $R = 150 \text{ m}$  ab, welche von den in Rede stehenden Fahrzeugen nicht, oder doch nur langsam und ausnahmsweise durchfahren werden, so erhält man aus der Tabelle D den grössten Werth von  $n = n_0' - n_1$ , bezw.  $n' = n_0' - n_1'$  in Curven von 200 m Radius; nämlich bei Anwendung eines 3achsigen Tenders zu 21,8 oder rund 22 mm und bei Anwendung eines 2achsigen Tenders zu 18,1 oder rund 18 mm. Das ist im Durchschnitt zu  $\frac{22 + 18}{2} = 20 \text{ mm}$ , welche Länge durch das breite Zugeisen zu Null wird.

Auf der Bahnlinie »Reichenbach-Eger« fanden mit den Locomotiven Pittsburg und Cincinnati, und auf der Linie »Weischlitz-Wolfsgefurth« mit den Maschinen Jackson und New-Orleans Versuche statt, um den Einfluss des breiten Zugeisens, im Vergleich zu dem gewöhnlichen Kuppelleisen festzustellen. Die genannten 4 Locomotiven sind Schwartzkopf'sche Personenzugsmaschinen der Kat. Schw. III b, deren Vorderachse in einem Drehgestelle liegt, dessen Zapfen über dieser Achse angeordnet ist (Nowotny-

Achse). — Der Radstand jeder dieser Maschinen ist 3,950<sup>m</sup> und derjenige eines jeden der 4 Versuchstender 2,740<sup>m</sup>.

Die Linie Reichenbach-Eger besitzt zahlreiche Curven, deren kleinster Halbmesser 226<sup>m</sup> beträgt. Die Maximalsteigung dieser Linie ist 1 : 60 zwischen Bad Elster und Brambach, in der Nähe der Sächs.-Böhm. Landesgrenze. Im Uebrigen aber ist auf den geneigten Strecken das Verhältniss 1 : 100 vorherrschend.

Die Linie Weischlitz-Wolfsgefürth hat etwas günstigere Verhältnisse als jene Linie. Sie besitzt jedoch gleichfalls zahlreiche Curven. Der Minimalradius derselben beträgt 250<sup>m</sup>.

Die Maximalneigung dieser Linie, die ziemlich gleichmässig von Weischlitz nach Wolfsgefürth fällt, ist 1 : 140.

Bei diesen Versuchen hat sich ergeben, dass die Vorderachslager der beiden mit breiten Zugeisen ausgerüsteten Tender No. 120 und 259 ein wenig mehr seitliche Luft bekommen hatten, im Vergleich zu den beiden anderen Versuchstendern mit gewöhnlichen Kuppelleisen. Die Abnutzung der Radreifen dagegen, welche mit Hilfe der während der Versuchszeit aufgenommenen Profildbogen berechnet wurde, und die aus der nachstehenden Tabelle E ersichtlich ist, stellt sich zu Gunsten der breiten Kuppelleisen.

Tabelle E.

Kuppelung	Locomotive- und Tender- Achse	Zürück- gelegter Weg in Kilometer	Abnutzung der Rad- reifen pro 100 km in Gramm		Bemerkungen.
			einzel	im Durch- schnitt	
Gewöhnliches Kuppelleisen	Cincinnati Laufachse . . . . .	92176	214,0	141,3 126,2*)	Flantsch und Lauffläche gleich stark abgenutzt.
	desgleichen Hinterachse . . . . .	139824	120,3		desgleichen.
	Tenden No. 261 Vorderachse . . . . .	53205	96,0		Flantsch besonders stark abgenutzt.
	New-Orleans Laufachse No. 332 . . . . . Laufachse No. 305 . . . . .	27294 33977*)	164,0 128,0*)		Flantsch und Lauffläche in beiden Fällen stark abgenutzt.
	desgleichen Hinterachse . . . . .	72764	103,0		Flantsch und Lauffläche gleichstark abgenutzt.
	Tender No. 108 Vorderachse . . . . .	96456	150,5 96,0*)		Flantsch besonders stark abgenutzt.
Breites Kuppelleisen	Pittsburg Laufachse . . . . .	97318	91,0	95,6	Flantsch und Lauffläche gleich stark abgenutzt.
	desgleichen Hinterachse . . . . .	106397	99,5		Nur Lauffläche abgenutzt.
	Tender No. 259 Vorderachse . . . . .	115867	102,0		Flantsch und Lauffläche gleich abgenutzt.
	Jackson Laufachse . . . . .	127031	115,5		Flantsch und Lauffläche gleich stark abgenutzt.
	desgleichen Hinterachse . . . . .	136143	97,0		Hauptsächlich Lauffläche abgenutzt.
	Tender No. 120 Vorderachse . . . . .	79698	69,0		Lauffläche gleichmässig abgenutzt.

Anmerkung. Die Beobachtungen erstrecken sich über einige Abdrehungs-Perioden. Die Reifen der Laufachse No. 332 der Maschine New-Orleans und der Vorderachse des Tenders No. 108 bestanden aus Bessemerstahl: „Krupp“. Die übrigen Reifen dagegen sämtlich aus Krupp'schem Gussstahl. Die mit \*) bezeichneten Werthe entsprechen Gussstahlreifen von Krupp. Keine der hier bezeichneten Achsen war mit einer Reifenschmiervorrichtung versehen.

Aus der Tabelle E folgt:

$$x : 100 = 126,2 : 95,6,$$

$$x = 132.$$

Die Abnutzung der bezeichneten Reifen ist hiernach bei Anwendung des gewöhnlichen Zugeisens um 32% grösser, als bei Anwendung des breiten Kuppelleisens.

In neuerer Zeit ist das breite Zugeisen der Kgl. Sächs. St.-Eisenbahnen auch in abgeänderter Form zur Anwendung gekommen. Erwähnt sei in dieser Beziehung zunächst die nachstehend skizzierte Construction, Fig. 12 auf Taf. XXV, durch welche die Locomotive mit dem Tender anscheinend nahezu starr verbunden wird; eine Drehung der Locomotive, bzw. des Tenders um einen der 3 Hauptkuppelbolzen  $k_1$   $k_2$   $k_3$

also nicht, oder nur in sehr geringem Maasse stattfinden kann.

Die Beweglichkeit dieses Zugeisens ist ganz aufgehoben, wenn bei rechtsseitigem Anliegen des Bolzens  $k_3$  an das Zugeisen die Bolzen  $k_4$  und  $k_5$  linksseitig dasselbe scharf berühren. In Wirklichkeit findet aber hier ein geringer Spielraum statt. Die Grösse dieses Spielraumes ist im Ganzen  $2\beta$  und es kann der Winkel  $\beta$  der «Schlingerwinkel» genannt werden, während sich der Winkel  $\gamma$  der Fig. 11 und 13 auf Taf. XXV als »Drehwinkel« bezeichnen lässt.

Die Beweglichkeit des Zugeisens im Tenderkasten würde auch ganz aufgehoben sein, wenn die Ausführung nach Maassgabe der Fig. 15 auf Taf. XXV stattfände und dabei die Bolzen  $k_3$   $k_4$   $k_5$  scharf eingepasst wären. Das geschieht jedoch

thatsächlich nicht; vielmehr ist diese schematische Skizze nur beigefügt, um möglichst deutlich das Wesen des Winkels  $\beta$  und die Lage des Hauptdrehpunktes zwischen der Locomotive und dem Tender zu zeigen, welcher Punkt solchenfalls lediglich in den Hauptbolzen  $k_1$  feile.

Immerhin kann das in Fig. 12 auf Taf. XXV skizzierte breite Zugeisen, falls es keinen genügenden Spielraum im Locomotivzugkasten besitzt, nur auf Linien benutzt werden, welche keine Curven mit kleinen Radien besitzen, wenn  $\angle \beta$  sehr klein ist. Diese Einschränkung wird auch durch das in Fig. 13 auf Taf. XXV skizzierte breite Zugeisen aufgehoben, ohne dass es einen Schlingerwinkel  $\beta$  zu besitzen braucht, doch eine Drehung des Tenders um den Locomotivkuppelbolzen  $k_1$  gestattet.

Denkt man sich bei dieser Construction das Zugeisen im Tenderzugkasten von den 3 Bolzen  $k_3, k_4, k_5$  festgehalten, also der Skizze Fig. 15 auf Taf. XXV entsprechend, so ist  $\angle \beta = 0$  und es bleibt nur der Drehwinkel  $2\gamma$  übrig, welcher von der Länge des Loches beim Sicherheitsbolzen  $k_2$  begrenzt wird. In Wirklichkeit beträgt jedoch der gesammte Winkel, den die geometrische Längsachse der Locomotive mit derjenigen des Tenders einschliessen kann:

$$\delta = \beta \pm \gamma.$$

Aus Fig. 13 auf Taf. XXVIII folgt ferner:

$$\operatorname{tg} \varepsilon_0 = \frac{R - s_0}{A - a};$$

$$\operatorname{tg} \varepsilon_1 = \frac{R - s_1}{A_1 + a_1}.$$

Hiermit findet man:

$$\angle \varepsilon = 180^\circ - (\varepsilon_0 + \varepsilon_1)$$

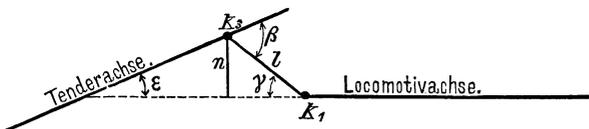
und es entspricht der Winkel  $\varepsilon$  der vollständig ungezwungenen Einstellung der Locomotive und des Tenders beim Durchfahren von Curven.

Auf den Kgl. Sächs. St.-Eisenbahnen wird das in Rede stehende breite Kuppelleisen u. A. beispielsweise auch an folgenden Maschinengattungen (Fig. 9, 10 und 11 auf Taf. XXVIII) angewendet.

Mit Hilfe des Vorstehenden lassen sich leicht für diese Constructionen die Werthe von  $s$ ,  $n$  und  $\varepsilon$  berechnen, welche in der nebenstehenden Tabelle F zusammengestellt sind.

Die grössten Werthe von  $\beta$  und  $\gamma$  findet man für die vollständig freie Einstellung:

Fig. 63.



$$\sin \gamma = \frac{n}{l} \text{ und } \angle \beta = \angle (\varepsilon + \gamma);$$

$n$  und  $\varepsilon$  sind aus der obigen Tabelle F zu entnehmen; für I und II ist  $l = 0,690 \text{ m}$ , für III ist  $l = 0,655 \text{ m}$ .

Tabelle F.

Curven-Radius R in Meter.	I. Maschine IIIb mit gewöhnlichem Normaltender $a = 1,9 \text{ m}; a_1 = 1,37 \text{ m}; (A-a) = 0,997 \text{ m}; (A_1+a_1) = 4,474 \text{ m}$ (Fig. 9 auf Taf. XXVIII)				II. Maschine V mit gewöhnlichem Normaltender $a = 1,7 \text{ m}; a_1 = 1,37 \text{ m}; (A-a) = 2,035 \text{ m}; (A_1+a_1) = 4,474 \text{ m}$ (Fig. 10 auf Taf. XXVIII)				III. Maschine VI mit langradständigem Tender $a = 2,115 \text{ m}; a_1 = 1,775 \text{ m}; (A-a) = 0,655 \text{ m}; (A_1+a_1) = 5,480 \text{ m}$ (Fig. 11 auf Taf. XXVIII)																								
	Locomotive		Tender		Locomotive		Tender		Locomotive		Tender		Locomotive und Tender																				
	$s_0$ mm	$\angle \varepsilon_0$ Grad etc.	$s_1$ mm	$\angle \varepsilon_1$ Grad etc.	$n$ mm	$\angle \varepsilon$ Grad etc.	$s_0$ mm	$\angle \varepsilon_0$ Grad etc.	$s_1$ mm	$\angle \varepsilon_1$ Grad etc.	$n$ mm	$\angle \varepsilon$ Grad etc.	$s_0$ mm	$\angle \varepsilon_0$ Grad etc.	$s_1$ mm	$\angle \varepsilon_1$ Grad etc.	$n$ mm	$\angle \varepsilon$ Grad etc.															
600	12,1	11,3	890	54' 17,2"	6,3	10,4	890	34' 21,9"	21,7	0	31' 20,9"	9,6	6,2	890	48' 20,4"	6,3	10,4	890	34' 21,9"	16,6	0	37' 17,7"	14,9	14,5	890	56' 14,7"	10,5	14,5	890	28' 36,1"	29,0	0	35' 9,2"
500	14,5	13,5	890	53' 8,7"	7,5	12,5	890	29' 14,3"	26,0	0	37' 37,0"	11,6	7,5	890	46' 0,5"	7,5	12,5	890	29' 14,3"	20,0	0	44' 45,2"	17,9	17,5	890	55' 29,8"	12,6	17,4	890	22' 19,2"	34,9	0	42' 11,0"
400	18,1	16,9	890	51' 25,8"	9,4	15,7	890	21' 32,9"	32,6	0	47' 1,3"	14,4	9,2	890	42' 30,6"	9,4	15,7	890	21' 32,9"	24,9	0	55' 56,5"	22,4	21,9	890	54' 29,6"	15,8	21,8	890	12' 54,2"	43,7	0	52' 36,2"
300	24,1	22,4	890	48' 34,4"	12,6	20,8	890	8' 44,0"	43,2	10	2' 41,6"	19,2	12,3	890	36' 40,7"	12,6	20,8	890	8' 44,0"	33,1	10	14' 35,3"	20,8	20,1	890	52' 29,6"	20,9	29,2	890	57' 12,4"	58,3	10	10' 18,0"
200	36,1	33,6	890	42' 51,5"	18,8	31,3	890	43' 6,2"	64,9	10	34' 2,3"	28,9	18,6	890	25' 1,0"	18,8	31,3	890	43' 6,2"	49,9	10	51' 52,8"	44,7	43,6	890	48' 44,3"	31,5	43,6	890	25' 48,8"	87,2	10	45' 26,9"
150	48,2	44,8	890	37' 8,6"	25,0	41,7	890	17' 28,3"	86,5	20	5' 23,1"	38,5	24,7	890	13' 21,1"	25,0	41,7	890	17' 28,3"	66,4	20	29' 10,6"	59,6	58,2	890	44' 58,9"	42,0	58,1	870	54' 25,7"	116,3	20	20' 35,4"

Hiermit findet man die nachstehend zusammengestellten Werthe für  $\gamma$  und  $\beta$ .

Tabelle G.

Curven-Radius R Meter	I.		II.		III.	
	$\gamma$	$\beta$	$\gamma$	$\beta$	$\gamma$	$\beta$
600	1° 48' 7,9"	2° 19' 28,8"	1° 22' 42,8"	2° 0' 0,5"	2° 32' 15,3"	3° 7' 24,5"
500	2° 9' 34,1"	2° 47' 11,1"	1° 39' 39,5"	2° 24' 24,7"	3° 3' 15,5"	3° 45' 26,5"
400	2° 42' 28,9"	3° 29' 30,2"	2° 4' 5,1"	3° 0' 1,6"	3° 49' 31,7"	4° 42' 7,9"
300	3° 35' 22,4"	4° 38' 4,0"	2° 44' 58,5"	3° 59' 33,8"	5° 6' 23,5"	6° 16' 41,5"
200	5° 23' 49,5"	6° 57' 51,8"	4° 8' 49,8"	6° 0' 42,6"	7° 39' 1,8"	9° 24' 28,7"
150	7° 12' 6,0"	9° 17' 29,1"	5° 31' 20,0"	8° 0' 30,6"	10° 13' 39,0"	12° 34' 14,4"

Der Ausführung entsprechend ist der Schlingerwinkel:  $\beta = 7^\circ 29' 45''$ .

Ferner ist nach der in Fig. 11 auf Taf. XXV skizzirten Ausführung das breite Zugeisen:

für I und II:  $\text{tg } \gamma = \frac{22,5}{280}$ ;  $\angle \gamma = 4^\circ; 35'; 39,3''$ ;

für III:  $\text{tg } \gamma = \frac{22,5}{255}$ ;  $\angle \gamma = 5^\circ; 3'; 40,3''$ .

Eine zwangsweise Wirkung auf die Einstellung der Fahrzeuge könnte mithin dieses Zugeisen nur ausüben:

I: in Curven von  $R = 150 \text{ m}$  und bezüglich des Winkels  $\gamma$  in Curven von  $R = 200 \text{ m}$ ;

II: in Curven von  $R = 150 \text{ m}$ ;

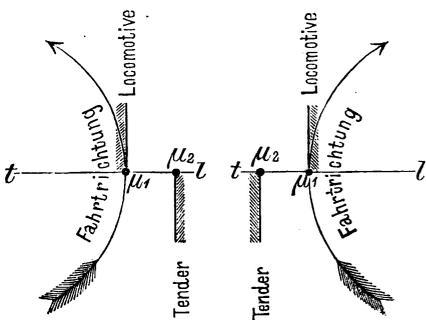
III: in Curven von  $R = 200$  und  $150 \text{ m}$  und bezüglich des Winkels  $\gamma$  in Curven von  $R = 300 \text{ m}$ .

Nach § 102 der technischen Vereinbarungen ist aber das Minimum von  $R$  für I: ca.  $300 \text{ m}$ ; für II: ca.  $250 \text{ m}$  und für III: ca.  $350 \text{ m}$ . Es kann daher dieses Zugeisen zur Verminderung der Schlingerbewegungen Nichts beitragen, was übrigens in den hier fraglichen Fällen auch nicht beabsichtigt ist, da ein Erforderniss dazu, mit Rücksicht auf die Anlage der von den betreffenden Maschinen befahrenen Linien und auf die auf denselben zur Anwendung kommenden Fahrgeschwindigkeiten, nicht vorliegt.

Die seitliche Verschiebung  $\mu_1 \mu_2$  der Locomotive gegen den Tender in der Linie  $t_1$  (vergl. Fig. 11 auf Taf. XXV u. Fig. 64 u. 65) wurde auf der Linie Görlitz-Dresden an einer durch Fig. 11 auf Taf. XXVIII dargestellten Eilzugmaschine Kat. VI beobachtet. Diese Verschiebung betrug in Curven von  $R = 850 \text{ m}$  bei ca.  $60 \text{ km}$  Fahr-

Fig. 64.

Fig. 65.



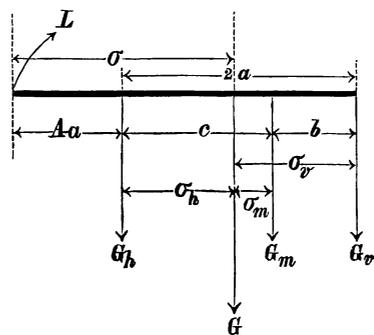
geschwindigkeit bis zu circa  $30 \text{ mm}$ , welches Maass öfters erreicht, aber jeweils nur momentan festgehalten wurde. Die durchschnittliche Verschiebung je nach der Richtung der Curve nach der einen oder anderen Seite (Fig. 64 und 65) war unter diesen Verhältnissen demgemäss wesentlich geringer. In den geraden Linien betrug

der lineare Schlingerausschlag  $\mu_1 \mu_2$  in der Linie  $t_1$  nach rechts und nach links etwa  $10\text{--}15 \text{ mm}$  durchschnittlich im Maximum.

Um die durch das breite Zugeisen, bei entsprechend kleinen Winkeln  $\beta$  und  $\gamma$  verursachten Mittelstellungen zu bestimmen, sind auch hier zunächst wieder die Werthe für  $L$  und  $T$ , sowie für  $x$  und  $y$  zu berechnen.

Die unter I, II und III (Fig. 9—11 auf Taf. XXVIII) skizzirten Locomotiven besitzen keine drehbaren Vorderachsen. Die Drehachse dieser Maschinen fällt daher in eine senkrechte Linie, welche durch den Schwerpunkt derselben geht.

Fig. 66.



$$\sigma_m = \frac{c G_h - b G_v}{G};$$

$$\sigma_v = b + \sigma_m;$$

$$\sigma_h = c - \sigma_m;$$

$$\sigma = \sigma_h + A - a.$$

Setzt man, wie in der hier stehenden Skizze (Fig. 66), die Entfernung des Angriffspunktes der Kraft  $L$  vom Schwerpunkt der Locomotive gleich  $\sigma$  und die

Abstände der einzelnen Achsen von diesem Punkt entsprechend gleich  $\sigma_v$ ,  $\sigma_m$  und  $\sigma_h$ , so ist:

$$L = \frac{g(\sigma_v G_v + \sigma_m G_m + \sigma_h G_h)}{\sigma} \text{ und}$$

$$T = \frac{g a_1}{A_1} (g_v + g_h); \text{ oder für}$$

$$g_v = g_m = g_h = \frac{g}{3}$$

$$T = \frac{2}{3} g g \frac{a_1}{A_1}.$$

Setzt man die aus den Skizzen (Fig. 9, 10 und 11 auf Taf. XXVIII) ersichtlichen Werthe ein, nämlich:

Tabelle H.

Bezeichnung	a	b	c	A	a <sub>1</sub>	A <sub>1</sub>	G	G <sub>v</sub>	G <sub>m</sub>	G <sub>h</sub>	g
	Meter						Kilogramm				
I.	1,900	1,615	2,185	2,897	1,370	3,104	37720	11360	13180	13180	16800
II.	1,700	1,870	1,530	3,735	1,370	3,104	39000	13900	12550	12550	16800
III.	2,115	1,720	2,510	2,770	1,775	3,705	34920	10640	12140	12140	23050

so folgt:

Tabelle I.

Bezeichnung	$\sigma_y$	$\sigma_m$	$\sigma_h$	$\sigma$	L	T
	M e t e r				K i l o g r a m m	
I.	1,892	0,277	1,908	2,905	3462,40	988,66
II.	2,044	0,174	1,356	3,391	2808,20	988,66
III.	2,069	0,349	2,161	2,816	3727,67	1472,38

Setzt man:

$\lambda =$  Drehungswinkel der Locomotive,

$\tau =$  « des Tenders,

so folgt, wie die nachstehenden Skizzen (Fig. 67 a und b) zeigen:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{y}{\sigma}; \operatorname{tg} \tau = \frac{x}{A_1}.$$

Dem Vorstehenden gemäss ist ferner:

$$x = n \cdot \frac{L}{L + T}; y = n - x.$$

Setzt man die Werthe von L und T aus Tabelle I und die Werthe von n aus Tabelle F ein, so erhält man die Werthe von x und y. Diese und die aus den Tabellen H und I entnommenen Werthe von  $\sigma$  und  $A_1$  geben die Drehungswinkel  $\lambda$  und  $\tau$ , welche nebst x und y in der nachstehenden Tabelle K zusammengestellt sind.

Fig. 67 a.

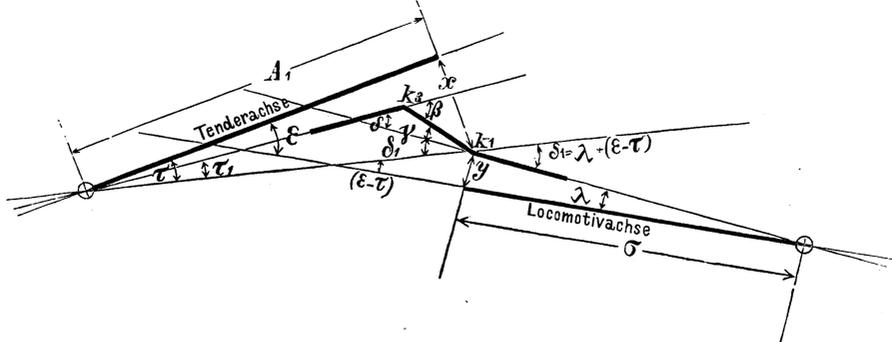


Fig. 67 b.

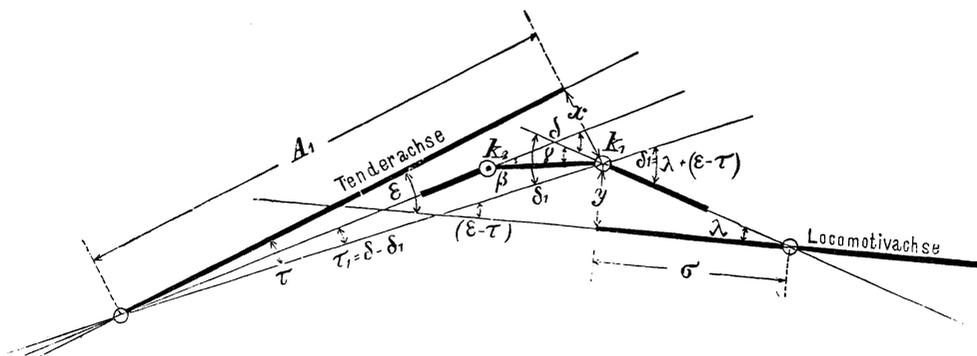


Tabelle K.

Curven-Radius	I.				II.				III.			
	x	y	$\lambda$	$\tau$	x	y	$\lambda$	$\tau$	x	y	$\lambda$	$\tau$
Meter	Millimeter		Grad, Min., Sec.		Millimeter		Grad, Min., Sec.		Millimeter		Grad, Min., Sec.	
600	16,88	4,82	0° 5' 42,2"	0° 18' 41,7"	12,28	4,32	0° 4' 22,8"	0° 13' 35,8"	20,79	8,21	0° 10' 1,4"	0° 19' 17,3"
500	20,23	5,77	0° 6' 49,7"	0° 22' 23,9"	14,79	5,21	0° 5' 16,9"	0° 16' 23,0"	25,02	9,88	0° 12' 3,7"	0° 23' 12,8"
400	25,36	7,24	0° 8' 34,1"	0° 28' 5,1"	18,42	6,48	0° 6' 34,2"	0° 20' 23,8"	31,33	12,37	0° 15' 6,1"	0° 29' 4,0"
300	33,60	9,60	0° 11' 21,6"	0° 37' 12,9"	24,48	8,62	0° 8' 44,3"	0° 27' 6,8"	41,79	16,51	0° 20' 9,3"	0° 38' 46,6"
200	50,48	14,42	0° 17' 3,9"	0° 55' 54,4"	36,91	12,99	0° 13' 10,1"	0° 40' 52,4"	62,51	24,69	0° 30' 8,4"	0° 57' 59,7"
150	67,29	19,21	0° 22' 43,9"	1° 14' 30,7"	49,11	17,29	0° 17' 31,7"	0° 54' 23,2"	83,37	32,93	0° 40' 11,9"	0° 17' 20,6"

$$k_1 k_3 = 1; \sin \tau_1 = \frac{1}{A_1} \cdot \sin \beta$$

$$\angle \delta = \tau_1 + \delta_1 = \tau_1 + \lambda + \epsilon - \tau;$$

$$\text{und } \gamma = \delta - \beta;$$

oder für:  $\angle \beta > \angle \delta$  wird:

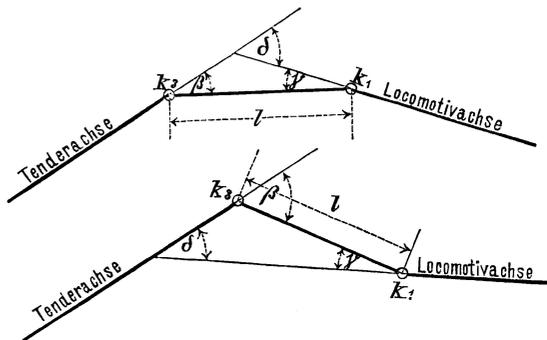
$$\gamma = \beta - \delta.$$

1. Beispiel. Setzt man zunächst den Schlingerwinkel  $\beta = 7^\circ 30'$  im Durchschnitt,

so ist für I und II:  $\angle \tau_1 = 1^\circ; 39'; 45,6''$ ;

für III:  $\angle \tau_1 = 1^\circ; 19'; 20,1''$ .

Fig. 68 und 69.



Mit dem Vorstehenden findet man folgende Zahlenwerthe für  $\delta$  und  $\gamma$ .

Tabelle L.

Curven-Radius R	I.		II.		III.	
	$\delta$	$\gamma$	$\delta$	$\gamma$	$\delta$	$\gamma$
600	10 58' 7,0"	60 31' 53,0"	20 7' 50,3"	50 22' 9,7"	10 45' 13,4"	50 44' 45,6"
500	20 1' 48,4"	50 28' 11,6"	20 13' 24,7"	50 16' 35,3"	10 50' 22,0"	50 39' 38,0"
400	20 7' 15,9"	50 22' 44,1"	20 21' 52,5"	50 8' 7,5"	10 57' 58,4"	50 32' 1,6"
300	20 16' 35,9"	50 13' 24,1"	20 35' 58,4"	40 54' 1,6"	20 11' 0,8"	50 18' 59,2"
200	20 34' 57,4"	40 55' 2,6"	30 3' 56,1"	40 26' 3,9"	20 36' 55,7"	40 53' 4,3"
150	20 53' 21,9"	40 36' 38,1"	30 32' 4,7"	30 57' 55,3"	30 2' 46,8"	40 27' 13,2"

Mit Hilfe der in dieser Tabelle enthaltenen Winkel  $\gamma$  lässt sich für die Fälle I, II und III, sowie für die verschiedenen Curvenradien, leicht der seitliche Spielraum berechnen, welchen der Bolzen  $k_2$  (vergl. Fig. 11 auf Taf. XXV) in dem länglichen Loch des breiten Zugeisens erhalten muss, damit die Locomotive sich ausreichend um den Bolzen  $k_1$  drehen kann.

Umgekehrt lässt sich, sofern dieser Spielraum gegeben ist, durch die in der Tabelle L enthaltenen Werthe für  $\gamma$  beurtheilen, ob derselbe ausreichend gross bemessen ist.

Da in diesem Beispiel der Winkel  $\beta$  und die Winkel  $\gamma$  grösser sind als die entsprechenden Werthe der Tabelle G, welche die Maximalwerthe von  $\beta$  und  $\gamma$  enthält, so folgt ohne Weiteres, dass es sich hier um eine Verminderung der Schlingerbewegungen nicht handeln kann. Im Falle das Letztere beabsichtigt wird, darf der Winkel  $\beta$  nicht grösser als die Tabelle G angiebt, sondern er muss kleiner als jene Maximalwerthe von  $\beta$  gewählt werden.

2. Beispiel. Es sei der Schlingerwinkel  $\beta = 0$  (vergl. Fig. 15 auf Taf. XXV). In diesem Falle ist der Drehwinkel:

$$\angle \gamma = \delta = \delta_1 = \lambda + (e - \tau).$$

Setzt man aus den Tabellen F und K die Werthe von  $\lambda$ ,  $e$  und  $\tau$  ein, so berechnet sich folgende Zusammenstellung.

Tabelle M.

Curven-Radius R	I.	II.	III.
	$\gamma = \delta = \delta_1$	$\gamma = \delta = \delta_1$	$\gamma = \delta = \delta_1$
600	00 18' 21,4"	00 28' 4,7"	00 25' 53,3"
500	00 22' 2,8"	00 33' 39,1"	00 31' 1,9"
400	00 27' 30,3"	00 42' 6,9"	00 38' 38,3"
300	00 36' 50,3"	00 56' 12,8"	00 51' 40,7"
200	00 55' 11,8"	10 24' 10,5"	10 17' 35,6"
150	00 13' 36,3"	10 52' 19,1"	10 43' 26,7"

Betrachtet man beispielsweise die unter III enthaltenen Eilzugsmaschinen für  $R = 400$ , so ist:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{s}{255};$$

$$s = 255 \cdot \operatorname{tg} 00 38' 38,3'';$$

$$s = 2,866 \text{ mm.}$$

$$S = 2 \cdot 2,9 + 75 = 80,8; \text{ oder rund:}$$

$$S = 81 \text{ mm.}$$

In gleicher Weise, wie in den vorstehenden beiden Beispielen, liessen sich die Drehwinkel  $\gamma$  und die Werthe für  $S$  für beliebig gross gewählte Schlingerwinkel  $\beta$  berechnen. Die Letzteren aber wird man bei der Herstellung der breiten Zugeisens nach dem Maass bemessen, nach welchem, dem speziellen Fall gemäss, die Beseitigung oder Einschränkung des Schlingerns wünschenswerth erscheint.

## Ueber die Aufstellung von Bahnhofs-Abschluss Telegraphen.

Vom Kaiserl. Baurath **Kecker** in Metz.

Die Frage, wo man am zweckmässigsten die Bahnhofs-Abschluss telegraphen aufstellt, dürfte z. Z. noch als eine offene anzusehen sein, da für dieselben bestimmte, den örtlichen Verhältnissen Rechnung tragende Normen nicht bestehen.

Auch im Centralblatt der Bauverwaltung, No. 22, vom 31. Mai 1884, Seite 222, ist nur angeführt, dass bei vielen Bahnhöfen die Abschluss telegraphen mehrere hundert Meter vor die Einfahrtsweichen hinausgeschoben werden, weil zeitweise über die Einfahrtsweichen hinaus rangirt werden muss. Es wird daselbst ferner als zweckmässig bezeichnet, den Abschluss telegraphen um eine gewisse, je nach der Länge der Station und der grössten Zuglänge zu bemessende Entfernung von der Weichenspitze abzurücken, weil der Fall vorkommen könnte, dass, während der eine Zug vor dem Eingange des Bahnhofes

hält, der andere in entgegengesetzter Richtung einfahrende Zug wegen ungewöhnlicher Glätte der Schienen oder verzögerter Wirkung der Bremsen etwas über das Ziel hinausführe und durch die Weiche hindurch bis zu dem Kopf des anderen Zuges gelangen könne.

Diese allgemeinen Regeln lauten zu unbestimmt, um darnach die Aufstellungspunkte der Abschluss telegraphen bestimmen zu können.

Wenn man an dem Grundsatz festhält, dass ein Locomotivführer die Geschwindigkeit seines Zuges derart bemessen muss, dass er vor dem auf »Halt« stehenden Abschluss telegraphen unter allen Umständen halten kann, auch wenn die Stellung desselben erst auf ganz kurze Entfernung erkennbar wird, und er bei Strafe der Entlassung denselben nicht überfahren darf,

so kann man auch von ihm verlangen, dass er bei Einfahrt in den Bahnhof seinen Zug genügend in der Hand hat, um nicht über den Bahnhof hinauszufahren. Die Gefahr, dass ein dem Bahnhof sich nähernder Zug mit einem bis in die unmittelbare Nähe des Abschlusstelegraphen vorziehenden Rangirzuge zusammenstösst, ist viel grösser, als dass ein in den Bahnhof einfahrender Zug über denselben hinausrutscht und mit einem vor der Einfahrtsweiche der entgegengesetzten Fahrriichtung haltenden Zuge zusammenstösst. Der Führer eines dem Abschlusstelegraphen sich nähernden Zuges hat nur beliebige Gegenstände in der zuweilen höchst öden und gleichförmigen Umgebung der Bahn, nach denen er sich orientiren kann, während ihm bei Weiterfahrt schon die Bahnhofs-Abschlusstelegraphen und die Signale der Einfahrtsweiche für den Zeitpunkt der Ermässigung der Fahrgeschwindigkeit als Anhalt dienen.

In dem Nachstehenden will ich versuchen, zunächst die Lage der Gefahrpunkte für einzelne allgemein vorkommende Formen von Bahnhofsanlagen zu bestimmen und dabei mit einer einfachen Weiche beginnen.

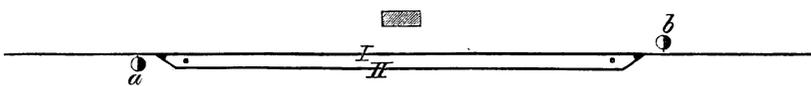
Für einen gegen die Spitze einer Weiche fahrenden Zug liegt bekanntlich eine Gefahr darin, dass, wenn die Weiche falsch liegt, der Zug in ein nicht für ihn bestimmtes Gleise abgelenkt wird, wodurch, wenn dieses besetzt ist, ein Zusammenstoss oder sonstiger Unfall herbeigeführt werden kann. Steht dagegen die Weiche auf »Halb«, d. h. liegt keine der Zungen fest an, so droht die Gefahr einer Entgleisung.

Bei zusammenlaufenden Gleisen ist ferner die Grenze, bis zu welcher in jedem Bahngleise Fahrzeuge vorgeschoben werden dürfen, ohne den Durchgang anderer Fahrzeuge auf dem anderen Fahrgleise zu hindern, durch ein zwischen den Schienensträngen angebrachtes Markirzeichen, allgemein Distanzpfehl genannt, angegeben. Wird nun in entgegengesetzter Fahrriichtung das Markirzeichen überfahren, so liegt die Gefahr eines seitlichen Zusammenstosses mit einem im anderen Fahrgleise sich bewegendem Zuge vor.

Für eine Weiche sind demnach die Grenzen der Gefahrpunkte, einerseits die Weichenzungen, andererseits das Markirzeichen zwischen den Gleisen.

Die einfache Kreuzungsstation ohne Nebengleise einer einleisigen Bahn sei in Fig. 70 dargestellt.

Fig. 70.



Sofern es sich nur um das gleichzeitige Einfahren der von verschiedenen Richtungen kommenden Züge handelt, liegen die Gefahrpunkte in den Flügelweichen. Es kann aber vorkommen, auch wenn es im Fahrplane nicht vorgesehen ist, dass z. B. ein im Gleise I haltender Zug nach Kreuzung mit einem das Gleise II benutzenden Zuge durch einen dritten schneller fahrenden Zug überholt werden muss. Um diese Ueberholung zu be-

werkstelligen, muss der erste Zug mit seiner ganzen Länge über die Flügelweiche a vorziehen, um nach Einfahrt des dritten Zuges in das Gleise I und Ausfahrt des zweiten Zuges aus dem Gleise II in letzteres zurückzusetzen. Bei dieser Bewegung wird der Gefahrpunkt um mindestens eine volle Zuglänge über die Flügelweichen hinaus auf die freie Strecke gerückt.

Ganz gleich liegen die Verhältnisse, wenn auf einer solchen Station ausser einem Kreuzungsgleise sich noch ein Ueberholungsgleise befindet, wie es in Fig. 71 und 72 angedeutet, und die Ueberholung durch Umsetzen des ganzen Zuges stattfindet.

Fig. 71 und 72.

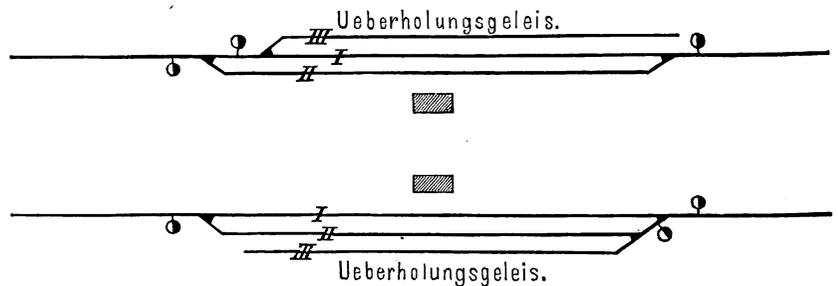
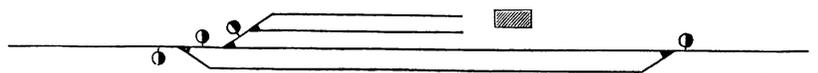


Fig. 73.



Häufig ist aber mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse von der Anlage eines zur Aufnahme eines ganzen Zuges genügend langen Ueberholungsgleises Abstand genommen und sind dafür zwei kürzere Gleise vorhanden, wie es in Fig. 73 angedeutet ist.

Das Umsetzen des Zuges behufs Ueberholung kann dann dadurch erfolgen, dass der ganze Zug über die zu den Ueberholungsgleisen führende Weiche vorgezogen und dann beim Zurücksetzen in die beiden Ueberholungsgleise vertheilt wird. Die Maschine bleibt in diesem Falle an dem vorderen Theile des Zuges und wird dieser demnächst wieder vor den zweiten Theil desselben gesetzt, wodurch der Zug seine frühere Rangirordnung wieder erhält. Durch diese Rangirbewegung wird der Gefahrpunkt ebenfalls um die volle Zuglänge über die Flügelweiche hinaus auf die freie Strecke gerückt.

Das Umsetzen kann aber auch in der Weise erfolgen, dass der Zug der Länge des Ueberholungsgleises entsprechend getheilt und zunächst die vordere Hälfte in das eine, die hintere Hälfte demnächst in das andere Ueberholungsgleise gestellt wird. Hierbei kann es sich bei knappen Verhältnissen ereignen, dass die hintere Hälfte des Zuges den Zugang zu der ersten Hälfte versperrt, und bedarf es dann zeitraubender Rangirbewegungen, um die ursprüngliche Rangirordnung des betreffenden Zuges wieder herzustellen.

Wenn nun auch in letzterem Falle der Gefahrpunkt nur um einen Theil der Zuglänge über die Flügelweiche hinausgerückt wird, so empfiehlt es sich doch, einer die möglichste Be-

schleunigung der Züge gestattenden Betriebseinrichtung den Vorzug zu geben.

Allgemein pflegt man bei Bahnhöfen eingeisiger Strecken, die zu Nebengleisen führenden Weichen hinter die Einfahrtsweichen zu legen, um das Fahren von Zügen gegen die Spitzen von Weichen zu vermeiden. Hierdurch kann man es möglich machen, das Ein- und Aussetzen einzelner Wagen zu bewerkstelligen, ohne über die Flügelweiche hinauszufahren, so dass hierbei der Gefahrpunkt nicht auf die freie Strecke hinausgerückt wird.

Bevor ich zu den Bahnhöfen zweigleisiger Strecken übergehe, will ich noch bemerken, dass Blockstationen sowohl ein- als auch zweigleisiger Strecken zuweilen nur mit einem Signalmast ausgerüstet werden, den vor einem geschlossenen Signal haltenden Zügen demnach eine Deckung gegen nachfolgende Züge durch ein feststehendes Signal fehlt. Die französischen Bahnen haben zu diesem Zwecke die vorgeschobenen Scheiben, die englischen und belgischen Bahnen die Distanzsignale.

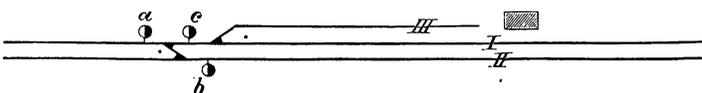
Der zweigleisige Betrieb von Strecken ermöglicht es, das Fahren von fahrplanmässigen Zügen gegen die Spitzen von Weichen vollständig zu vermeiden; dagegen kann alsdann das Ueberholen von Zügen ausschliesslich nur durch Umsetzen des zu überholenden Zuges bewerkstelligt werden.

Auf den zweigleisigen Strecken sind ferner die Betriebsverhältnisse wesentlich andere als auf den eingleisigen, da die Gefahr eines Zusammenstosses mit einem entgegenkommenden Zuge bei ungestörtem Betriebe ausgeschlossen ist und nur zu befürchten steht, dass ein Zug durch einen nachfolgenden eingeholt und durch Auflaufen eines Zuges auf einen anderen ein Unfall herbeigeführt wird.

Dient auf einer zweigleisigen Bahn eine Haltestelle ohne Weichen gleichzeitig dazu, um die Stationsdistanz abzukürzen, also als Blockstation, so befindet sich in jedem Fahrgeleise der Gefahrpunkt am Schlusse des daselbst haltenden Zuges. Nimmt man nun die grösste zulässige Länge eines Zuges und stellt die Abschlusstelegraphen für die beiden verschiedenen Fahrrichtungen um die halbe Länge dieses Zuges von dem Stationsgebäude entfernt auf, so ist man sicher, dass, wenn der Führer eines Zuges bis an den Abschlusstelegraphen für die entgegengesetzte Fahrrichtung vorfährt, der Schluss des Zuges hinter dem Abschlusstelegraphen der betreffenden Richtung Deckung gefunden hat.

Die Form einer kleinen Station zweigleisiger Strecken ist in Fig. 74 dargestellt.

Fig. 74.



In angemessener Entfernung von dem Stationsgebäude befindet sich ein beide Hauptgleise verbindender Weichenzug a/b und in der Nähe dieser die zum Nebengleise abzweigende Weiche c. Das Nebengleise ist in den seltensten Fällen so lang, dass es als Ueberholungsgleise dienen kann; Ueberholungen

müssen vielmehr meistens in den Hauptgleisen vorgenommen werden.

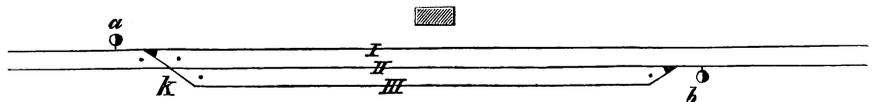
Für einen im Fahrgeleise I vorfahrenden Zug liegt die Möglichkeit eines Zusammenstosses mit einem aus dem Nebengleise III kommenden oder über den Distanzpfahl hinausstehenden Fahrzeuge vor. Der Führer des Zuges wird daher gut thun, zunächst nicht über diesen Distanzpfahl hinauszufahren. Der Schluss des Zuges und mit ihm der Gefahrpunkt befindet sich alsdann um eine volle Zuglänge von dem Distanzpfahl der Weiche c entfernt. Soll eine Ueberholung stattfinden, so zieht der Zug im Gleise I bis über die Weiche a vor, was unbedenklich geschehen kann, da auf diesem Gleise in entgegengesetzter Richtung ankommende Züge nicht zu erwarten sind und setzt dann durch den Weichenzug a/b bis über die Weiche b zurück. Ein auf dem Gleise II herannahender Zug würde ohne Gefahr bis an den Distanzpfahl der Weiche b heranrücken können.

Ein in dem Gleise II einfahrender Zug würde im Fall einer Ueberholung mit seinem Schluss bis über die Weiche b vorfahren, um dann durch den Weichenzug b/a in das Gleise I zurückzusetzen.

Das Ein- und Aussetzen von Wagen mittelst der Zugmaschine kann bei einem im Gleise I haltenden Zuge ohne Weiteres erfolgen; ein im Gleise II einfahrender Zug müsste zu diesem Zwecke vor dem Distanzpfahl der Weiche b auf der freien Strecke halten, es sei denn, dass die betreffenden Wagen am Schluss des Zuges von Hand rangirt werden. Der Gefahrpunkt bei letzterem Zuge liegt in diesem Falle also eine volle Zuglänge über die Flügelweichen hinaus.

Befindet sich neben den beiden Hauptfahrgeleisen ein drittes als Ueberholungsgleis, so hat die Gleisanlage die in Fig. 75 angedeutete Form.

Fig. 75.



Wo der Gefahrpunkt eines in der Station im Gleise I haltenden Zuges liegt, ist bereits bei Fig. 74 erläutert. Soll dieser Zug überholt werden, so fährt er mit seiner vollen Länge bis über die Weiche a hinaus vor und setzt dann mit Ueberkreuzung des Gleises II in das Gleise III zurück; fährt auf diesem Wege auch wieder aus. Während beider Bewegungen ist die Gefahr eines Zusammenstosses mit einem auf dem Gleise II herannahenden Zuges vorhanden und liegt der Gefahrpunkt in unmittelbarer Nähe des äusseren Distanzpfahles der Kreuzung K.

Ein in dem Gleise II einfahrender Zug muss jedenfalls bis über Kreuzung vorgezogen werden, um die oben beschriebenen Bewegungen zwischen den Gleisen I und III nicht zu hindern. Sein Gefahrpunkt liegt demnach innerhalb des inneren Distanzpfahles der Kreuzung K, eventuell auch in der unmittelbaren Nähe des Distanzpfahles der Weiche b.

Während nun bei den zweigleisig betriebenen Strecken im allgemeinen die Gefahrpunkte innerhalb der Flügelweiche liegen, rücken sie bei den eingleisig betriebenen Strecken über

die Einfahrtsweichen hinaus vor und zwar mindestens bis zu einer vollen Zuglänge von der Zungenspitze entfernt.

Nun kann aber bei zweigleisigen Strecken der Fall eintreten, dass das eine oder andere Gleis zwischen zwei Stationen gesperrt ist und die betreffende Strecke eingeleisig betrieben werden muss. Zieht dann ein Zug zum Zwecke der Ueberholung auf dem einen im Betrieb gebliebenen Gleise vor, so verschiebt sich der Gefahrpunkt wie bei den eingeleisigen Strecken ebenfalls um eine volle Zuglänge über die Flügelweiche hinaus, und es tritt der zu Fig. 70 erläuterte Fall ein.

Die vorstehend angeführten Beispiele werden genügen, um die Lage der Gefahrpunkte auch bei umfangreicheren Bahnhofsanlagen bemessen zu können. Das Vorhandensein von Ausziehgleisen ändert hierin nichts, vermindert nur die Zeit der Inanspruchnahme der Hauptgleise für die Rangirbewegungen.

Bevor ich nun zur Besprechung über die Aufstellung der Abschlusstelegraphen übergehe, will ich noch kurz die Lage der Gefahrpunkte bei Abzweigungen und Kreuzungen auf freier Strecke erwähnen.

Sind Hauptbahn und Nebenbahn eingeleisig, so hat die Abzweigung die in Fig. 76 dargestellte Form.

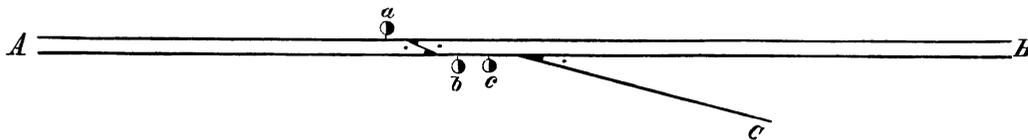
Fig. 76.



Die Gefahr für Züge, welche die Weiche gegen die Spitze befahren, liegt, wie bei einer einfachen Weiche, in einer falschen Stellung der Weiche, also in der Weichenspitze, in entgegengesetzter Fahrrichtung im Ueberfahren des Distanzpfahles.

Zweigt eine eingeleisige Bahn von einer zweigleisigen ab, so erfolgt dieselbe in der Fig. 77 angedeuteten Form.

Fig. 77.



Die Gefahrpunkte liegen: für die Fahrrichtung A B zwischen dem Distanzpfahl der Weiche b und dem der Weiche c.

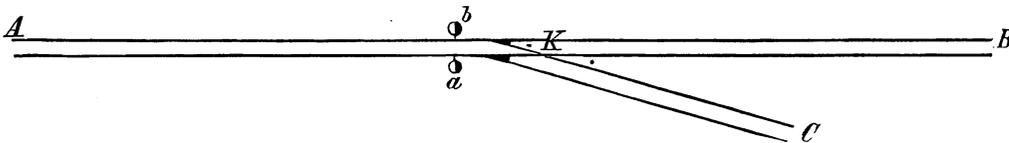
Für die Fahrrichtung B A bei dem Distanzpfahl der Weiche a.

Für die Fahrrichtung A C in der Zungenspitze der Weiche c.

Für die Fahrrichtung C A zwischen dem Distanzpfahl der Weiche c und dem der Weiche a.

Die Form einer doppelgleisigen Abzweigung ist in Fig. 78 dargestellt.

Fig. 78.



Der Gefahrpunkt liegt: für die Züge in der Richtung A C in der Zungenspitze der Weiche a; der Richtung A B zwischen

der Zungenspitze der Weiche a und dem äusseren Distanzpfahl der Gleisekreuzung K; für die Richtung B A bei dem Distanzpfahl der Weiche b und für die Richtung C A zwischen dem äusseren Distanzpfahl der Gleisekreuzung K und dem Distanzpfahl der Weiche b.

Gänzlich ähnlich liegen die Verhältnisse der Kreuzungen zweier Bahnen auf freier Strecke.

Auch bei den Abzweigungen und Bahnkreuzungen auf freier Strecke liegt die Gefahr vor, dass ein vor dem geschlossenen Signal längere Zeit liegender Zug, sei es in Folge von Fahrlässigkeit oder Irrthum, durch einen in derselben Fahrrichtung nachfolgenden Zug eingeholt werde, wodurch leicht ein Unfall entstehen kann.

Geht man nun von der Annahme aus, dass der Locomotivführer sich mit seiner Fahrt so einrichten kann, dass er unter allen Verhältnissen den Zug vor dem geschlossenen Signal, sei es vor Bahnhöfen, Kreuzungen oder Abzweigungen, zum Halten bringt und dasselbe nicht überfährt, so wird man auch keine Bedenken tragen dürfen, die betreffenden Signalmaste in die unmittelbare Nähe der Gefahrpunkte zu stellen. Allgemein wird aber wohl dem Umstande, dass ein Zug wegen ungewöhnlicher

Glätte der Schienen oder verzögerter Wirkung der Bremsen über das Ziel hinausfahren kann, dadurch Rechnung getragen, dass die Signale noch um eine, meistens nach dem Gefühl bemessene mehr oder minder grosse Entfernung von dem Gefahrpunkte abgerückt werden.

Wie nun aus den vorstehend angeführten Betrachtungen hervorgeht, hat man zwei Gattungen von Gefahrpunkten zu unterscheiden und zwar: feste und veränderliche.

Die festen Gefahrpunkte befinden sich in der unmittelbaren Nähe der Flügelweichen, und der mit diesen verbundenen Weichenstrassen, Gleisekreuzungen etc. und können als innere bezeichnet werden.

Die veränderlichen Gefahrpunkte liegen ausserhalb der Station bis zu einer vollen Zuglänge über die Flügelweiche hinaus auf der freien Strecke und mögen als äussere bezeichnet werden.

Es dürfte sich empfehlen, bei Anordnung der Sicherheitsmassregeln für Stationen, Abzweigungen etc. beiden Gattungen Rechnung zu tragen und zum Schutz sowohl der innerhalb der Station befindlichen Züge als auch der vor der Station liegenden Züge besondere Signalmasten aufzustellen.

Bei der Aufstellung nur eines Mastes müsste die Lage der äusseren Gefahrpunkte zu Grunde gelegt werden. Es würde dann zunächst für sämtliche Stationen einer Linie die grösste Länge der auf letzterer zu befördernden Züge zu bestimmen sein. Dieser Länge wird man gut thun, eine nach den Gefälle-

verhältnissen der anschliessenden Strecken bemessene, dem Umstande, dass ein Zug das auf »Halt« stehende Signal aus irgend

einer Veranlassung überfahren kann, Rechnung tragende Länge zuzuschlagen.

Nimmt man an, dass die Bahnhofsgleise einer Strecke zur ungetheilten Aufnahme von 450<sup>m</sup> langen Zügen eingerichtet sind, so beträgt der Abstand der äusseren Gefährpunkte mindestens eine gleiche Länge von der Flügelweiche ab. Rechnet man hierzu die von der Subkommission für die Neubearbeitung der §§ 185 und 186 der technischen Vereinbarungen angenommene Auslauflänge eines Zuges von 600<sup>m</sup>, so ergibt sich für den Fall, dass ein Locomotivführer die Stellung des Signalarmes erst auf ganz kurze Entfernungen erkennen kann, als Abstand der Bahnhofs-Abschluss-telegraphen von der Flügelweiche eine Länge von 1050<sup>m</sup>. Das entspricht aber einer Entfernung von der Mitte der Station, welche mindestens 1325<sup>m</sup> beträgt. Diese Entfernung ist viel zu gross, um nicht mit vielfachen Uebelständen verknüpft zu sein. Namentlich ist zu fürchten, dass gelegentlich ein längere Zeit vor dem Bahnhofs-Abschluss-telegraphen haltender Zug in Vergessenheit geräth und ein weiterer Zug aus derselben Fahrriichtung angenommen wird.

Um dies zu vermeiden, empfiehlt es sich, die Züge möglichst nahe an die Station herankommen zu lassen und neben dem Schutze der äusseren Gefährpunkte einen weiteren Schutz der inneren Gefährpunkte herzustellen.

Steht ein äusseres Signal auf »Halt,« so ist der Zug zu-

nächst vor diesem Signal zum Stehen zu bringen. Zeigt sich dann kein Hinderniss, so kann der Zug vorsichtig über das geschlossene Signal vorfahren und zunächst durch dieses Deckung suchen. Vor dem zweiten Signal aber muss er wieder halten und abwarten, bis dasselbe auf »freie Fahrt« gestellt wird.

Zwischen dem äusseren und inneren Signal muss eine Abhängigkeit in der Art hergestellt werden, dass, wenn die Einfahrt gestattet, das innere Signal zuerst auf »freie Fahrt« gestellt wird und dann erst das äussere Signal geöffnet werden kann, dagegen muss das innere Signal die Einfahrt gestatten können, während das äussere geschlossen bleibt, um die Deckung für den zwischen beiden befindlichen Zug aufrecht zu erhalten.

Ist die Zahl der Bremsen derart bemessen, dass ein Zug in dem Maximalgefälle einer bestimmten Strecke auf die allgemein angenommene Auslauflänge zum Halten gebracht werden kann, so ist es möglich, den Abstand des äusseren von dem inneren Signal bei anderen Neigungsverhältnissen entsprechend zu verringern, sofern es die örtlichen Verhältnisse wünschenswerth erscheinen lassen sollten. Es empfiehlt sich aber nicht, hierbei zu viele Unterabtheilungen zu machen, vielmehr, je nachdem die anschliessende Strecke in einer Horizontale bezw. geringen Neigung oder in einer stärkeren Steigung liegt, je ein bestimmtes Maass anzunehmen.

Metz, im April 1885.

### Genauigkeitsgrad der mit einem Schablonenwagen zu erzielenden Messungsergebnisse.

Die Messungsergebnisse, welche mit den, auf Seite 224 des Jahrgangs 1884 dieser Zeitschrift, beschriebenen Schablonenwagen gefunden werden, können, meines Erachtens nach, mit den im Nachstehenden näher erörterten Fehlern behaftet sein.

1. §. 165 der technischen Vereinbarungen bestimmt: Der Spielraum für die Spurkränze (nach der Gesamtverschiebung der Achse an dieser gemessen) darf bei normaler Spurweite nicht unter 10<sup>mm</sup> und auch bei der grössten zulässigen Abnutzung nicht über 25<sup>mm</sup> betragen. Da nun aber selbst bei Fahrt in gerader Linie der Wagen bald an der äusseren, bald an der inneren Schiene hin läuft und selbst bei Stillstand sich nur in den seltensten Fällen mathematisch genau in die gedachte Lage einstellt, so kann ein seitlicher Fehler von  $\pm 5^{\text{mm}}$  bezw.  $\pm 12,5^{\text{mm}}$  entstehen.

2. So viel mir bekannt, ist die Lage des Normalprofils in Curven mit Spurerweiterung in sofern nicht fest bestimmt, als man dasselbe ebensowohl auf die Mitte zwischen den beiden Schienensträngen, die äussere Schiene, als diejenige, welche die mathematische Lage des Gleises erhält oder auch auf beide Schienen beziehen kann und zwar in letzterem Fall derart, dass man sich die Breite des Normalprofils um das Maass der Spurerweiterung vergrössert denkt.

Da nun die Spurerweiterung bis zu 30<sup>mm</sup> betragen darf und die Räder je nach der Geschwindigkeit der Fahrt sowohl an dem inneren, als an dem äusseren Strang anliegen können, so kann sich bei der zuerst erwähnten Lage des Profils ein seitlicher Maximalfehler von  $\pm 15^{\text{mm}}$ , bei der zu zweit aufgeführten ein solcher von  $\pm 30^{\text{mm}}$  und bei der dritten ein solcher von  $- 30^{\text{mm}}$  ergeben.

3. Der beschriebene Wagen hat einen Achsstand von 2,64<sup>m</sup> und befindet sich die Schablone nahezu in der Mitte zwischen den Achsen. In Folge dieser Stellung rückt die Schablone in Curven um das Maass des Pfeils, welcher zur Sehne von 2,64<sup>m</sup> Länge gehört, seitlich. Hierdurch entsteht, in Bezug auf die äussere Schiene, beim Radius von 180<sup>m</sup> ein Fehler von  $- 5^{\text{mm}}$  und in Bezug auf die innere ein solcher von  $+ 5^{\text{mm}}$ .

Da sich sämtliche drei Fehler unter Umständen summiren können, so ergibt sich im ungünstigsten Fall und unter der ungünstigsten Annahme ein Gesamtfehler von  $5 + 30 + 5 = 40^{\text{mm}}$  bezw.  $12,5 + 30 + 5 = 47,5^{\text{mm}}$ .

Beachtet man nun noch, dass sich ein so schwerfälliger Apparat nur äusserst schwer genau justiren lässt und dass Veränderungen nach kurzer Zeit eintreten werden, so dürfte sich der den gewonnenen Resultaten anhaftende seitliche Maximalfehler bis auf circa 50<sup>mm</sup> belaufen können. H.

## Neues Locomotiv-Blasrohr mit centralgetrennten Mündungen.

Patent Sigmund Kordina, Oberingenieur der Maschinenfabrik der k. ung. Staatsbahnen in Budapest.

(Hierzu Fig. 1—6 auf Taf. XXIX.)

Wie in Fachkreisen allgemein bekannt, kann die Anfachwirkung des üblichen Locomotivblasrohres nur auf Kosten des mechanischen Effectes der Locomotive erhöht werden; indem eine jede Forcirung derselben — beziehungsweise jede Verengung des gewöhnlichen Blasrohres — eine Erhöhung des Gegendruckes vor beiden Kolben zur schädlichen Folge hat, und zwar vornehmlich durch das gegenseitige Ueberströmen von Auspuffdampf aus dem einen Cylinder in den andern. Diese Rückwirkungen sind auch aus den, auf Taf. XXIX unter I, II, III, IV punktirt copirten Indicator diagrammen deutlich erkennbar.

Der Zweck des neuen Blasrohres ist, diese offenbar sehr schädlichen und unöconomischen Rückwirkungen, mithin das Ueberströmen einerseits unmöglich zu machen, andererseits aber den Auspuff des einen Cylinders zur Hervorbringung einer Depression, beziehungsweise einer gewissen Evacuierung des Raumes vor den Kolben des andern Cylinders auszunutzen.

Auf Taf. XXIX, Fig. 1 und 2, ist das neue Blasrohr — und zwar mit unveränderlicher, d. h. mit fixer Ausmündung versehen, — abgebildet. Aus dieser Zeichnung ist entnehmbar, dass der auspuffende Dampf des Cylinders A durch die Oeffnung a centrisc in die Esse strömt, während der Dampf aus dem Cylinder B durch den kreisförmigen Spalt b, welcher durch die Wandung w von a concentrisch getrennt ist, ebenfalls centrisc zur Esse geführt wird. Das Hilfsblasrohr ist hier durch eine axiale Oeffnung — in der untern Partie des Apparates — eingeführt. Diese Oeffnung kann in gegebenen Fällen zur Aufnahme einer periodisch stellbaren Regulirvorrichtung benutzt werden, z. B. anlässlich des Ueberganges von einer Brennstoffqualität zu einer andern.

Auf Taf. XXIX, Fig. 3—6, ist die neue Blasrohrconstruction mit veränderlicher Mündung dargestellt, wie selbe bei den betreffenden Locomotivgattungen, — nämlich Fig. 3 und 4 bei Locomotiven mit aussenliegenden, Fig. 5 und 6 bei solchen mit innenliegenden Cylindern — bereits vielfach eingeführt wurde. Auch hier finden die Auspuffe beider Dampfzylinder nach dem obenerwähnten Principe statt, demnach getrennt, und centrisc sowohl zu einander, wie zur Essenachse. Die Regulirung der Ausmündung wird durch entsprechende Hebung beziehungsweise Senkung des eigenthümlich construirten Regulirkörpers R im Raume C — vom Führerstande aus mittelst des üblichen Hebelwerkes — bewirkt.

Durch aufmerksame Betrachtung der abgebildeten Apparate und Vergegenwärtigung der aus deren getrennten Räumen a — b abwechselnd austretenden Dampfstrahlen ersehen wir zwei hochwichtige Thatsachen, und zwar: erstens ist die Rückwirkung des aus dem einen Cylinder ausströmenden Dampfes auf den Kolben des andern Cylinders fast gänzlich ausgeschlossen, selbstredend auch das Ueberströmen mitgerissenen Kesselwassers und Schmutzes, bei etwaigem Spucken der Locomotive; zweitens ist es klar, dass die abwechselnd und intensiv auspuffenden Dampfstrahlen, wie in der Rauchkammer, ebenso — nur wirk-

samer — im benachbarten Ausmündungsraume, mithin vor den Kolben des gegenüberliegenden Cylinders eine Depression beziehungsweise eine gewisse Evacuierung erzeugen müssen, wodurch das Indicator diagramm eine entschieden günstigere Gegendruckcurve erhalten muss.

Die auf Taf. XXIX unter I, II, III und IV in vollen Linien copirten Indicator diagramme sind von derselben Locomotive (X. Cat. No. 559 der k. ung. Staatsbahnen), und unter gleichen Verhältnissen, mithin nahezu bei gleichen Admissionen, gleichem Kesseldrucke und gleichen Kolbengeschwindigkeiten, wie die correspondirend und punktirt copirten Diagramme aufgenommen worden, jedoch war bei Aufnahme der Ersteren, in vollen Linien copirten, das neue Blasrohr in Function.

Aus dem Vergleiche dieser beiden Diagrammgruppen ist zu ersehen, dass die mit vollen Linien copirten Diagramme durchwegs günstigere Gegendruckcurven (und keine Compressionsschlingen haben) aufweisen, als die punktirt copirten, infolge dessen auch im Mittel circa 24% grössere Arbeitsflächen besitzen, was unbezweifelbar beweist, dass die Locomotive, versehen mit dem neuen Blasrohr, bei ungefähr gleichem Dampfverbrauch im Mittel um circa 24% an mechanischer Arbeit mehr geleistet hat wie damals, als selbe mit dem gewöhnlichen Blasrohre versehen gewesen. Die hier entwickelte Schlussfolgerung fand ihren praktischen Ausdruck in dem Ergebniss der seinerzeit wiederholt durchgeführten vergleichenden Probefahrten, bei welchen sogar, obige Procent-Zahl übertreffende Brennstoffersparnisse wahrgenommen wurden.

Die durch Anwendung des neuen Blasrohres erzielbaren Vortheile lassen sich dahin zusammenfassen:

1. Verhinderung der Ueberströmung von Dampf, Wasser oder Schmutz von einem Dampfzylinder in den andern.
2. Verminderung des Gegendruckes vor den Dampfkolben und Erzielung einer Depression eventuell eines Vacuums daselbst, durch die oben angeführte eigenthümliche Wirkungsweise des beschriebenen neuen Apparates.
3. Bessere Ausnutzung des Dampfes, indem grössere innere Deckungen ermöglicht werden, wodurch die Expansion günstiger gestaltet werden kann, ohne im Indicator-Diagramm Schlingen — beziehungsweise die Erhöhung der Compression über die Kesselspannung und deren schädliche Einwirkung auf den Mechanismus — befürchten zu müssen,
4. Bessere Dampferzeugung selbst bei Kohlen minderer Qualität durch die rapidere Ausströmung und in Folge dessen bedeutende Ersparnisse an Heizmaterial.
5. Bessere Conservirung der Maschine und des Kessels, und bedeutende Verminderung des Funkenwurfes, insbesondere bei forcirter Verbrennung.
6. Bei Kesseln mit kleinen Rostflächen kann die Verbrennung demnach die Leistungsfähigkeit des Kessels bedeutend erhöht werden, ohne Einbusse an mechanischer Leistung, da

erwiesenermassen durch die stärkste Verengung des neuen Blasrohres, der Gegendruck sich fast nicht steigert.

Zu bemerken ist noch, dass das neue Blasrohr bei jeder Locomotive leicht und ohne wesentlichen Geld- und Zeitaufwand angebracht werden kann und dass in der verhältnissmässig kurzen Zeit seines Bestehens, nahezu 200 Locomotiven verschiedener Bahnen damit versehen wurden.

Schliesslich kann nicht unerwähnt bleiben, dass auf Basis der obenangeführten, — wie seither wiederholt gewonnener Ergebnisse, — **durch Anwendung der richtig adjustirten neuen Blasrohrconstruction, unter allen Umständen eine im Mm. 10% betragende Brennstoffersparniss zu gewärtigen ist.**

## Ueber Gewölbe in den Locomotivfeuerkisten.

Mitgetheilt von **Otto Busse**, Obermaschinenmeister der dänischen Staatsbahnen in Jütland und Fühnen zu Aarhus.

(Hierzu Fig. 7--12 auf Taf. XXIX.)

In den letzten Jahren führen sich die Gewölbe in den Locomotivfeuerkisten vielfach auf dem Continent ein und manche Bahn, welche diese Einrichtung bisher nicht gebrauchte, wird gelegentlich an die Einführung schreiten, weshalb gewiss Details und Daten über dieselben Manchen willkommen sein werden.

In den groben Zügen sind die Gewölbe mehrfach veröffentlicht worden, namentlich in den vorzüglichen Sammelwerken des Herrn Directors **Johann Pechar** und in den Abhandlungen bezüglich der **Nepilly'schen** Feuerung; bestimmte Detailconstructions und Angaben fehlen jedoch noch; weshalb ich mir gestatten werde, namentlich solche zu geben, wie sie bei dem Betriebe seit  $1\frac{1}{2}$  Jahre auf der hiesigen Staatsbahn sich ergeben haben.

Die Gewölbe waren an ca. 150 Stück angebracht, mit welchen monatlich ca. 40,000 Meilen à  $7\frac{1}{2}$  Kilometer geleistet werden, so dass der Versuch an so grossem Material ausgeführt ist, dass man einen Ausgleich der Fehler voraussetzen darf.

Das Brennmaterial, welches hier verwandt wird, ist englische Kohle in den zwei ersten Perioden der Versuche, die sogenannte 1. Klasse **Newcastle-West-Hartley-Kohle** (Admiralitäts).

Als sich aber mit dieser so vorzügliche Resultate erzielten und es sich ergeben hatte, dass man auch sehr wohl eine kleiner ausfallende Kohle verwenden konnte, entschloss man sich für die Verwendung der **Slamannon coaking coal** aus Schottland, welche ca. 1 shl. oder ca. 7% billiger ist pr. 1000 Kilo als die **West-Hartley-Kohle**; diese Versuche umfassen die dritte Periode.

Aus den Aufzeichnungen über den Kohlenverbrauchs-Durchschnitt aller mit Gewölbe versehener Locomotiven, greife ich die Monate December bis April heraus, weil sich dieselben am besten für Vergleiche eignen.

Die Verkehrsintensität war in den drei Jahren ziemlich unverändert und die Fahrpläne hatten keine Aenderung erlitten.

Die angeführten Ziffern bedeuten den Kohlenverbrauch, Anheizen und Reservehalten inclusive pr. Locomotivmeile à  $7\frac{1}{2}$  km in Zollpfunden bei einer durchschnittlichen Zugstärke von 22,3 Achsen pr. Locomotivmeile.

	1882/83.	1883/84.	1884/85.
December	131	120	106
Januar	128	114	103
Februar	133	115	99
März	131	110	100
April	125	113	100
Summa	648	572	508
Durchschnitt	$129\frac{1}{2}$	$114\frac{1}{2}$	$101\frac{1}{2}$
	Newcastle-West-Hartley-Kohle.		Slamannon coaking coal.
	Gewöhnliche Feuerung.	Gewölbe in der Feuerkiste.	

Aus der Zusammenstellung ersieht man, dass der Kohlenverbrauch bei gleicher Kohlensorte von  $129\frac{1}{2}$  auf  $114\frac{1}{2}$  Pfd. pr. Meile gesunken ist, also um  $11\frac{1}{2}$ %. Mit der **Slamannon-Kohle** und Gewölbe ergab sich ein Verbrauch von  $101\frac{1}{2}$  Pfd. gegen  $129\frac{1}{2}$  Pfd., also eine Ersparniss dem Gewicht nach von ca. 22%, wozu noch der jederzeit um etwa 7% billigere Preis dieser Kohle kommt.

Nach diesen Resultaten lässt sich allgemein behaupten, dass eine weiche Cokes-Kohle einer harten langflammigen vorzuziehen ist, selbst wenn die erste stückreicher ist; doch bedingt die kleiner fallende Kohle in noch höherem Grade als die stückreichere das Gewölbe in der Feuerkiste, weil von den kleinen leichten Stücken sehr viel in die Rauchkammer mitgerissen wird und entweder durch den Schornstein entweicht oder nutzlos aus der Rauchkammer entfernt wird.

Die Ursachen, welche zur Einführung der Gewölbe drängten, waren häufige Klagen über die Kleinheit der Kohle, obwohl die theuerste stückreichste Kohle der Welt verwendet wurde, scheinbar zu hoher Consum, grosse Mengen von Zunder in der Rauchkammer, viel Funkenwerfen und Rauch. Beispielsweise kann ich anführen, dass man bei schweren Zügen früher die Rauchkammer jede 3 bis 4 Meilen ausleeren musste und dadurch Schaden an den Rauchkammertheilen anrichtete, während sie jetzt nach einer Fahrt von 20 Meilen unter denselben Bedingungen nur noch wenige Schaufeln voll Zunder enthalten. Dies hat dazu geführt, dass man die so lästig zu unterhalten-

den Trichter in den Rauchkammern gänzlich hat beseitigen können.

Bei Einrichtung der Gewölbe wurde nun weiter nichts vorgenommen, als die Roststäbe, welche 25<sup>mm</sup> Dicke haben, auf 8 bis 9<sup>mm</sup> Spaltenöffnung zu legen, während sie früher 12 bis 13<sup>mm</sup> hatten; dies wurde als thunlich angesehen und befunden, weil man jetzt einen Theil der zur Verbrennung nöthigen Luft durch die Thür herein nahm, statt früher alles durch den Rost; diese Maassregel hat zweierlei Folgen gehabt, erstens fallen weit weniger kleine Kohlen durch den Rost als früher und zweitens liegt das Feuer viel ruhiger auf demselben, was man durch Beobachtung durch farbige Gläser sofort bemerken kann.

Hier sei bemerkt, dass die Aschenklappe nicht mehr als nöthig geöffnet werden soll und lieber fehlende Luft durch die Thür einzuführen ist, weil das Feuer ruhiger liegt und die Thürringe mehr geschont werden.

Bezüglich der Construction der Gewölbe ist man in folgender Weise vorgegangen. Das vordere Ende wird so nahe als möglich unter die Rohre gebracht und die untere Seite der Gewölbefläche in der Richtung nach der obersten Kante des Thüringes gezogen; wir nehmen nun den Bogen so lang, dass seine Projection 55 bis 60<sup>o</sup>/<sub>o</sub> der Länge zwischen der Rohrwand und der Thürwand ausmacht, dass also ein Fuchsquerschnitt von 45 bis 40<sup>o</sup>/<sub>o</sub> der Feuerkastenlänge multiplicirt mit dessen Breite bleibt, und zwar nehmen wir das längere Gewölbe bei den Hauptbahnmaschinen, das kürzere bei denen für Secundärbahnen, von welchen einige Typen von 770<sup>mm</sup> lange Feuerkisten haben, bei diesen letztern ist der Fuchs 350<sup>mm</sup> lang. Ursprünglich hatten wir bis zu 100<sup>mm</sup> längere Gewölbe angewandt, es zeigte sich aber dann, dass die Feuerthüringe angegriffen werden. Die Gewölbe und deren Details sind aus den Zeichnungen Fig. 7 bis 12 auf Taf. XXIX ersichtlich.

Die Stärke der Gewölbesteine ist 100 bis 120<sup>mm</sup> je nach deren Länge; anfangs machten wir dieselben aus mehreren Stücken in der Länge und auch viel schmaler; nach Besprechung mit dem Fabrikanten wurde es jedoch vorgezogen, die Steine in einer Länge zu nehmen und ihnen eine Breite bis zu 250<sup>mm</sup> zu geben. Die Mittelsteine der grossen Locomotiven sieht man in Fig. 10.

Die Steine, welche an der Kupferwand anliegen, die Kämpfersteine, siehe Fig. 9, ruhen, wie man aus Fig. 7 bemerken wird, auf schmiedeisernen Leisten, Fig. 12, welche wiederum auf je drei Schraubenstützen gelegt sind. Die Kämpfersteine haben genau die Form der Feuerkastenwand; für jede Sorte sind Holzmodelle angefertigt worden, welche in den Maschinen angepasst wurden und nach diesen hat die Steinfabrik die Steine in tadelloser Weise dargestellt.

An dem Mittelsteine sind schwalbenschwanzförmige Ansätze von 20<sup>mm</sup> Höhe, dieselben bezwecken, dass ein Spielraum zwischen dem Gewölbe und der Rohrwand bleibt, wodurch Flugasche und Wasser bei eventuellem Rohrrinnen entweichen kann; anfangs hatten wir nicht diesen Spielraum, es folgte aber dann, dass auf dem Bogen sich mitunter grosse Mengen von Flugasche sammelten, welche sogar ganze Reichen von Röhren bedeckten; andererseits ist Rohrlecken vorgekommen, welches man wegen des Gewölbes nicht frühe genug entdeckt

hat, weil das herabtröpfelnde Wasser auf den heissen Gewölbesteinen wieder verdampfte.

Alle Steine müssen sauber und eben auf den Fugen sein und hat in dieser Beziehung die bekannte Fabrik von Dr. Otto in Dahlhausen an der Ruhr vorzügliches geleistet. Die Steine werden mittelst eines leichten Lehrgerüsts, welches auf dem Roste aufliegt, ohne Bindemittel in den Fugen aufgestellt, eine Arbeit, welche 4 bis 5 Stunden für 2 Mann in Anspruch nimmt.

Hier möge noch bemerkt sein, dass die gegebenen Constructionsverhältnisse nicht blos an Feuerkisten, wie die auf Fig. 7 und 8 angegebenen, angewandt sind, wir haben sie beispielsweise auch in Feuerbüchsen mit sehr geneigtem Rost angewandt und in allen Fällen gleich gute Resultate erzielt. Vom Gewölbe nach der Thür hin ist noch ein gewölbter Stein, Rauchverbrenner genannt, Fig. 11, aufgestellt; derselbe dient dazu, die Feuergase mit der durch die Thür eintretenden Luft zu mischen, wodurch eine lebhafte Verbrennung der Rauchgase zu beiden Seiten dieses Steines stattfindet. Die Rauchverbrennung ist in der That eine so gut wie vollständige, selbst gleich nach dem Aufwerfen von frischer Kohle bemerkt man nur eine hellgraue Rauchwolke am Schornsteine, welche jedoch sofort tief schwarz wird, wenn man die Feuerthür schliesst.

Wir hatten anfänglich den von englischen Ausführungen bekannten Schirm aus Blech; derselbe brannte jedoch auf wenigen Fahrten total weg, so dass man auf eine mehr feuerbeständige Construction sinnen musste; wir wandten dann erst gerade Steine an, welche auf 200 bis 300<sup>mm</sup> Breite die Gewölbefläche bis über die Thür fortsetzten; diese warfen eine sehr unangenehme Strahlwärme auf den Führerplatz; endlich wurde die dargestellte Form eingeführt, welche völlig entspricht.

Die Feuerthür ist bei den meisten unserer Locomotivtypen die zweitheilige Schiebethür, wo alte Klappenthüren vorhanden waren, ist die Sache so eingerichtet worden, dass das Brandblech an der Thür mit vielen 20<sup>mm</sup> Löchern durchbohrt wurde und der Schliesshaken mit mehreren Rasten versehen; wenn man nun die Thür in eine der äusseren Rasten hängt, so kann die Luft zwischen der äusseren Thürplatte und der Kesselwand in den Zwischenraum zwischen den Thürplatten streichen und von da durch die Löcher in der inneren Platte ins Feuer.

Der Luftquerschnitt, welcher als vortheilhaft herausgefunden ist, beträgt 5 bis 6<sup>o</sup>/<sub>o</sub> der freien Rostfläche, es entspricht dies einer Spalte in der zweitheiligen Thür von etwa 40 bis 60<sup>mm</sup>.

Andere als die hier beschriebenen Aenderungen sind an den Maschinen nicht ausgeführt worden und ist besonders hervorzuheben, dass der Blasrohrquerschnitt, welcher beispielsweise an unseren Normal-Personen- und -Güterzuglocomotiven, deren Feuerkiste die Figur I und II darstellt, vor wie nach der Einbauung der Gewölbe 120<sup>mm</sup> Durchmesser haben, trotzdem die Roste von 13 auf 9<sup>mm</sup> Spaltenbreite verengt worden sind. Dennoch machen die Maschinen jetzt besser Dampf als früher, was ja theilweise davon kommt, dass man jetzt für dieselbe Leistung 11 bis 22<sup>o</sup>/<sub>o</sub> weniger Brennmaterial zu verbrennen hat als früher, je nach Art des gewählten Brennmaterials.

Ein anderer Grund zum besseren Dampf machen und namentlich Dampf halten liegt darin, dass das Gewölbe, welches in vorliegendem Beispiel ca. 250 kg wiegt, eine grosse Menge

Wärme in sich aufnimmt, während das Feuer klar brennt, welche es dann wieder abgibt, wenn frische Kohlen aufgeschüttet sind.

Die erste Anschaffung der Gewölbe mit Anbohren der Stützen, Herrichtung der Leisten und Aufstellung der Steine kostet ca. 17 Mark an Materialien und 7 Mark an Arbeitslohn, also in Allem etwa 24 Mark bei grossen Maschinen; bei kleinen Typen fällt die Ausgabe geringer aus.

Bezüglich der Haltbarkeit der Gewölbe kann angeführt werden, dass man einige derselben bis zu 50000 km in ungestörtem Betrieb gehabt hat, einige haben schon nach wenigen Reisen erneuert werden müssen; durchschnittlich haben dieselben aber ca. 30,000 km ausgehalten, welche Durchschnittszahl bei weiterem Gebrauche unbedingt höher werden wird, weil man erst nach und nach die Erfahrungen für die richtige Construction und Behandlung derselben sammelt; immerhin haben die Gesamtkosten der Beschaffung, Erneuerung und Unterhaltung der Gewölbe in einem Betriebsjahr, nachdem die Sache schon  $\frac{1}{2}$  Jahr vorher eingeführt war, nur  $1,8\%$  der Brennmaterialausgaben ausgemacht, nämlich ca. 0,18 Pfg. pr. Locomotivkilometer, obwohl die feuerfesten Materialien durch den langen Transport vom Rhein nach hier auf ihren doppelten Fabrikpreis kommen. Bei einer Ersparniss von  $22\%$  am Brennmaterialquantum und etwa  $7\%$  am Brennmaterialpreise durch Anwendung billigerer Kohlensorten, fallen diese Kosten für die Gewölbe nicht ins Gewicht.

Uebelstände sind bei der Construction, welche man jetzt als abgeschlossen betrachten kann, nicht aufgetreten; die Rohre scheinen sich besser zu halten als früher und sind namentlich deren Enden nicht mehr so stark angegriffen als vor Einführung der Gewölbe; ist dasselbe zu lang, so greift das Feuer die Thürringe und das darum liegende Kupfer an; dasselbe wird aber durch die Schutzbleche in der Thür, welches wir aus Guss-

eisen machen und mit Zwischenraum anbringen, so dass Luft unter dasselbe streichen kann, genügend geschützt; jedenfalls trägt die durch die Thür eintretende Luft sehr dazu bei, den Ring zu schützen und darum ist diese Construction der Nepilly'schen sehr vorzuziehen.

Bei Feuerkisten mit Gewölben wird die Flamme ja viel stärker gegen die Thür gerichtet als bei gewöhnlichen Feuerkisten; man bemerkt das leicht, wenn man die Thür absichtlich einmal schliesst, so ist sie in wenigen Minuten rothglühend auf der Mitte. Es folgt hieraus, dass der Ring, welcher von Wasser nicht genügend gekühlt werden kann, sehr stark erhitzt wird. Ein anderer Vorzug vor Nepilly's Construction ist auch der, dass man die Heizfläche der Rohrwand zu Nutzen behält, während sie dort durch den Stehrost abgekühlt wird, ferner dass das Gewölbe einen hohen Hitzegrad annimmt und somit die aufsteigenden Gase zum Verbrennen anwärmen kann; bei Nepilly wird das Gewölbe ja von der Luft vom Stehrost abgekühlt und ist somit weniger im Stande, die Rauchgase auf die für die Entzündung nöthige Temperatur aufzuwärmen. Dass die Luft von der Thür die Gase unter rechtem Winkel trifft, ist für die Mischung gewiss günstiger, als wenn beide gleiche Richtung haben.

Schliesslich will ich noch einen Punkt berühren, der uns anfänglich beängstigte, nämlich, dass Störungen im Betriebe vorkommen möchten durch Einsturz der Gewölbe, welche dann das ganze Feuer verlöschen würde; glücklicherweise hat diese Angst sich unnöthig erwiesen; es ist noch kein einziges Gewölbe während der Fahrt eingestürzt, vereinzelt sind Stücke abgebrochen und ins Feuer gefallen; diese hat man dann leicht mit der Schlackenschaufel entfernen können, im Ganzen fallen die Gewölbe nicht ein, sondern rutschen beim Erkalten in den Remisen langsam herunter, ohne Störungen zu bewirken.

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

a. **Julius Pintsch**, geb. den 6. Januar 1815 zu Berlin, hat sich aus kleinen Verhältnissen aus eigener Kraft zu einem der bedeutendsten Industriellen Deutschlands emporgearbeitet. Pintsch erlernte das Klempnerhandwerk und errichtete 1843 in einer Kellerräumlichkeit Berlins eine kleine Klempnerwerkstätte, wo er sich speciell mit der Herstellung von Lampen befasste, und als ihm, in Folge seiner Zuverlässigkeit, von der Direction der Berliner Gasfabrik die Reparaturen an den bisher ausschliesslich von England bezogenen Gasmessern übertragen wurde, fertigte er zugleich nach eigener Construction Gasmesser an, die sich als bei weitem zuverlässiger und besser als die englischen Apparate erwiesen. Bei dem nunmehr zwischen dem englischen und deutschen Fabrikat entsponnenen Concurrenzkampf ging Pintsch glänzend als Sieger hervor und ist es zum grossen Theil sein Verdienst, dass bereits in den fünfziger Jahren die Engländer auf diesem Gebiete fast ganz vom deutschen Markt verdrängt wurden. In demselben Zeitraum begann auch schon der Export von Gasapparaten nach Oesterreich,

Russland u. s. w. — ein Zeichen, bis zu welchem Grade Pintsch seine Fabrik, die schon längst aus den beschränkten Kellerräumen (1848) an den Stralauer-Platz und (1863) an die Andreasstrasse verlegt worden war — leistungsfähig gemacht hatte. Dem guten Ruf und der Leistungsfähigkeit der Pintsch'schen Fabriken, die inzwischen durch Errichtung von Filialen in Breslau und Dresden weitere Ausdehnung erfahren hatten, war es zu verdanken, dass das kgl. preuss. Kriegs- und Marine-Ministerium sich im Jahre 1867 an die Firma wandte, um die ersten Torpedos bauen zu lassen. Jul. Pintsch wusste das hohe Maass von Vertrauen, welches durch Uebergabe der umfangreichen, namentlich in den Kriegsjahren 1870/71 gesteigerten Lieferungen so zu rechtfertigen, dass er alleiniger Fabrikant der Seeminen in dieser wichtigsten Zeitperiode blieb.

Im Jahre 1868 richtete die Direction der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn an Pintsch die Aufforderung, für die Eisenbahn-Personenwagen eine gute Gasbeleuchtung zu schaffen.

Dieser Appell sollte zu einem abermaligen grossartigen

Aufschwung und Erweiterung des Geschäfts führen und schliesslich ein Werk zu Tage fördern, mit dem der Name des Erfinders für immer verbunden ist.

Anfangs sich an die Kohlengasbeleuchtung anlehnend, wie solche auf englischen Bahnen seit Jahren eingeführt war, wandte Pintsch sich plötzlich dem Fettgas zu, welches zu jener Zeit als Beleuchtungsmittel den denkbar schlechtesten Ruf genoss. Der Weg aber war der richtige und in kürzester Zeit sah man in einer ganzen Reihe ingenieuser Erfindungen ein Beleuchtungssystem sich entwickeln, welches in die Einrichtungen für jeden einzelnen Personenwagen und in die Fettgasanstalten als Füllstationen sich gliedert.

So wurde eine neue Beleuchtung geschaffen, die auf den Eisenbahnen sämtlicher Culturländer des Erdballs in dem kurzen Zeitraum von ca. 10 Jahren allgemeine Einführung gefunden hat. Heute sind über 100 Füllstationen im Betriebe und ca. 15 000 Eisenbahnfahrzeuge werden aus diesen Anstalten mit comprimirtem Fettgas versorgt.

Allmählich stellte sich Pintsch-Gas, wie die Art der Beleuchtung kurzweg genannt wird, auch in den Dienst der Schifffahrt und verdienen die grossen Beleuchtungsanlagen auf amerikanischen Dampfern bis zu 500 Flammen (auf einem Schiff) ganz besonders hervorgehoben zu werden.

Die neue, die technische Welt lebhaft bewegende Erfindung erforderte aber zu ihrer Ausbeutung specielle Fabrikationseinrichtungen, die mit der weiteren Ausbreitung des Systems und steigendem Export ein vollständiges Etablissement für sich beanspruchte. Jul. Pintsch erkannte die Nothwendigkeit und erbaute im Jahre 1872 die Fabrik in Fürstenwalde a. d. Spree, welche mit der steigenden Production gleichen Schritt haltend, successive vergrössert wurde. Letztere wurde gewissermassen zu einem Theilfactor der Berliner Fabrik, mit der sie Hand in Hand arbeitet, ausgebildet und zeigen die beiderseitigen Fabrikationseinrichtungen, dass nur ein klar blickender Geist ein so harmonisches Ganze zu schaffen vermag.

Das verdienstliche Streben des von Hoch und Niedrig gleich geachteten und geehrten Mannes fand am 28. Januar 1884, dem Todestage des königl. Commerzienrathes Pintsch, sein Ziel.

b. **Sidney Gilchrist Thomas.** Am 1. Februar 1885 starb in Paris im noch nicht vollendeten 35. Lebensjahre der bekannte Metallurg, dessen Genie und unermüdlicher Arbeit der basische Bessemer-Prozess hauptsächlich seine Entstehung verdankt. Sidney Thomas war im April 1850 geboren; er wurde für den ärztlichen Beruf, in welchem ein Bruder von ihm als bekannter Specialist thätig ist, erzogen, trotzdem er selbst für die Technik sich interessirte. Der Tod seines Vaters zwang ihn indessen, in seinem 17. Lebensjahre, die Beamtenlaufbahn einzuschlagen. In seinen Musestunden beschäftigte er sich besonders mit Chemie und Metallurgie, hörte Vorträge über diese Gegenstände und arbeitete in Privatlaboratorien.

Im Jahre 1870 fing er zuerst an, sich mit der Entphosphorung des Eisens, deren grosse commerzielle Bedeutung er klar erfasst hatte, ernstlich zu beschäftigen; er sammelte alles hierauf bezügliche Material und kam zu demselben Schlusse,

wie Gruner, nämlich dass die übliche Ausfütterung des Convertors die Entphosphorung unmöglich mache; von hier bis zu dem Gedanken der basischen Ausfütterung war ein ziemlich nahe liegender Schritt.

Im Jahre 1876 wurde sein Vetter, Percy C. Gilchrist, der damals Chemiker der Ceom-Avon-Werke war, aber bald darauf nach Blaen-Avon ging, sein Mitarbeiter und führte eine umfassende Reihe von Versuchen nach den Angaben und unter Mitwirkung von Thomas aus. Das erste Patent wurde im November 1877 angemeldet, die Patenturkunde datirt vom 21. Mai 1878.

Die erste Mittheilung über sein Verfahren machte Thomas am 28. März 1878 in einer Versammlung des Iron and Steel Institute; mit Hohn und ungläubigem Lächeln begleitete man die Worte des unbekanntenen Jünglings, der ein Problem gelöst zu haben behauptete, welches von den tonangebenden Hüttenleuten als fast unlösbar bezeichnet worden war. Sein Vortrag für die September-Versammlung desselben Vereins, die in Paris stattfand, in welchem das Verfahren detaillirt beschrieben war, kam als letzter Punkt auf die Tagesordnung und wurde bis zur Mai-Versammlung 1879 vertagt. Nachdem aber inzwischen die Firma Bolckow Vaughan & Co. das Verfahren auf das Sorgfältigste erprobt und bei sich eingeführt hatte, war der Erfolg um so durchschlagender; ausser Ehre und Anerkennung fand der Erfinder auch materiellen Lohn durch den vortheilhaften Verkauf seiner Patente.

Freilich erforderte der letztere viele Reisen und schwierige Unterhandlungen und diese, sowie die anstrengende geistige Thätigkeit in der Weiterentwicklung seines Verfahrens griffen seine ohnehin schwache Gesundheit derartig an, dass er seit 1882 gezwungen war, sich dauernd im Auslande (Australien und Algier) aufzuhalten. Im Sommer 1884 begab er sich nach Paris, um dort eine Cur, von der er sich Heilung versprach, durchzumachen; die Besserung war aber nur eine scheinbare und am 1. Febr. d. J. erlöste ihn der Tod von seinen Leiden.

Die persönlichen Eigenschaften des Verstorbenen werden in einem der englischen Zeitschrift Iron enthaltenen ausführlichen Nachrufe in beredter Weise als ebenso hervorragende geschildert, wie seine metallurgischen Kenntnisse und Erfolge.

(Glaser's Annalen 1885, Febr., S. 80.)

c. **Wilhelm von Prangen** nahm als geborener Holsteiner in jungen Jahren Antheil an der Bewegung seines engeren Vaterlandes gegen die dänische Herrschaft und trat 1849 in die Schleswig-Holsteinische Armee ein. Nach dem unglücklichen Ausgange jener ersten Erhebung nahm Prangen seine durch dieselbe unterbrochenen Studien und zwar an der Münchener polytechnischen Schule wieder auf.

Von dort kam er im Sommer 1853 in die Schweiz und fand unter Etzel beim Bau der Schweizerischen Centralbahn Verwendung. Schon dort erwarb er sich durch sein gediegenes und wahrhaftes Wesen einen Kreis von Freunden für das ganze Leben. — Als Etzel im Jahre 1857 nach Oesterreich übersiedelte, um die Leitung des Baues der damaligen »Kaiser Franz Josef's-Orientbahnen« zu übernehmen, liess er mit einer Anzahl von ihm beim Bau der Schweizerischen Centralbahn zum

praktischen Eisenbahndienste herangebildeter jüngerer Ingenieure auch Prangen in den neuen Wirkungskreis mit eintreten. Ihm wurde in der Folge die Leitung einer Bausection in der Nähe von Kanizsa anvertraut. Seine vorzügliche Bewährung auch bei dieser Aufgabe gab erwünschten Anlass, bei der im Jahre 1861 erfolgten Organisation des Baudienstes der Brennerbahn seine Versetzung nach Innsbruck zu beantragen, wo ihm die Tracirung und die Bearbeitung des Projectes der Theilstrecke von Innsbruck bis zur Brennerhöhe und dann die Leitung des Baues der ersten Section von Innsbruck bis oberhalb St. Jodok zugewiesen wurde. Wer die Schwierigkeiten der in diese Section fallenden Entwicklung durch die Sillschlucht zwischen Innsbruck und Mattrey kennt, weiss die Aufgabe zu würdigen, die Prangen dort gelöst hat.

Nach der im August 1867 kurz nach Eröffnung der Brennerbahn erfolgten Berufung ihres Bauleiters Thommen nach Pest und nach kurzem Interregnum wurde dann Prangen mit der Leitung der noch rückständigen Vollendungsarbeiten und der Abrechnung der Brennerbauten von der Direction der Südbahn betraut, doch nur um Thommen Anfangs 1869 nach Ungarn nachzufolgen, wo er bei dessen bald darauf aus Gesundheitsrücksichten erfolgendem Rücktritt sein Nachfolger in der Stelle eines kgl. ung. Eisenbahnbau-Directors ward.

Rücksicht auf die nationalen Verhältnisse veranlassten ihn, diese Stelle wenig über ein Jahr zu behalten und sie gegen jene eines Consulanten der Unionbank zu tauschen, für welche er den Bau der ungarischen Nordostbahn auszuführen hatte, ein Unternehmen, welches von dessen anfänglichem Concessionär — Stroussberg — gründlich verfahren und dann der Unionbank überlassen worden war.

Nach Beendigung dieser mühevollen Aufgabe verblieb Prangen in Wien, ohne mehr eine bestimmte Stellung einzunehmen, doch in steter Verbindung mit alten Freunden und nach verschiedenen Richtungen thätig. So in mehrfachen Expertisen und dann insbesondere an Studien für die serbischen Bahnen und für die Wiener Stadtbahn lebhaft betheiligt.

In den letzten Jahren war die Gesundheit Prangen's sehr erschüttert, er starb am 16. März 1885, tief betrauert von seinen Freunden und allen, die den tüchtigen Fachgenossen und seinen ehrenwerthen Charakter kennen gelernt.

(Wochenschr. des österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1885, S. 124.)

d. **Alois von Röckl** wurde am 25. Mai 1821 zu Günzberg als Sohn eines Landrichters geboren. Nach Absolvirung des Gymnasiums widmete er sich an der Universität München zuerst dem Studium der Philosophie, dann dem der Medicin, fühlte sich aber von beiden Disciplinen nicht befriedigt, sondern ging an die polytechnische Schule über und widmete sich, einem inneren Drange folgend, dem Baufache. Nach glänzend bestandem Staatsexamen bereiste er fremde Länder, wobei das damals in den Anfängen begriffene Eisenbahnwesen ihn so mächtig anzog, dass er nach seiner Rückkehr in's Vaterland sich ganz dem Eisenbahnbau widmete.

Gleich zu Anfang seiner Praxis zeichnete sich Röckl durch Ausbildung und Vervollkommnung des von dem bayer. Sectioningenieur Bruckner im Jahre 1844 erfundenen sog.

Massenivellement aus. Er war nun eine Reihe von Jahren beim Bau verschiedener bedeutender Eisenbahnlinien beschäftigt und wurde im Jahre 1857 zum Betriebsingenieur in Augsburg ernannt.

Im Jahre 1863 wurde er zur Generaldirection der Verkehrsanstalten als Vorstand des daselbst neu errichteten Projectirungsbureaus berufen. In dieser Stellung entfaltete Röckl eine beispiellose Rührigkeit. Er stellte vor Allem neue technische Grundsätze auf, welche bei Anfertigung der neuen Bahnprojecte zur Grundlage dienen sollten und welche bisher nicht bloß in Bayern, sondern allenthalben gefehlt hatten. Diese Grundsätze wurden von Röckl in einer eigenen an die Kammer der Abgeordneten gerichteten Broschüre: »Ueber die Vervollständigung des bayerischen Eisenbahn-Netzes,« München bei Franz, 1865 veröffentlicht und nachdem sie weiter ausgearbeitet und ergänzt worden, im Jahre 1868 vom kgl. Staatsministerium in die Motive zum Entwurfe eines Gesetzes: »die Ausdehnung und Vervollständigung der bayerischen Staatseisenbahnen betreffend,« aufgenommen. In denselben wurden die bisher ganz ausser Acht gelassenen Betriebskosten bei der Projectirung neuer Bahnen mit in Betracht gezogen, in der Weise, dass diejenige Linie als die beste gefunden wurde, für welche die Baukosten sammt den kapitalisirten Betriebskosten zusammen ein Minimum ergaben.

Nach diesen Grundsätzen, welche für die Gestaltung der neuen bayerischen Eisenbahnen von entscheidender Bedeutung waren, wurde nun eine grosse Zahl von Bahnprojecten bearbeitet, so dass bis Ende des Jahres 1867 nicht weniger als 29 Bahnprojecte von einer Gesamtlänge von rund 1600 km dem Handelsministerium, an dessen Spitze inzwischen der vormalige Ostbahndirector v. Schlör berufen worden, vorgelegt werden konnten. Die Projectirung wurde von Röckl in muster-giltiger Weise organisirt. Ausser den vorerwähnten Grundsätzen stellte er treffliche Vorschriften auf für die formelle Behandlung der Erdmassen-Berechnung, der Massenausgleichung, der Kostenanschläge u. s. w. und gestaltete den Geschäftsgang überhaupt in der denkbar einfachsten Weise.

Auf Grund der umfangreichen Vorarbeiten wurde nun zu Anfang des Jahres 1868 vom Ministerium ein Gesetzentwurf über die Ausdehnung und Vervollständigung der bayer. Staatseisenbahnen der Kammer der Abgeordneten vorgelegt, welche denselben auch im April desselben Jahres genehmigte. Dieses Gesetz ist neben dem späteren über den Ankauf der Ostbahnen das grösste und wichtigste, welches in Bayern je über Eisenbahnen erlassen wurde. Der Bau von 27 Bahnen mit einem Gesamtaufwand von 110 Millionen Gulden wurde durch dasselbe genehmigt.

Röckl war inzwischen zum Bezirks-Ingenieur, dann zum Oberingenieur und im Jahre 1869 zum Generaldirectionsrath befördert worden. Und als im Jahre 1874 der damalige Eisenbahn-Baudirector v. Dyk wegen vorgerückten Alters in den Ruhestand versetzt wurde, wurde Röckl an dessen Stelle zum Eisenbahn-Baudirector ernannt, welchen Posten er sieben Jahre lang mit der ihm eigenen Energie und Geschäfts-Gewandtheit vorstand. Unter seiner Direction wurden 27 Bahnlilien (18 Hauptbahnen und 9 Vicinalbahnen) ausgeführt und der Bau

bezw. Umbau von 9 der grössten bayerischen Bahnhöfe in's Werk gesetzt.

In diese Zeit fallen auch die grossartig angelegten Versuche über die Widerstände der Eisenbahn-Fahrzeuge bei ihrer Bewegung in den Gleisen, welche auf Röckl's Anregung und unter seiner directen Leitung angestellt und deren Ergebnisse von ihm selbst ausführlich in der Zeitschr. f. Baukunde 1880 veröffentlicht wurden. Auch durch Erfindung einer Zugschranke mit automatischem Glockensignale, welche auf sämtlichen bayrischen und auch auf ausserbayerischen Bahnen eingeführt ist, hat sich Röckl in weiten technischen Kreisen bekannt gemacht. Wie hoch derselbe als technische Autorität allgemein geschätzt wurde, beweisen unter Anderem seine Berufung als Sachverständiger in die im Jahre 1874 zur Untersuchung über den baulichen Zustand der türkischen Bahnen abgesandte Commission, sowie seine im Jahre 1880 erfolgte Ernennung zum ausserordentlichen Mitgliede der kgl. Academie des Bauwesens in Berlin.

Seiner angegriffenen Gesundheit wegen musste Röckl im Frühjahr 1881 seine Versetzung in den Ruhestand nachsuchen. Seit dieser Zeit ist der Name Röckl fast gar nicht mehr in die Oeffentlichkeit gedrungen; die Ursache war ein schweres Leiden, das dem hart geprüften Manne viele trübe Stunden bereitete, bis es ihm endlich — im Irrenhause — am 2. April 1885 den Todesstoss versetzte.

(Nach d. Deutschen Bauzeitung 1885, S. 194).

e. **Oberbaurath Professor Hermann Sternberg** wurde 1825 in Aachen geboren, erwarb seine Schulbildung daselbst und studirte dann, mit einem Staatsstipendium ausgerüstet, an dem Gewerbeinstitut zu Berlin das Maschinenfach, womit zugleich Werkstattübung verbunden war. Seine erste praktische Verwendung war die als Mechaniker und Constructeur bei dem Bau der Weichsel- und Nogat-Brücken zu Dirschau, welche sich auch nach Ablegung der Staatsprüfung als Feldmesser und Bauführer fortsetzte. Nach Vollendung dieser Werke folgte die Bethheiligung bei den Vorarbeiten der Cöln-Crefelder Eisenbahn, bei dem Bau der Trajectanstalt zwischen Homberg und Ruhrort, sowie im Centralbureau der Kreuz-Cüstrin-Frankfurter

Eisenbahn. Durch diese vielseitige praktische Uebung, sowie durch weitere zweijährige Studien auf der Bauacademie zu Berlin war Sternberg wohl vorbereitet zum Bestehen der zweiten Staatsprüfung. Er wurde 1859 zum Baumeister ernannt. Das Beherrschen der beiden Zweige Bauingenieurwesen und Hochbau nebst dem Maschinenfach machte seine technische Bildung zu einer sehr umfassenden und befähigte ihn später ganz besonders zum Lehrer an einer technischen Hochschule.

Nunmehr stellte die Direction der Rheinischen Bahn Sternberg an, und verwendete ihn unter Hartwich's Leitung bei den bedeutenden Erweiterungen ihres Netzes, theils im Centralbureau, theils bei Bauausführungen. Hier war es insbesondere die statische Berechnung der Rheinbrücke bei Coblenz und die Bearbeitung der Theorie der Bogenbrücken überhaupt, welche ihn in weiteren Kreisen bekannt machte. Auf Grund desfalliger Empfehlungen wurde er an die Polytechnische Schule in Karlsruhe berufen, als Professor und Vorstand der Ingenieur-Abtheilung. Karlsruhe war nun 24 Jahre lang der hauptsächlichste Schauplatz seines Wirkens, bei grosser geistiger und körperlicher Rüstigkeit, die ihm bis zu seinem jähen Tode, am 18. Juli 1885, verblieben ist.

Sternberg war ein rechter Mann der Wissenschaft. Gründlich und genau nahm er es mit seinen eignen Untersuchungen, wie mit den Forschungen Anderer; denn stets strebte er nach der reinen und soweit möglich vollen Wahrheit. Mehrfach hat er zu den wissenschaftlichen Fortschritten beigetragen, welche in den letzten Jahrzehnten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens gemacht worden sind. Von literarischen Leistungen nennen wir: Die Mitwirkung bei den »Erweiterungsbauten der Rheinischen Eisenbahn« 1. Bd.: Brücke zu Coblenz 1864. Zwei Capitel in dem Handbuch der speciellen Eisenbahntechnik 1. Bd., 1870 über »Aussergewöhnliche Eisenbahnsysteme und über Eisenbahn-Fähren und Schiffbrücken«. In dem gleichen Handbuch 5. Band, 1878: »die Abschnitte über die Systeme Fell und Wetli, Gebirgsbahnen mit freien Locomotiven, Drahtseilbahnen« und Aufsatz in der Zeitschrift für Bauwesen 1875: »Untersuchungen über Längen- und Querprofil geschiebeführender Flüsse«.

(Nach d. Deutsch. Bauzeitung 1885, S. 372.)

## Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

### Preis-Vertheilung.

In Folge des von der unterzeichneten geschäftsführenden Direction unter dem 3. März 1883 erlassenen Preisausschreibens, durch welches

- A. für Erfindungen und Verbesserungen in der Construction bezw. den baulichen Einrichtungen der Eisenbahnen,
- B. für Erfindungen und Verbesserungen an den Betriebsmitteln bezw. in der Verwendung derselben,
- C. für Erfindungen und Verbesserungen in Bezug auf die Centralverwaltung der Eisenbahnen und die Eisenbahn-Statistik, sowie für hervorragende Erscheinungen der Eisenbahn-Literatur,

die ihrer Ausführung bezw. ihrem Erscheinen nach in die sechsjährige Periode vom 16. Juli 1878 bis 15. Juli 1884 fallen, im Ganzen neun verschiedene Preise von in maximo 7500 Mk. bis in minimo 1500 Mk. mit einem Gesamtbetrage von 30000 Mk. ausgesetzt waren, sind im Ganzen 28 Bewerbungen eingereicht worden, von denen 5 der Gruppe A, 8 der Gruppe B und 15 der Gruppe C angehören.

Nach eingehender und sorgfältiger Prüfung sämtlicher Bewerbungen sind von der nach den bestehenden Bestimmungen hierzu berufenen Prämiiungs-Commission des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen folgende Preise zuerkannt worden:

In der Gruppe A: je ein Preis von 3000 Mk. dem Herrn Richard Schwartzkopff, Ingenieur in Berlin, für einen Sicherheits-Apparat für Dampfessel,\*) sowie dem Herrn Heindl, Inspector der k. k. General-Inspection der Oesterreichischen Eisenbahnen in Wien, für ein Oberbausystem mit eisernen Querschwellen;\*\*\*) ferner ein Preis von 1500 Mk. dem Herrn Schrabetz, Civil-Ingenieur in Wien, für eine von ihm construirte Biegevorrichtung für Eisenbahn-Schienen;\*\*\*)

In der Gruppe B: ein Preis von 3000 Mk. dem Herrn Mahla, Ober-Maschinenmeister der Generaldirection der Kgl. Bayerischen Verkehrs-Anstalten (Betriebs-Abtheilung) in München, für eine Schlauchverbindung für die Dampfheizung der Eisenbahnwagen,†) und ein Preis von 1500 Mk. dem Herrn Sedlaczek, Telegraphen-Controleur der k. k. Generaldirection der Oesterr. Staatseisenbahnen in Wien, für die von ihm construirte Locomotiv-Lampe mit electrischer Beleuchtung,††) und endlich

In der Gruppe C: je ein Preis von 1500 Mk. 1) dem

\*) Eins der nächsten Hefte des Organs wird die Abbildung und Beschreibung dieses prämiirten Gegenstandes bringen.

\*\*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1883, S. 239.

\*\*\*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1883, S. 176.

†) Vergl. §. 160 der Techn. Vereinbar. und abgebildet daselbst auf Blatt F.

††) Abgebildet und beschrieben im Organ 1882, S. 83.

Herrn Ulbricht, Bureau-Director und Vorstand des statistischen Bureaus der Sächs. Staatseisenbahnen in Dresden, für die von ihm verfasste Erklärung eines technischen Hilfsmittels im Dienste der Eisenbahn-Statistik zur Abkürzung und Vereinfachung der Arbeiten bei Ermittlung der Verkehrs-Ergebnisse,\*) 2) den Herren Brosius, Kgl. Maschinen-Inspector und Vorstand des maschinentechnischen Bureaus der Kgl. Eisenbahndirection in Magdeburg, und Koch, Chef der Section für Eisenbahnbetrieb im Kgl. Serbischen Bauten-Ministerium in Belgrad, für die von denselben gemeinschaftlich verfassten Schriften »die Schule des Locomotivführers« und »das Locomotivführer-Examen,«†††) und 3) dem Herrn Frank, Prof. an der technischen Hochschule in Hannover, für seine Abhandlung über die Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge, den Wasser- und Kohlenverbrauch, sowie den Effect der Locomotiven. §)

Weitere Preise zu vergeben, war die Prämiiirungs-Commission nicht in der Lage.

Berlin, im August 1885.

Die geschäftsführende Direction des Vereins.

W e x.

†††) Besprochen im Organ 1874, S. 48; 1875, S. 266 und 1877, S. 130.

§) Zuerst veröffentlicht im Organ 1883, S. 3 und 69.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Traciren und Vorarbeiten.

#### Ueber Concessionirung und Tracirung der Eisenbahnen in England.

Die Anlage einer Bahn entspringt in Grossbritannien, wo Staatsbahnen unbekannt sind, dem privaten Unternehmungsgeist und erfordert zunächst die Concessionirung durch das Parlament. Es wird hierbei in gleicher Weise vorgegangen, wie bei der Genehmigung anderer Unternehmungen von öffentlicher Bedeutung, wie Pferdebahnen, Canälen, städt. Wasserwerken u. s. w. Die Bedingungen für das Gesuch um Genehmigung, an sich sehr einfach, bilden einen Theil der Geschäftsordnung des Parlamentes und beschränken sich, was die Zeichnungen betrifft, auf solche in ziemlich kleinem Maassstabe. Das Gesuch wird einem Ausschuss überwiesen und zwar sind für die Begutachtung von Eisenbahnen und Canälen ständige Ausschüsse eingesetzt. Der Ausschuss nimmt nun auch die Aeusserungen der Gegner des Projectes entgegen, Zeugen werden von beiden Seiten in's Feld geführt und hohe Summen an Anwaltsgebühren, Tagegeldern, Reise- und sonstigen Kosten verausgabt, bis der Ausschuss seine Entscheidung trifft, welche für den Beschluss des Parlamentes meistens maassgebend bleibt. Bei einigen Bahnen sollen die angedeuteter Weise erwachsenen parlamentarischen Kosten 12000 bis 30000 M. pro Kilometer betragen haben, so dass die Rentabilität dieser Bahnen bis heute unter diesen ersten Auslagen leidet.

Nachdem die Genehmigung erteilt ist, darf innerhalb gewisser Grenzen die Trace noch immer gemäss gesetzlicher Bestimmungen geändert werden. Und zwar darf die Abweichung von der geplanten Achse nach jeder Seite hin bis zu 9,14<sup>m</sup> in Ortschaften und bis zu 91,4<sup>m</sup> in offener Gegend betragen. Desgleichen darf man die Höhenlage der Schienen im offenen Lande um 1,52<sup>m</sup> und in zusammenhängend bebautem Terrain um 0,60<sup>m</sup> gegen die anfänglich geplante Höhenlage verschieben, sowie die Steigung, so lange sie unter 1:100 bleibt, um 1,9 pro Mille verstärken, und wenn sie steiler als 1:100 um 0,57 pro Mille vergrössern ohne besondere Bewilligung. Bei Unterführungen wird ausser der Minimalbreite und Minimalhöhe des Lichtraumes auch diejenige Breite vorgeschrieben, auf welche mindestens die Minimalhöhe vorhanden sein muss, ebenso auch die Minimalhöhe des Bogenanfangs bei Gewölben. Die Lichtweite wird bei Privatstrassen in endgültiger Weise, bei Hauptstrassen aber mit der Bedingung festgesetzt, dass bei nachträglicher Erbreiterung der Strasse auch der Lichtraum der Brücke zu erbreitern sei, eine Forderung, welche meistens die sofortige Wahl grosser Weiten veranlasst. Für die Rampen der Zufahrten sind die Steigungen der benachbarten Strassenstrecken maassgebend, insoweit dieselben bei Zollstrassen nicht flacher als 1:30 und bei sonstigen öffentlichen Strassen nicht flacher

als 1:20 sind. Plankreuzungen, über deren Anwendung in Deutschland vielfach irrige Ansichten verbreitet sind, bedürfen zwar für jeden einzelnen Fall einer eigenen Genehmigung, die nicht gern und nur unter besonderen Umständen ertheilt wird, sind aber doch, namentlich bei den älteren oder in flachem Lande gelegenen Bahnen, in grosser Anzahl vorhanden.

Anfangs war die staatliche Aufsicht über den Bahnbau gering, indem blos vor Eröffnung der Strecke eine Bereisung durch einen Beamten des Handelsamtes stattfand; in neuerer Zeit aber wurde die Controle verschärft und es wird die Erfüllung einer Reihe von Sicherheitsmaassregeln gefordert. Mit der Anzeige der Fertigstellung der Bahn müssen noch Zeichnungen, namentlich des Oberbaues, der Brücken und der Bahnhöfe eingeliefert werden; es folgt dann die Bereisung und Prüfung der Strecke durch einen Aufsichtsbeamten.

(Nach einem Vortrage des Herrn Stadtbaumeisters Heuser im Arch.- u. Ing.-Ver. zu Aachen, durch deutsche Bauzeitung 1885, S. 323.)

#### Normativ-Bestimmungen über die Bewilligung von Unterstützungen zu Secundärbahn-Bauten im Grossherzogthum Mecklenburg-Schwerin.

Unter dem 8. Januar 1883 sind abgeänderte Bestimmungen in Kraft getreten, welche folgendes Wesentliche enthalten:

Die Bewilligung staatlicher Beihilfen, welche nicht à fonds perdu erfolgt, sondern deren besondere Bedingungen in jedem Einzelfalle festgesetzt werden, ist an die Bedingung folgender besonderen Voraussetzungen gebunden.

1) Dass die projectirte Bahn den Localverkehr mit einer bestehenden Hauptbahn vermittelt, oder mehrere Hauptbahnen mit einander verbindet.

2) Dass der zu erwartende Verkehr für ausreichend befunden wird, die Kosten des Betriebes und der Bahnerhaltung zu decken, desgleichen Zinsen und Amortisation für solche Baupmittel, die ausser der Landesbeihilfe — durch verzinsliche Anleihen — beschafft werden.

Bei normalspurigen Secundärbahnen soll die Landesbeihilfe für eine Länge bis zu 25 km den Betrag von 20,000 M. pro Kilometer nicht übersteigen. Bei grösserer Bahnlänge mindert sich der Höchstbetrag auf 10,000 M. für je 1 km.

Für schmalspurige Secundärbahnen werden in gleicher Weise 15,000 M. für 1 km für die ersten 25 km der Bahn-

länge und 7,500 M. für jeden folgenden Kilometer als Landesbeihilfe in Aussicht gestellt.

(Deutsche Bauzeitung 1885, S. 115.)

#### Der Curven-Winkelkopf.

(Wochenblatt für Baukunde 1885, S. 135.)

Das namentlich in coupirtem Terrain beliebte Abstecken von Kreiscurven mittels des Theodolith und constanter Sehnwinkel und Längen hat den Nachtheil, dass das wiederholte Aufstellen des Theodolith in der Linie zeitraubend und häufig auch wegen der Terrainverhältnisse sehr schwierig ist. Beim Bau der Bahn von Lecco nach Como haben die Ingenieure Peggio und Perilli daher an die Stelle des Theodolith zu diesem Zwecke eine dem gewöhnlichen Winkelkopfe ähnliche Trommel mit Bake als Stativ gesetzt. Die Trommel hat Kreuzvisuren unter  $90^\circ$  und neben den Schlitzten der einen Visur sind dann über die Trommelhöhe vertheilt 6 andere angebracht, die je um einen Grad von einander abweichende Visuren festlegen. Die Sehnlänge  $s$ , welche auf einer von der Tangente um  $1^\circ$  abweichenden Sehne im Kreise des Radius  $r$  abgeschnitten wird, ist  $s = 2r \cdot \sin 1^\circ$ , der Werth  $2 \cdot \sin 1^\circ = 0,034904$  ist auf der Trommel eingravirt. Man visire den Kopf im Curvenanfang in die Tangente ein, und dann das Ende der constanten Länge  $s$  in den um  $1^\circ$  abweichenden Schlitz 1, dann vom erhaltenen Curvenpunkte aus das Ende des Maasses  $s$  in die um  $2^\circ$  abweichende Visur 2, und so fort. Man erhält so lauter Curvenpunkte. Legt man der folgenden Einvisurung einen kleineren Radius zu Grunde als der vorhergehenden, so kann man mit dem Kopfe auch schlanke oder steile Uebergangscurven nach Belieben ausstecken. Sind 6 Punkte einvisirt, so rückt man mit dem Kopfe in den letzt festgelegten, orientirt ihn durch Rückwärtsvisuren nach dem letzten Standpunkte, und kann nun wieder 6 Punkte festlegen. Die zum Abstecken einer Curve von 400 m Radius zu verwendende constante Sehnlänge ist z. B.  $400 \cdot 0,034904 = 13,962$  m. Auch bei der Controle der Curven in fertigem Oberbau soll sich das Instrument bewährt haben. Bei Vorarbeiten ist es von besonderem Werthe gleich an Ort und Stelle von jedem Punkte einer Geraden aus mit leichter Mühe die verschiedensten Curven zum Umgehen von Hindernissen im Terrain selbst festlegen zu können. In Italien wird der Kopf von Pietro Merli, Mailand, Passage de Cristoforis 41, gefertigt. B.

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

#### Boulton's Apparat zum Imprägniren mit Creosot.

(Wochenblatt für Baukunde, 1885, S. 256.)

Die lange Zeit, welche die Lufttrocknung zu imprägnirenden Hölzern bedingt, hat viel Zinsverlust zur Folge. Aeltere Versuche mit künstlicher Trocknung erzeugten gewöhnlich starke Risse im Holze. Bourdon bringt daher das Holz nass in die Creosotkessel und setzt dann die erhitzte Masse unter verdünnte Luft. Die Luftpumpe entzieht die Luft aus einem hohen Dome, damit kein Creosot in die Pumpe gelangt. Der

unter gewöhnlichem Drucke bei  $140$  bis  $280^\circ$  C. liegende Siedepunkt des Creosot geht in der verdünnten Luft wesentlich herunter, gleichzeitig aber auch der des im Holze enthaltenen Wassers. Letzteres erhält die zum Sieden erforderliche Wärme vom Creosot, verdampft und wird direkt durch das Creosot ersetzt. Das Creosot wird mit  $37$  bis  $49^\circ$  C. eingeführt, dem entsprechend muss die Luft verdünnt werden. Nachdem das Wasser völlig beseitigt ist, setzt man die Druckpumpe an, das Wasser kondensirt sich wieder und man kann an der Wasser-

menge dann den Grad der Austrocknung erkennen. Boulton hat bei ganz nassen Schwellen 227 Liter Wasser aus 2,9 cbm Holz, d. h.  $\frac{1}{13}$  des Volumens erhalten und fand, dass dasselbe ohne Anwendung der Druckpumpe durch ein gleiches Quantum Creosot ersetzt war. B.

#### Der Oberbau der englischen Bahnen

ist sehr solid, besitzt schwere Schienen, lange Schwellen von meist 2,74<sup>m</sup> Länge und ist fast ohne Ausnahme hölzerner Querschwellen-Oberbau mit Stuhlschienen. Eine bemerkenswerthe Ausnahme bildet die Untergrund-Bahn in London, welche breitbasige Schienen von 12,7 cm Höhe und 15,2 cm Basisbreite benutzte, aber neuerdings auch zu dem Stuhlsystem übergeht, hauptsächlich des leichteren Auswechslens schadhafter Schienen wegen. Die London- und North-Western-Bahn hat Stuhlschienen von 9,14<sup>m</sup> Länge, im Gewicht von 41,5 kg pro m, gusseiserne Schienenstühle im Gewicht von 22,7 kg pro Stück, schwebende Stösse, kieferne Schwellen von 2,74<sup>m</sup> Länge und 12,7 × 25,4 cm Querschnitt. Man verwendet zu den Schwellen fast allgemein Kiefernholz, da Eichenholz sehr theuer ist. Die Dicke der Bettung unter der Schwellenunterkante beträgt wenigstens 20 bis 23, bei Hauptbahnen bis zu 45 cm und besteht vorzugsweise aus geschlagenen Steinen, unten von 5 cm, darüber von 4 cm Korndicke, während Kies die oberste Decke bildet.

(Nach einem Vortrage des Herrn Stadtbaumeisters Heuser im Architekten- und Ingenieur-Verein in Aachen, in der Deutschen Bauztg., 1885, S. 324.)

#### Einfache Sicherung der Laschenbolzen-Verbindung.

Auf der Strecke Wien-Brünn ist seit 15 Jahren nach Weickum mit günstigem Erfolge in die Löcher der einen

Lasche ein dem Bolzen entsprechendes Schraubengewinde eingeschnitten und findet hierbei ein Losrütteln der Bolzen nicht statt. (Wochenschr. des österr. Ingen.- u. Archit.-Ver., 1884, S. 176.) Von anderer Seite wird eine genügende Befestigung der Laschenbolzen bezeichnet, wenn man den Schraubenmuttern eine feste Lagerung giebt und den Bolzen einschraubt. Eine noch zuverlässigere Sicherung lässt sich dadurch erzielen, dass man die an zwei Seitenflächen keilförmig abgeschrägte Mutter in eine entsprechend geformte Rinne der Lasche einsetzt und sie überdies an zwei gegenüberliegenden Seiten aufschneidet; unter der vereinigten Wirkung von Schraube und Keil wird sich der Spalt schliessen, sodass der Schraubenbolzen mit grosser Reibung festgehalten wird.

(Centralbl. der Bauverwalt., 1884, S. 160.)

#### Haarmann's Schwellenschiene\*)

soll in der Kürze auf der Hannoverschen Staatsbahn zwischen Lindhorst und Stadthagen, also in der verkehrsreichen Linie Hannover-Köln, eine 1 km lange Probestrecke gelegt werden. Bei der Montirung auf dem Osnabrücker Stahlwerk wird die Vernietung der beiden Schienenhälften mit Nietentfernungen von 250<sup>mm</sup> erfolgen. Das Werk wird sich dem Vernehmen nach auch bei der Verlegung auf der Strecke betheiligen. Demnach darf man in nicht zu ferner Zeit einer Entscheidung über die Frage der praktischen Bewährung des neuen Oberbau-Systems entgegen sehen.

(Deutsche Bauztg., 1885, S. 280.)

\*) Vergl. Organ, 1885, S. 135 mit Abbild. auf Taf. XX, Fig. 4 bis 10.

## Bahnhofseinrichtungen.

#### Die Bahnhofsanlagen auf englischen Eisenbahnen.

Bei kleineren Personen-Stationen laufen die Hauptgleise meist gerade durch, während rechts und links je ein Gleis für Localzüge vorgesehen ist. Mittelperrons, die man früher wohl hatte, sind heute, ausser bei grossen Durchgangsstationen mit Zweigbahn-Einmündungen, gänzlich abgeschafft. Desgleichen baut man keine Insel-Bahnhöfe mehr, sondern lässt die Linien sich mittels Unter- und Ueberführungen durchkreuzen, wodurch leicht sonderbare, wenn auch wohl begründete Grundrisse entstehen. Zur Bewältigung des bedeutenden Localverkehrs mancher Städte war eine grosse Anzahl Perrons, mithin bei Kopfstationen eine grössere Bahnhofsbreite nöthig, welche Anlass bot, das Gebäude an das Stirnende der Bahnhofshalle zu legen. Bei weniger grossem Local- und stärkerem durchlaufenden Verkehr fand man es im Interesse des Verkehrs, wie auch zur Erzielung einer grösseren Gebäudeentwicklung zweckmässig, das Gebäude im rechten Winkel um die Halle herum zu führen. Zum Wiegen des Gepäcks dienen sehr häufig Decimalwagen, deren Wiegeflächen in die Perronfläche eingelassen sind; man vermeidet jedoch die Gewichtsbestimmung nach Möglichkeit und ist nicht ängstlich in Betreff des Ueberge-

wichtes. Von dem früheren Gebrauch, das Gepäck auf das Waggondach zu legen, wo es leicht Feuer fängt und die Stabilität des Fahrzeuges beeinträchtigt, auch unbequem auf- und abzuladen ist, ist man gänzlich abgekommen und benutzt dafür sehr häufig eigene in den Personenwagen angebrachte Gepäck-Coupsés oder auch aushülfsweise Coupsés III. Classe.

Die Höhe des Perrons war früher bei den verschiedenen Bahnen sehr verschieden und auch heute sind hohe Perrons noch nicht allgemein üblich, wohl aber meistens in grossen Bahnhöfen vorhanden. Die Great-Western-Bahn hatte anfangs hohe, dann niedrige Perrons, und ging darauf in Folge mehrerer durch letztere veranlasste Unglücksfälle zur Lage von 84 cm über Schienenoberkante über, während das Handelsamt solche von 76 cm empfiehlt. In überdeckten Hallen bestehen in England die Perrons fast stets aus Holzdielung mit Bandeisensfedern und zwar in der Regel auf einem Unterbau von Holzgerüst oder kleinen Mauerpfeilern. Solche Perrons sind nach Bedarf leicht zu ändern und lassen unter sich einen gegen die Gleise hin offenen Raum frei, welcher für Telegraphen-, Signal-, Gas- u. s. w. Leitungen benutzt wird. Behufs der leichten Verlegbarkeit der Gleise und mit Rücksicht auf den ungehinderten

Verkehr und die Sicherheit desselben werden Säulenstellungen meistens vermieden.

Die Droschkenstrassen sind bei den grossen englischen Personenstationen stets bis in die Halle zwischen die Ankunftsperrens geführt, oft mit sehr bedeutenden Kosten auf Brücken über die Gleise hinweg. Diese Einrichtung beschleunigt die Abfahrt der angekommenen Reisenden aus dem Bahnhof in die Stadt ausserordentlich und ermöglicht das Besteigen der Droschken innerhalb der gedeckten Halle statt im Freien. Zur Dämpfung des Geräusches sind Droschkenstrassen mit Holzpflaster versehen.

Die Wartesäle sind ärmlicher und kleiner als in Deutschland und werden sehr wenig benutzt, da die Abreisenden sich sofort auf die sehr geräumigen Perrons begeben. Restaurationen sind auf kleineren Stationen selten vorhanden, nur in London etwas zahlreicher; desgleichen beschränkt man die Zahl der Dienstwohnungen innerhalb des Empfangsgebäudes auf das geringste Maass. Dagegen bilden die höheren Stockwerke des Gebäudes häufig ein Hotel.

Hässlich und störend ist die Bedeckung aller dem Publikum sichtbaren Wandflächen der Stationen durch Plakate; die Verpachtung der Wandflächen für diesen Zweck bringt aber den Bahngesellschaften sehr viel Geld ein.

Bei der Errichtung von Wasserstationen herrscht grössere Einfachheit als auf dem Continent. Unbedachte Behälter, häufig durch kleine Oefen oder Gasöfen heizbar, sind nicht selten und die Wasserkrähne tragen an Stelle eines Armes, welcher den Verkehr gefährden kann, einfach einen Lederschlauch.

Ueber die englischen Güterstationen herrschen in Deutschland vielfach abweichende Meinungen. Bei ihrer Beurtheilung ist zu bedenken, dass die englischen Verkehrscentren: London, Liverpool und Manchester u. s. w. nicht weit von einander entfernt sind, wodurch die Güter nicht wie bei uns während des ganzen Tages, sondern grösstentheils in bedeutenden Mengen während weniger Stunden ankommen, bzw. abgehen.

Bei den Güterschuppen, auch den kleineren, zieht man es vor, das Ladegleis zum Schutz von Waaren und Leuten, in den gedeckten Raum zu legen. In kleineren Schuppen pflegt man oft den Ladeperron Hufeisenförmig zu gestalten, so dass das Frachtfuhrwerk vom Perron umgeben wird. Zum Laden dient selbst bei kleinen Schuppen oft ein Krahn, der in einfachster Weise construirt und so eingerichtet ist, dass man dreierlei Umsetzungsverhältnisse nach Belieben anwenden kann, was zu erheblichen Zeitersparnissen führt. Bei grösseren Schuppen gewinnt man dadurch an Längen-Entwicklung der Ladeperrons, dass man einen Kopfperron mit zahlreichen Zungenperrons anordnet. Zwischen je zwei Zungenperrons liegen zwei Gleise, welche mittels Drehscheiben mit einem gemeinschaftlichen, rechtwinkelig zu ihnen geführten Hauptladegleis oder auch einem Gleisepaar verbunden sind. Ueber die Mitte der Kopfperrons eines solchen Güterschuppens in London setzte die London- und North-Western-Eisenbahn als Bureau einen Fachwerksbau mit Glaswänden auf Eisensäulen, von dem aus man den ganzen Schuppen überblicken kann und zu dem eine eiserne Wendel-

terrasse den Zutritt ermöglicht. Die für die einzelnen Bestimmungs-Stationen erforderlichen Verzeichnisse der Güter gehen mit den Courierzügen voraus, sodass die Bestimmungsorte im Vorhinein für die Entladung und Abfuhr Sorge tragen können.

Die An- und Abfuhr der Güter erfolgt nach Angabe verschiedener Berichterstatter angeblich obligatorisch durch die allein hierzu berechnete Bahn. Dies ist indess ein Irrthum. Thatsächlich haben die Bahnen nach dem Gesetze kein derartiges Recht. Die Bahnen setzen deswegen meistens das Rollgeld so niedrig, dass kein Privatfuhrwerk konkurriren kann und entschädigen sich durch den Bahntarif. Das Rollfuhrwerk halten sie selbst oder sie schliessen mit einem Unternehmer ab. Der Umfang des Rollgeschäftes ist ein sehr bedeutender; so benötigte die South-Eastern-Bahn — als der Vortragende seine Daten schöpfte — 400, die Great-Northern-Bahn 1100 Pferde zur Güter-Ab- und Zufuhr in London allein.

(Nach einem Vortrage des Herrn Stadtbaumeisters Heuser im Arch.- und Ingen.-Ver. zu Aachen durch Deutsche Bauzeitung, 1885, S. 326.

### Die Wasserversorgung des neuen Central-Bahnhofes in Strassburg.

(Centralblatt der Bauverw., 1885, S. 37.)

Der neue Bahnhof Strassburg erhält sein Wasser aus einem am Südenne neben der Rothauer Linie (Organ, 1884, S. 188) angelegten Pumpwerke mit zwei doppelt wirkenden Dampf-pumpen, welche bei Condensation 1 cbm Wasser auf 22<sup>m</sup> Höhe mit 0,25 kg Kohlenverbrauch heben.

Der 240<sup>mm</sup> weite Dampfzylinder ruht mit dem 280<sup>mm</sup> weiten Pumpenzylinder wagrecht auf gemeinsamem Gestelle. Der Hub der auf gemeinsamer Stange sitzenden Kolben ist 280<sup>mm</sup>, die Zahl der Doppelhübe 45 in der Minute und die Leistung einer Pumpe 60 cbm in der Stunde.

Den Dampf liefern zwei nicht eingemauerte Röhrenkessel mit je 11 qm Heizfläche und 7 Atm. Ueberdruck. Ein Kessel nebst Pumpe genügt für den Verbrauch, der zweite bleibt in Reserve. Das Wasser wird einem Klärbrunnen am Mühlbache mittels einer 200<sup>m</sup> langen, 225<sup>mm</sup> weiten Leitung entnommen und durch ein 180<sup>m</sup> langes, 175<sup>mm</sup> weites Druckrohr zu den 4 je 106 cbm haltenden für Reparaturen paarweise auszuschaltenden Bottichen des Wasserthurmes an der Molsheimer Strasse gedrückt. Die 200<sup>mm</sup> weite Vertheilungsleitung ist zum Ringe geschlossen, damit ein Rohrbruch thunlichst geringe Bahnhofflächen des Wassers beraubt. Für den Fall des Versagens der ganzen Anlage ist die Vertheilungsleitung an die städtische Wasserleitung angeschlossen.

Da das Bauterrain des Wasserthurmes etwa 4<sup>m</sup> unter Planum liegt, so musste der Thurm bis zur Laternenoberkante 25<sup>m</sup> Höhe erhalten. Die um eine massive Wendeltreppe gruppirten vier kreisrunden Bottiche verlangten einen quadratischen Grundriss mit abgestumpften Ecken, welcher so bemessen wurde, dass zwischen den Bottichen und um dieselben in Minimo 1<sup>m</sup> breite Arbeitsgänge verblieben. Die 6<sup>m</sup> weiten Bottiche haben freitragende Kuppelböden und ruhen mittelst eiserner Träger auf den massiven Wangen der Treppe und den Umfassungswänden. Letztere sind 75 cm stark bis unter die Bottiche geführt und tragen aussen zur Gewinnung des Arbeitsganges

50 cm ausladende Kragsteine mit dem Hauptgesims. Auf dem Hauptgesims erhebt sich ein leichter Aufbau für die Behälter aus Eisenfachwerk, welcher oben durch eine flache Kuppel mit aufgesetzter Laterne geschlossen ist. Die Kuppel hat keine Zugstangen, sondern nur einen Fussring, welcher aber wegen der langen geraden Seiten der beinahe quadratischen Grundform stark auf Biegung in Anspruch genommen wird. Er besteht aus einem starken 60 cm breiten horizontalen Blechträger, welcher dicht unter der Traufe der Kuppel liegend den Schub der Kuppelbinder auf die Ecken überträgt, zugleich aber die Dachrinne trägt und das Hauptgesims stützt. Die 14,5 cm starke Fachwerkschale ruht unten auf einer mit den Flantschen in die Gesimsoberkante des Unterbaues eingelassenen  $\Gamma$ -Eisen-Schwelle, welche den Verband des weit ausladenden Gesimses verbessert.

Der massive Unterbau ist durch zwei zwischen Trägern gewölbte Decken in drei Geschosse getheilt; das oberste hat solche Höhe, dass von ihm aus die Behälterböden nachgesehen und reparirt werden können und wird durch kleine Fenster zwischen den Gesimskragsteinen erleuchtet. Das mittlere enthält Bäder für das Fahrpersonal, im untersten befinden sich Vorrathsräume.

Die Kosten betragen für

den Wasserthurm . . . . .	97,000 M.
das Pumpenhaus . . . . .	16,800 «
die Kessel und Pumpen . . . . .	20,500 «
die Behälter, Leitungen und Krahn	79,100 «
	213,400 M. B.

#### Unversenkte Schiebebühne in den neuen Werkstätten der französischen Nordbahn zu Hellenmes-Lille.

Die aus Winkel- und Flacheisen zusammengenieteten Längsträger ruhen auf 4 starken schmiedeeisernen Querträgern, deren Enden ausserhalb des Bühnengleises zur Aufnahme der 4 Achsen entsprechend überhöht sind. Die Laufstränge der Bühne sind um 275 mm gegen Schienenoberkante versenkt; die Ständer und Querträger gehen in ausgemauerten Schlitzen von 90 mm Breite; die Parallelgleise haben entsprechende Unterbrechungen. Die Tragschienen der Bühne sind um  $32\frac{1}{2}$  mm gegen Schienenoberkante überhöht, die Parallelgleise selbst zwischen den Bühnenaufschienen um 30 mm versenkt; hinübergehende Fahrzeuge laufen hier auf ihren Spurkränzen. In denjenigen Parallelgleisen, welche von Locomotiven befahren werden, sind besondere Vorkehrungen getroffen, um eine sichere Ueberführung zu erreichen. — Unsere Quelle enthält Abbildungen.

(Revue générale des chemins de fer 1884, Aug. S. 74.)

## Maschinen- und Wagenwesen.

### Wootten's Locomotive der Philadelphia-Reading Bahn mit zwei gekuppelten Achsen.

Diese 1883 in Chicago ausgestellte Maschine ist für Feuerung mit feiner geringwerthigen Anthracite-Kohle eingerichtet und daher mit einem verhältnissmässig grossen Roste versehen, dessen Stäbe hohl sind und Wasserdurchfluss erhalten. Am Ende des Rostes befindet sich eine Feuerbrücke, hinter der eine Verbrennungskammer liegt. Das Führerhaus ist vor der Feuerkiste angeordnet; der Führer steht an der Langseite des Kessels, während die Heizung vom Tender aus geschieht. Die Hauptverhältnisse sind: Ganzer Radstand 6,237 m, Achsstand der Triebräder 1,981 m; Durchmesser der Triebräder 1,727 m; der Räder des Drehgestelles 0,726 m; Cylinder-Durchmesser 0,470 m; Kolbenhub 0,56 m; Länge der Feuerbüchse 2,6 m; Breite derselben 2,438 m; Rostfläche 6,34 qm; Länge der Verbrennungskammer 0,787 m; Durchmesser des Kessels vorn 1,346 m, hinten 1,493 m; Anzahl der Siederöhren 345, Länge derselben 2,794 m; äusserer Durchmesser derselben 38 mm; Heizfläche der Siede-

röhren 114,45 qm, der Verbrennungskammer 2,97 qm, der Feuerkiste 14,02 qm; Gewicht auf den Triebrädern 27,6 t, ganzes Gewicht (dienstfähig) 41,14 t. Bei Probefahrten bewährte sich die Locomotive bezüglich des Dampfhaltens gut bei allen Gattungen von Zügen; der Kohlenverbrauch war aber bedeutend.

(Engineer 1884, Septb. S. 241.)

### Clayton's Cylinder für Vacuum-Bremsen

wird neuerer Zeit auf englischen Bahnen als Ersatz für die entsprechenden Theile der Smith- und Hardy-Bremse mehrfach angewandt. Bei demselben wird die Abdichtung des Kolbens durch einen in einer Nuth liegenden Kautschuckring von kreisrundem Querschnitt bewirkt. Sobald der Kolben sich bewegt, findet ein eigenthümliches Abrollen dieses Ringes statt, wodurch eine gute Dichtung bei geringer Reibung erreicht wird. Mit Abbildung in unserer Quelle.

(Révue générale des chemins de fer 1884, April S. 223.)

## Technische Literatur.

**Die Schmiermittel und Lagermetalle für Locomotiven, Eisenbahnen, Schiffsmaschinen, Locomobilen, stationäre Dampfmaschinen, Transmissionen und Arbeitsmaschinen** von Josef Grossmann, Ingenieur der Oesterr. Nord-Westbahn. Mit 10 Holzschnitten im Text. Wiesbaden 1885. C. W. Kreidel's Verlag. Kl. 8. VIII und 192 S. 3 Mk. 60 Pf.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. XXII. Band. 6. Heft 1885.

Das empfehlenswerthe Werkchen zerfällt in 8 Abschnitte und bespricht nach einer geschichtlichen Einleitung über die Entwicklung der Schmierung zunächst die allgemeinen Grundsätze, welche bei der Wahl der Lagermetalle und Schmiermittel, vom technischen und ökonomischen Standpunkte aus zur Geltung zu kommen haben. Der vierte Abschnitt behan-

delt das Schmieren der Kolben und Schieber von Locomotiven und stationären Dampfmaschinen, während die folgenden drei Abschnitte den gebräuchlichen Schmiermitteln und ihren hauptsächlichsten Eigenschaften, der Prüfung der Schmiermittel auf ihre Qualität und der Auswahl der Schmiermittel für die verschiedenen Gebrauchszwecke gewidmet sind. Hier sind auch die bisher gebräuchlichen Oelprobiermaschinen beschrieben und durch Holzschnitte erläutert, wobei der Verfasser diejenigen Methoden der Oeluntersuchung, bei welchen die Temperaturerhöhung von geschmierten Achsschenkeln als Maasstab für die Güte der Oele angenommen wird, als veraltet bezeichnet. Den Schluss bildet eine Untersuchung über das Warmlaufen der Maschinenlager.

Das Buch zeichnet sich namentlich dadurch aus, dass die auf Grund sorgfältigen Studiums der Literatur sehr klar und übersichtlich zusammengestellten und durch eine Menge eigener Beobachtungen des Verfassers ergänzten Erfahrungen in streng wissenschaftlicher Weise erklärt und begründet werden.

H. v. W.

**Die Selbstkosten des Eisenbahn-Transportes und die Wasserstrassen-Frage** in Frankreich, Preussen und Oesterreich von Wilh. von Nördling, k. k. Sectionschef und General-Director des Oesterr. Eisenbahnwesens a. D. Mit 2 Holzschn. und 11 Tafeln und Karten. Lexik. 8°, 232 S. Wien 1885. Alfr. Hölder. 15 Mark.

In V Abschnitten und 27 Capiteln werden von dem rühmlichst bekannten Verfasser in klarer und gründlicher Weise:

- I. Die Selbstkosten des Eisenbahn-Gütertransportes,
  - II. die französischen Wasserstrassen,
  - III. die preussischen Wasserstrassen, und
  - IV. die Canäle anderer Länder behandelt,
- während der Abschnitt

V. Schlussbetrachtungen

gewidmet ist und die gegenwärtig viel erörterte Frage: ob es unter den heutigen Verhältnissen anrätlich sei, den vorhandenen Verkehrswegen noch ein System von Wasserstrassen — das selbstverständlich auf Kosten und Gefahr des Staates ausgeführt werden müsste — wenigstens in den Hauptrichtungen des grossen Verkehrs hinzuzufügen? verneint wird.

Ausserdem enthält das Buch noch in 3 Beilagen:

- A. Ausweis über Ab- und Zunahme des Verkehrs auf den einzelnen Wasserstrassen Frankreichs,
- B. die französische Canalordnung, und
- C. die Eisenbahntarifbildungs-Theorien,

sowie zum Schluss ein alphabetisches Namen- und Sachregister, durch welchen die Uebersicht über den reichen Inhalt des Buchs sehr erleichtert wird. Die ferner beigelegten 11 Karten

und graphischen Darstellungen tragen wesentlich zur Veranschaulichung des Vorgetragenen bei.

Wir empfehlen das Werk angelegentlichst der Beachtung.  
K.

**Englische Tunnelbauten bei Untergrundbahnen, sowie unter Flüssen und Meeresarmen.** Ein Reisebericht von Dr. Phil. Forchheimer, Ingenieur, Privatdocent an der kgl. technischen Hochschule in Aachen. Mit 19 Holzschnitten und 14 lithogr. Tafeln. Aachen 1884. Verlag von J. A. Mayer. Lexik. 8. VIII und 69 S.

In vorliegendem, sehr beachtenswerthen Schriftchen werden die auf einer Reise nach England mit vielem Fleisse und Umsicht studirten grossartigen Tunnelbauten, namentlich von den neueren Strecken der Londoner Untergrundbahnen und der unter dem Mersey-Flusse der Linie Liverpool-Birkenhead und unter dem Severn-Flusse (Bristol-Südwaes) hindurchgeführten Tunnels sehr genau und eingehend beschrieben, und nehmen diese zuverlässigen Mittheilungen um so mehr unser Interesse in Anspruch, als diese Bauten mit grossen Schwierigkeiten verbunden waren.  
K.

**Katechismus für den Bahnwärterdienst.** Von E. Schubert, Betriebsinspector, Vorsteher der Bauinspection Görlitz. Dritte vermehrte Aufl. Wiesbaden 1885. Verlag von J. F. Bergmann.

Durch die Bearbeitung des vorliegenden Katechismus hat sich der Verfasser ein grosses Verdienst um die Belehrung von angehenden Bahnwärttern erworben und bietet dieses Büchelchen auch für die bereits angestellten Bahnwärter ein vorzügliches Hilfsmittel zur leichten Erlernung und Repetition der sie betreffenden Vorschriften und Instructionen.

In 13 Abschnitten und 200 Fragen und Antworten werden namentlich folgende Gegenstände des Bahnwärterdienstes behandelt:

Von den allgemeinen Pflichten und Rechten des Bahnwärters. Ueber die Kenntnisse, welche derjenige besitzen muss, der als Bahnwärter angestellt zu werden wünscht. Von den Rechten und Pflichten des Bahnwärters als Bahnpolizeibeamter. Vom Bahnbewachungs- und Streckendienst. Vom Weichenstellerdienst. Vom Barrièrendienst. Von den Signalen auf der Eisenbahn. Ueber die Benutzung der Rollwagen. Von der Behandlung verunglückter Personen. Von der Ueberwachung und Unterhaltung der Telegraphenleitungen. Von den Dienstvergehen und den Strafbestimmungen. Ueber die Pensionirung der Bahnwärter. Ueber die Fürsorge für die Wittwen und Waisen der Bahnwärter.

Wie sehr dieses Büchelchen einem Bedürfnisse entsprochen, geht daraus am besten hervor, dass es innerhalb 8 Monaten drei starke Auflagen erlebte. Demnächst will der Verfasser auch einen Katechismus für den Weichensteller-Dienst erscheinen lassen.  
K.