

O R G A N

für die
FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS
in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. L. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich.
Alle Rechte vorbehalten.

21. Heft. 1913. 1. November.

Neue Schwellenlocherei der Hauptwerkstätte Witten.

L. Hellmann, Regierungs- und Baurat in Kassel.

(Fortsetzung von Seite 363.)

II. Wirtschaftsberechnung.

Die bei der Lochung der Schwellen entstandenen durchschnittlichen Selbstkosten sind aus den ersten drei Betriebsjahren vom 1. II. 1907 bis 31. I. 1910 ermittelt. Hierbei sind in Zweifelsfällen die ungünstigsten Verhältnisse berücksichtigt.

A) Nachweisung der Betriebskosten.

a) Anteilige Verwaltungskosten anderer Behörden.

1. Ministerium der öffentlichen Arbeiten, nach Schätzung	50 M
2. Eisenbahn-Zentralamt	50 "
3. Direktion Essen	230 "
4. Betriebsinspektion 2 Dortmund	20 "
5. Verkehrsinspektion { Dortmund für 07 } { Bochum für 08 und 09, }	20 "

Zusammen 370 M

b) Anteilige Gehälter, Wohnungsgelder, Stellenzulagen, Tagegelder, Reise- und Umzugs-Kosten für die Werkstätteninspektion 3 in Witten.

Zusammenstellung I.

Nr.	Art der Bediensteten	Anteil	Kosten							
			1. II. 07 bis 31. III. 07		1. IV. 07 bis 31. III. 08		1. IV. 08 bis 31. III. 09		1. IV. 09 bis 31. I. 10	
			im Ganzen M	anteilig M	im Ganzen M	anteilig M	im Ganzen M	anteilig M	im Ganzen M	anteilig M
1	Vorstand	25 200	1 000	125,00	6 064	758,00	5 781	672,63	3 850	481,25
2	Betriebs-Ingenieur	25 200	810	101,25	4 860	607,50	4 946	618,25	3 900	487,50
3	Bureaubeamte	25 1860	13 050	175,40	78 300	1 052,42	87 646	1 178,71	73 080	982,26
4	Materialien - Verwalter I. Klasse	6,91 25	760	210,06	4 560	1 260,38	4 980	1 376,45	4 150	1 147,04
5	Werkmeister	18,09 100	410	74,17	2 460	445,01	2 880	520,99	2 400	434,16
6	Pförtner	25 200	236	29,50	1 416	177,00	1 644	205,50	1 370	171,25
7	Nachtwächter	25 200	202,67	25,33	1 216	152,00	1 344	168,00	1 120	140,00
Zusammen Nr. 1 bis 7			—	740,71	—	4 452,31	—	4 740,53	—	3 843,46

Zusammen Spalten 4, 6, 8, 10 = 13 777,01 M.

Jährliche Kosten durchschnittlich 4 592,34 M.

Bei den Sätzen der Spalte 2 gibt der Zähler die Zahl der in der Schwellenlocherei beschäftigten Arbeiter, der Nenner die Zahl der Arbeiter an, auf die sich die Tätigkeit der in Spalte 1 aufgeführten Bediensteten erstreckt.

c) Löhne.
1) Aufsichtskosten.
Zusammenstellung II.

Nr.	Art der Bediensteten	Zahl der Tage	Durchschnittlicher Tagesverdienst M	Durchschnittlicher Jahresverdienst M	Bemerkungen
1	Hilfswerkführer	365	4,20	1 533	
2	Hilfsmagazinaufseher	365	4,00	1 460	für die Aufsicht über den Schwellenempfang.
3	" "	189	3,60	680,40	für den Schwellenversand.
Zusammen 1 bis 3 . . .				3 673,40	

2) Löhne für Abladen.
Zusammenstellung III.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit	Zahl der Schwellen	Gewicht kg	Gültigkeit des Preises		Kosten für das Abladen M	Bemerkungen
			M			von	bis		
1	Entladen von Wagen mit Eisenteilen	10 000 kg	2,50	128 053	13 507 468,8	1. II. 07	24. II. 08	3 376,87	Die Abladekosten sind für diejenigen Schwellen ermittelt, die in den genannten Zeiträumen gelocht und versandt wurden.
2	Weichenschwelle bis 3 m Länge abladen ohne Kran	1 Stück	0,018	53 474	—	25. II. 08	31. I. 10	962,53	
3	Weichenschwelle über 3 m Länge abladen ohne Kran	1 Stück	0,027	160 423	—			4 331,42	
4	Weichenschwelle, eiserne, abladen	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10	8 670,82	

Jährliche Abladekosten durchschnittlich 2 890,27 M.

3) Löhne für Befördern der Schwellen von der Ablade- nach der Lager-Stelle und für Stapeln daselbst.

95% der Schwellen werden höchstens zum Lagerplatze

befördert und gestapelt, da wegen der günstigen Verladevorrichtungen mindestens 5% der eingehenden und abgeladenen Schwellen sofort auf den Förderwagen zu den Maschinen gelangen.

Zusammenstellung IV.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit	Zahl der Schwellen	Gültigkeit des Preises		Kosten für das Befördern M	Bemerkungen
			M		von	bis		
1	Schwelle bis 3 m Länge von der Ablade- zur Lager-Stelle befördern und stapeln	1 Stück	0,04	30 412	1. II. 07	24. II. 08	1 216,48	25% der Schwellen hatten Längen bis 3 m. 75% über 3 m.
2	" " über 3 m Länge	1 Stück	0,05	91 238	1. II. 07	24. II. 08	4 561,90	95% von 32013 = 30412; 95% von 96 040 = 91 238
3	wie Nr. 1	1 Stück	0,02	50 800	25. II. 08	31. I. 10	1 016,00	95% von 53 474 = 50 800
4	wie Nr. 2	1 Stück	0,036	95 228	25. II. 08	31. III. 09	3 428,21	95% von 100 240 = 95 228
5	wie Nr. 2	1 Stück	0,035	57 174	1. IV. 09	31. I. 10	2 001,09	95% von 60 183 = 57 174
6	Schwelle von der Ablade- zur Lager-Stelle befördern und stapeln	—	—	324 852	1. II. 07	31. I. 10	12 223,68	95% von 341 950 = 324 852

Jährliche Förderkosten durchschnittlich 4 074,56 M.

4) Löhne für Befördern der Schwellen nach der Werkstatt.

Zusammenstellung V.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der Schwellen	Gewicht kg	Gültigkeit des Preises		Kosten für die Beförderung M	Bemerkungen
						von	bis		
1	Weichenschwelle von der Lagerstelle zur Werkstatt fördern	1 Stück	0,035	107 128	—	1. II. 07	26. XII. 07	3 749,48	
2	"	100 kg	0,033	20 925	2 129 437,6	27. XII. 07	24. II. 08	702,71	
3	Weichenschwelle bis 3 m Länge von der Lagerstelle zur Werkstatt fördern	1 Stück	0,02	33 414	—	25. II. 08	31. III. 09	668,28	25% der Schwellen hatten Längen bis 3 m. 75% über 3 m.
4	" über 3 m Länge	1 Stück	0,036	100 240	—	25. II. 08	31. III. 09	3 608,64	
5	Wie Nr. 3	1 Stück	0,02	20 061	—	1. IV. 09	31. I. 10	401,22	
6	Wie Nr. 4	1 Stück	0,035	60 182	—	1. IV. 09	31. I. 10	2 106,37	
7	Weichenschwelle von der Lagerstelle zur Werkstatt fördern	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10	11 236,70	

Jährliche Förderkosten durchschnittlich 3 745,57 M.

5) Löhne für Vorzeichnen.

Zusammenstellung VI.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der		Gültigkeit des Preises		Kosten für das Vorzeichnen M	Bemerkungen
				Schwellen	Löcher	von	bis		
1	Weichenschwelle, eiserne, vorzeichnen *)	1 Stück	0,06	107 164	—	1. II. 07	26. XII. 07	6 429,84	*) mit Blechlehre
2	"	1 Stück	0,055	17 451	—	27. XII. 07	9. II. 08	937,81	—
3	"	1 Loch	0,036	217 735	2 158 990	10. II. 08	31. I. 10	12 953,94	—
4	Weichenschwelle vorzeichnen	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10	20 321,59	—

Jährliche Kosten für Vorzeichnen durchschnittlich 6 773,86 M.

6) Löhne für Lochen.

Zusammenstellung VII.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der Löcher	Gültigkeit des Preises		Kosten für die Lochung M	Bemerkungen
					von	bis		
1	Weichenschwelle, eiserne, lochen	1 Loch	0,009	983 678	1. II. 07	26. XII. 07	8 853,11	Der Preis für das Auswechseln der Stempel, das Abölen und Reinigen der Maschine und das Fortschaffen des Schrottes in die unmittelbar neben dem Gebäude liegenden Bansen ist in dem Stückpreise für die Herstellung eines Loches enthalten.
2	"	1 Loch	0,0095	1 560 541	27. XII. 07	31. III. 09	14 825,14	
3	"	1 Loch	0,009	743 132	1. IV. 09	31. I. 10	6 688,19	
4	Weichenschwelle, eiserne, lochen	—	—	3 287 351	1. II. 07	31. I. 10	30 366,44	

Jährliche Kosten für Lochen durchschnittlich 10 122,15 M.

7) Löhne für Gratabfeilen.
Zusammenstellung VIII.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der		Gültigkeit des Preises		Kosten für das Gratabfeilen M
				Schwellen	Löcher	von	bis	
1	Weichenschwelle, eiserne, Gratabfeilen	1 Stück	0,02	107 123	—	1. II. 07	26. XII. 07	2 142,56
2	"	1 Loch	0,0015	20 925	208 921	27. XII. 07	24. II. 08	313,38
3	"	1 Stück	0,015	213 897	—	25. II. 08	31. I. 10	3 208,46
4	Weichenschwelle Gratabfeilen	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10	5 664,40

Jährliche Kosten für Gratabfeilen durchschnittlich 1 888,13 M.

8) Löhne für Fördern der Schwellen von der Werkstatt nach dem Versandplatze.
Zusammenstellung IX.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der Schwellen	Gewicht kg	Gültigkeit des Preises		Kosten der Förderung M	Bemerkungen
						von	bis		
1	Weichenschwelle, eiserne, von der Werkstatt nach der Lagerstelle fördern und stapeln	1 Stück	0,035	107 128	—	1. II. 07	26. XII. 07	3 749,48	
2	"	100 kg	0,02	20 925	2 129 437,6	27. XII. 07	24. II. 08	425,89	
3	Weichenschwelle bis 3 m Länge wie Nr. 1	1 Stück	0,02	33 414	—	25. II. 08	31. III. 09	668,28	25 % der Schwellen hatten bis 3 m Länge. 75 % über 3 m.
4	Weichenschwelle über 3 m Länge wie Nr. 1	1 Stück	0,036	100 240	—			3 608,64	
5	Weichenschwelle bis 3 m Länge wie Nr. 1	1 Stück	0,02	20 061	—	1. IV. 09	31. I. 10.	401,22	
6	Weichenschwelle über 3 m Länge wie Nr. 1	1 Stück	0,035	60 182	—			2 106,37	
7	Weichenschwelle, eiserne, von der Werkstatt nach der Lagerstelle fördern und stapeln	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10.	10 959,88	

Jährliche Förderkosten durchschnittlich 3 653,29 M.

9) Löhne für Aufladen.
Zusammenstellung X.

Nr.	Art der Arbeit	Einheit	Preis für die Einheit M	Zahl der Schwellen	Gewicht kg	Gültigkeit des Preises		Kosten des Aufladens M	Bemerkungen
						von	bis		
1	Beladen von Wagen mit Eisenteilen	10 000 kg	3,50	57 355	6 102 093,2	1. II. 07	31. VII. 07	2 135,73	In dem Stückpreise sind berücksichtigt Verschieben der Eisenbahnwagen innerhalb des Versandgleises. Heranholen der Untersatzböcke und Gleit-schwellen, Ein-fetten der letz-teren. Stapeln im Wagen durch Niederlegen, nicht Werfen der Schwellen.
2	Weichenschwelle, eiserne, aufladen ohne Kran	100 kg	0,02	70 698	7 405 375,6	1. VIII. 07	24. II. 08	1 481,09	
3	Weichenschwelle, eiserne, bis 3 m Länge, aufladen ohne Kran	1 Stück	0,018	53 474	—	25. II. 08	31. I. 10	962,53	
4	" über 3 m Länge "	1 Stück	0,027	160 423	—			4 331,42	
5	Weichenschwelle, eiserne, aufladen	—	—	341 950	—	1. II. 07	31. I. 10	8 910,76	

Jährliche Aufladekosten durchschnittlich 2 970,25 M.

- 10) Löhne für die Instandhaltung der Gas-, Wasser- und elektrischen Anlagen
 bei durchschnittlich täglich 15 Minuten Arbeitszeit zu 0,60 M/St und 300 Arbeitstagen 45,00 M
- 11) Löhne für das Reinigen
 des Werkführerzimmers, der Werkstatt Räume einschließlich der Fenster, des Heißwasserkochers, der Wascheinrichtungen und Aborte, Bedienung des Kochers und der Öfen in täglich 5 Stunden durch einen Handarbeiter für 0,35 M/St, ferner der Regel- und Schmalspur-Gleise, der Drehscheiben, der Rampen nebst Treppen in täglich 1 Stunde durch einen Lagerarbeiter zu 0,35 M/St. Während der übrigen Zeit werden diese Arbeiter in der Werkstatt und im Lager beschäftigt 630,00 M
- 12) Löhne für das Abladen und Stapeln der Prefskohlen zur Heizung der Öfen
 bei einem jährlichen Verbrauch von 24 t zu 0,5 M/t für Abladen und Stapeln 12,00 M

- 13) Löhne für das Aufladen des Lochschrotes zum Versande.
 Zahl der Lochputzen in der Zeit vom 1. II. 07 bis 31. I. 10 = 3 287 351. Die Löcher der Form 6^d, 46 × 21 × 10 mm und die der Form 8^a, 58 × 25 × 10 mm, werden durchschnittlich jährlich im Verhältnisse 4:5 gestanzt, mithin entfallen von den 3 287 351 Lochputzen $\frac{4}{9} \cdot 3 287 351 = 1 461 045$ Stück auf die Form 6^d und $\frac{5}{9} \cdot 3 287 351 = 1 826 306$ „ „ „ „ 8^a.
 1 Lochputzen der Form 6^d wiegt 78 g, der Form 8^a 110 g. Das Gewicht aller Lochputzen vom 1. II. 07 bis 31. I. 10 beträgt 314,856 t, mithin durchschnittlich jährlich 104,952 t. Bei einem Preise von 0,5 M/t für Aufladen ergibt sich für 104,952 t 52,48 M.

(Fortsetzung folgt.)

Der Balken auf zwei festen Stützen mit elastisch gebundenen Enden bei Wechsel des Trägheitsmomentes.

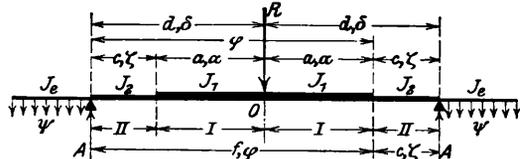
Francke, Baurat in Alfeld.

(Schluß von Seite 369.)

Id) Balken auf zwei Stützen mit streckenweise wechselndem Trägheitsmomente.

Für den Balken nach Textabb. 8 gilt bei Mittelstellung einer Einzellast R für die Strecke I die Gleichung:

Abb. 8.



$$EJ_1 y = EJ_1 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{Rx^3}{12}$$

und bei $\frac{J_1}{J_2} = i_1$) $\frac{J_1 - J_2}{J_1} = \mu = \frac{i_1 - 1}{i_1}$

für die Strecke II:

$$EJ_2 y = EJ_2 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{Rx^3}{12} + \mu \left(M_0 a - \frac{Ra^3}{4} \right) x + \frac{Ra^3}{6} - \frac{M_0 \omega^2}{2}$$

Daraus folgt durch Ableitung:

$$EJ_2 \frac{dy}{dx} = -M_0 x + \frac{Rx^2}{4} + \mu \left\{ M_0 a - \frac{Ra^2}{4} \right\}$$

$$EJ_2 \frac{d^2 y}{dx^2} = -M_0 + \frac{Rx}{2}$$

$$EJ_2 \frac{d^3 y}{dx^3} = \frac{R}{2}$$

Folglich sind wegen der elastischen Bindung der Balkenenden im Punkte $x = d$ die Bedingungen zu erfüllen für $\frac{J_2}{J_e} = i_e$:

$$0 = EJ_2 h_0 - M_0 \frac{d^2}{2} + \frac{Rd^3}{12} + \mu \left\{ \frac{M_0 a (2d - a)}{2} - \frac{Ra^2 (3d - a)}{12} \right\}$$

$$-M_0 d + \frac{Rd^2}{4} + \mu \left(M_0 a - \frac{Ra^2}{4} \right) = -\frac{Bi_e}{2m^2}$$

$$-M_0 + \frac{Rd}{2} = \frac{B}{m}$$

Die beiden letzten Gleichungen kann man schreiben:

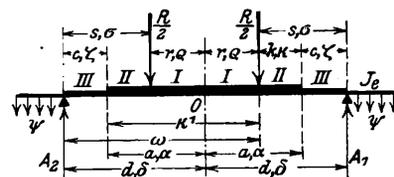
$$-2m M_0 \left\{ a + i_1 (\delta - a) \right\} + \frac{R}{2} \left\{ a^2 + i_1 (\delta^2 - a^2) \right\} = -Bi_e i_e$$

$$-m M_0 i_1 i_e + \frac{R}{2} i_1 i_e = Bi_e i_e$$

woraus für $\delta - a = \zeta$, $\delta + a = \varphi$ folgt:

$$\frac{2m M_0}{R} = \frac{i_1 i_e + i_1 \varphi \zeta + a^2}{i_1 i_e + 2i_1 \zeta + 2a}$$

Abb. 9.



Steht die Einzellast R außerhalb der Mitte O, so kann man wieder zur Bestimmung des in O erzeugten Biegemomentes M_0 zwei gleich weit von der Mitte liegende Lasten

R: 2 einführen (Textabb. 9), und erhält für die Strecke II:

$$EJ_1 y = EJ_1 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{R(x-r)^3}{12} \text{ für } x = r \text{ bis } x = a.$$

Mithin gilt für Strecke III von $x = a$ bis $x = d$:

$$EJ_2 y = EJ_2 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{R(x-r)^3}{12}$$

$$+ \mu \left\{ M_0 \frac{a^2}{2} - \frac{R(a-r)^3}{12} + \left(M_0 a - \frac{R(a-r)^2}{4} \right) (x-a) \right\}$$

Aus letzterer Gleichung folgt durch Ableitung:

$$EJ_2 \frac{dy}{dx} = -M_0 x + \frac{R(x-r)^2}{4} + \mu \left\{ M_0 a - \frac{R(a-r)^2}{4} \right\}$$

$$EJ_2 \frac{d^2 y}{dx^2} = -M_0 + \frac{R(x-r)}{2}$$

Mithin ergeben sich zur Bestimmung von M_0 die Gleichungen:

$$-M_0 d + \frac{Rs^2}{4} - \mu \left(M_0 a - \frac{Rk^2}{4} \right) = -\frac{Bi_e}{2m^2}$$

$$-M_0 + \frac{Rs}{2} = \frac{B}{m}$$

oder da $\mu = 1 - \frac{1}{i_1}$ ist:

$$-2 m M_0 \left(i_1 \zeta + \alpha \right) + \frac{R}{2} \left(\sigma^2 - k^2 \right) i_1 + k^2 \Big\} = -B i_e i_1$$

$$-m M_0 i_1 i_e + \frac{R}{2} i_1 i_e \sigma = B i_e i_1$$

woraus folgt:

$$m M_0 \left\{ i_1 i_e + 2 i_1 \zeta + 2 \alpha \right\} = \frac{R}{2} \left\{ i_1 i_e \sigma + i_1 \left(\sigma^2 - k^2 \right) + k^2 \right\}.$$

Um die in O erzeugte Querkraft Q_0 zu bestimmen, bringe man die Lasten $+R:2$ und $-R:2$ in den gleichen Abständen r von der Mitte an (Textabb. 10), für die:

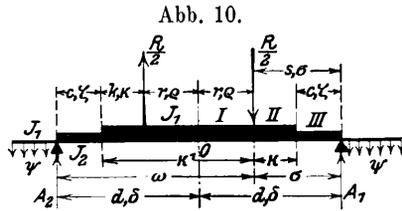


Abb. 10.

$EJ_1 y = EJ_1 \varphi_0 x + Q_0 \frac{x^3}{6} + \frac{R(x-r)^3}{12}$ auf der Strecke II, also für $x = r$ bis $x = a$, und:

$$EJ_2 y = EJ_2 C_0 x + Q_0 \frac{x^3}{6} + \frac{R(x-r)^3}{12} + \mu \left\{ \frac{Q_0 a^3}{3} - \frac{Rk^3}{12} + \frac{Ra k^2}{4} - \left(Q_0 \frac{a^2}{2} + \frac{Rk^2}{4} \right) x \right\}$$

auf der Strecke III gilt.

Hieraus ergibt sich durch Ableitung:

$$EJ_2 \frac{dy}{dx} = EJ_2 \varphi_0 + Q_0 \frac{x^2}{2} + \frac{R(x-r)^2}{4} - \mu \left\{ \frac{Q_0 a^2}{2} + \frac{Rk^2}{4} \right\}$$

$$EJ_2 \frac{d^2y}{dx^2} = Q_0 x + \frac{R(x-r)}{2}.$$

Für $x = d$ ergeben sich die Bedingungen:

$$0 = EJ_2 \varphi d + \frac{Q_0 d^3}{6} + \frac{Rs^3}{12} + \mu \left\{ \frac{Q_0 a^3}{3} - \frac{Rk^3}{12} - \frac{Rck^2}{4} - \frac{Q_0 a^2 d}{2} \right\}$$

$$\frac{-B i_e}{2 m^2} = EJ_2 \varphi + Q_0 \frac{d^2}{2} + \frac{Rs^2}{4} - \mu \left(\frac{Q_0 a^2}{2} + \frac{Rk^2}{4} \right)$$

$$\frac{B}{m} = Q_0 d + \frac{Rs}{2}$$

aus denen Q_0 folgt:

$$-Q_0 = \frac{R}{4} \left\{ \frac{6 i_1 i_e \sigma \delta + i_1 \sigma^2 (\delta + \omega) + (1 - i_1) k^2 (a + k_1)}{3 i_1 i_e \delta^2 + i_1 (\delta^3 - a^3) + a^3} \right\}.$$

Steht die Einzelast R auf der Strecke c des Trägheitsmomentes J_2 (Textabb. 11), ist also $s < c$, so gilt für die beiden Lasten $+R:2$:

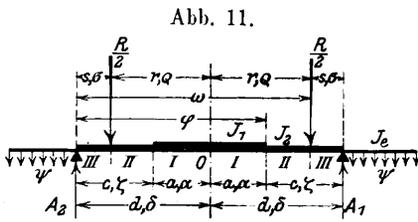


Abb. 11.

$$EJ_1 y = EJ_1 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} \text{ auf Strecke I,}$$

$$EJ_2 y = EJ_2 h_0 - \frac{M_0}{2} \left\{ (x-a)^2 + \frac{2ax - a^2}{i_1} \right\}$$

auf Strecke II und

$$EJ_2 y = EJ_2 h_0 - \frac{M_0}{2} \left\{ (x-a)^2 + \frac{2ax - a^2}{i_1} \right\} + \frac{R(x-r)^3}{12}$$

auf Strecke III.

*) φ_0 ist die trigonometrische Tangente der Steigung der Biegelinie in der Trägermitte.

Aus letzterer Gleichung folgt durch Ableitung:

$$EJ_2 \frac{dy}{dx} = -M_0 \left\{ x - a + \frac{a}{i_1} \right\} + \frac{R(x-r)^2}{4}$$

$$EJ_2 \frac{d^2y}{dx^2} = -M_0 + \frac{R(x-r)}{2}.$$

Daher ergeben sich für $x = d$ die beiden Bedingungengleichungen:

$$-M_0 \left(c + \frac{a}{i_1} \right) + \frac{Rs^2}{4} = -\frac{B i_e}{2 m^2}$$

$$-M_0 + \frac{Rs}{2} = \frac{B}{m}$$

oder anders geschrieben:

$$-2 m M_0 \left\{ i_1 \zeta + \alpha \right\} + \frac{R i_1 \sigma^2}{2} = -B i_e i_1$$

$$-m M_0 i_1 i_e + \frac{R \sigma i_1 i_e}{2} = B i_e i_1$$

woraus folgt:

$$M_0 = \frac{Rs \cdot \sigma i_1 (i_e + \sigma)}{2 (i_1 i_e + 2 i_1 \zeta + 2 \alpha)}.$$

Die Querkraft Q_0

in O wird wieder nach Textabb. 12 aus den bei den Lasten $+R:2$ und $-R:2$ in den Abständen r von der Mitte ermit-

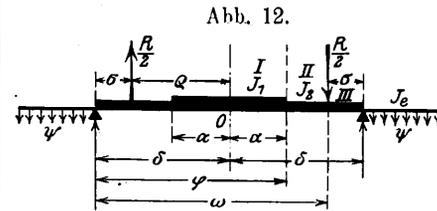


Abb. 12.

telt, für die die Gleichungen gelten:

$$EJ_1 y = EJ_1 \varphi_0 x + Q_0 \frac{x^3}{6} \text{ auf Strecke I für } x = 0 \text{ bis } x = a.$$

$$EJ_2 y = EJ_2 \varphi_0 x + Q_0 \left\{ \frac{x^3}{6} - \mu \left(\frac{a^2 x}{2} - \frac{a^3}{3} \right) \right\}$$

auf Strecke II für $x = a$ bis $x = r$.

$$EJ_2 y = EJ_2 \varphi_0 x + Q_0 \left\{ \frac{x^3}{6} - \mu \left(\frac{a^2 x}{2} - \frac{a^3}{3} \right) \right\} + \frac{R(x-r)^3}{12}$$

auf Strecke III. Aus der letzten Gleichung folgt durch Ableitung:

$$EJ_2 \frac{dy}{dx} = EJ_2 \varphi_0 + \frac{Q_0}{2} \left\{ x^2 - \mu a^2 \right\} + \frac{R(x-r)^2}{4}$$

$$EJ_2 \frac{d^2y}{dx^2} = Q_0 x + \frac{R(x-r)}{2}.$$

Für $x = d$ ergeben sich die Bedingungen:

$$0 = EJ_2 \varphi_0 d + Q_0 \left\{ \frac{d^3 - 3 \mu a^2 d + 2 \mu a^3}{6} \right\} + \frac{Rs^3}{12}$$

$$\frac{-B i_e}{2 m^2} = EJ_2 \varphi_0 + Q_0 \left\{ \frac{d^2 - \mu a^2}{2} \right\} + \frac{Rs^2}{4}$$

$$\frac{B}{m} = Q_0 d + \frac{Rs}{2}$$

woraus sich:

$$-Q_0 = \frac{R}{2} \left\{ \frac{i_1 \sigma \cdot \{ 3 i_1 \delta + \sigma (\delta + \omega) \}}{3 i_1 i_e \delta^2 + 2 i_1 (\delta^3 - a^3) + a^3} \right\}$$

ergibt.

II. Der Träger mit Mittelstützen.

Werden den bisher betrachteten Trägern in gleichen oder ungleichen Abständen von der Mitte feste oder elastische Zwischenstützen gegeben, so können stets zwei Hauptgleichungen für die Verteilung der Kräfte nach den bisherigen Betrachtungen

niedergeschrieben werden, indem man die Stützendrücke als noch unbekannte, negative Einzellasten D einführt. Denn man kann beispielsweise 2) für das Biegemoment M_0 in O für beliebig viele und beliebig verteilte Einzellasten Rx , $-D$ verallgemeinern, indem man auf der rechten Seite das Summenzeichen vorsetzt, also schreibt $M_0 = \sum \frac{R\sigma}{2} \left\{ \frac{i+\sigma}{i+2\delta} \right\}$ und unter den Einzellasten R der rechten Seite auch die negativen Lasten $-D$ versteht. So kann man auch mit 3) verfahren und schreiben:

$$Q_0 = + \sum R \sigma \left\{ \frac{3i\delta + \sigma(\omega + \delta)}{6i\delta^2 + 4\delta^3} \right\},$$

wobei das gleiche, oder entgegengesetzte Vorzeichen zu wählen ist, je nachdem zwei Lasten auf derselben oder der entgegengesetzten Seite von O liegen.

Sind nun Mittelstützen D vorhanden, so ist für jede Mittelstütze noch eine weitere Gleichung erforderlich, die bei festen Stützen auf Grund der Unverschieblichkeit, bei elastischen auf Grund der elastischen Senkung aufgestellt werden kann.

Betrachtet man als einfachstes Beispiel den Balken mit einer Mittelstütze in O (Textabb. 13), so gelten für die Wirkungen der Last R die beiden Gleichungen:

$$M_0 = \frac{R\sigma(i+\sigma)}{2m(i+2\delta)} - \frac{D\delta(i+\delta)}{2m(i+2\delta)}$$

$$Q_0 = - \frac{R\sigma(3i\delta + 3\sigma\delta - \sigma^2)}{6i\delta^2 + 4\delta^3} + \frac{D}{2}$$

Der Zahlenwert D aber kann auf Grund der Erwägung festgestellt werden, daß nach Textabb. 14 zwei Lasten $+R:2$ dasselbe Moment M_0 und denselben Stützendruck D erzeugen, wie die Einzellast R der Textabb. 13.

Ist nun etwa die Stütze fest, so ist $h_0 = 0$, also gilt für Textabb. 14 die Gleichung:

Der theoretische Längenschnitt von Drahtseilbahnen mit Doppelbetrieb.

Dr. Ing. R. von Reckenschuß, o. ö. Professor der Technischen Hochschule in Wien.

I. Einleitung.

Die Wirtschaftlichkeit des Betriebes einer Seilbahn, bei der sich ein Wagen bergwärts bewegt, während ein zweiter die Gegenfahrt ausführt, wird in hohem Maße von der Gestalt des Längenschnittes beeinflusst. Unter den unendlich vielen möglichen Verbindungslinien der beiden Endpunkte gibt es eine, die für den ungünstigsten Belastungsfall eine Bahn steten Gleichgewichtes darstellt; sobald allen an der Bewegung teilnehmenden Körpern (Betriebsmittel, Seil, Umleit-, Trag- und Ablenk-Rollen) das der Fahrgeschwindigkeit entsprechende

$$EJ_1 y = -M_0 \frac{x^2}{2} - D \frac{x^3}{12} + \frac{R(x-r)^3}{12},$$

aus der für $x = d$ die Bedingung folgt:

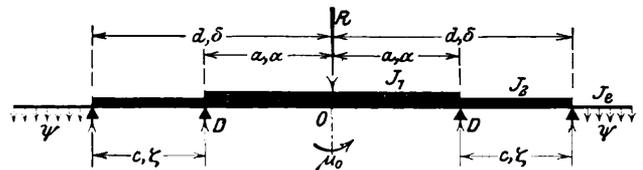
$$0 = -M_0 \frac{d^2}{2} - D \frac{d^3}{12} + \frac{R\sigma^3}{12} \quad \text{oder} \quad m M_0 = \frac{-D\delta}{6} + \frac{R\sigma^3}{6\delta^3}$$

und diese Gleichung liefert in Verbindung mit der ersten den gesuchten Wert:

$$D = \frac{R\sigma \{ i(3\delta^2 - \sigma^2) + 3\sigma\delta^2 - 2\delta\sigma^2 \}}{\delta^3(2i + \delta)}$$

Ein zweites Beispiel bilde der Balken mit zwei festen Mittelstützen in gleichen Abständen von der Mitte (Textabb. 15).

Abb 15.



Eine in der Trägermitte angreifende Einzellast R erzeugt in der Trägermitte das Moment:

$$m M_0 = \frac{R}{2} \left\{ \frac{i_1 i_1 \delta + i_1 \varphi \zeta + a^2}{i_1 i_1 + 2i_1 \zeta + 2a} \right\} - D \left\{ \frac{i_1 i_1 \zeta + i_1 \zeta^2}{i_1 i_1 + 2\zeta i_1 + 2a} \right\}$$

Eine zweite Beziehung zwischen M_0 und D kann aus der Bedingung geleitet werden, daß die Senkung in D Null sein soll. Für Strecke I gilt die Gleichung:

$$EJ_1 y = EJ_1 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{Rx^3}{12},$$

für Strecke II:

$$EJ_2 y = EJ_2 h_0 - M_0 \frac{x^2}{2} + \frac{Rx^3}{12} + \mu \left\{ \left(M_0 a - \frac{Ra^2}{4} \right) x + \frac{Ra^3}{6} - M_0 \frac{a^2}{2} \right\} - \frac{D(x-a)^3}{6}$$

daraus folgt:

$$0 = EJ_2 h_0 - \frac{M_0 a^2}{2i_1} + \frac{Ra^3}{12i_1}$$

$$0 = EJ_2 h_0 - \frac{M_0 d^2}{2} + \frac{Rd^3}{12} + \mu \left\{ \left(M_0 a - \frac{Ra^2}{4} \right) d + \frac{Ra^3}{6} - M_0 \frac{a^2}{2} \right\} - \frac{Dc^3}{6}$$

woraus die zweite Beziehung zwischen M_0 , D R abgeleitet werden kann:

$$6m M_0 (2a + i_1 \zeta) = R [3a^2 + i_1 (\delta + 2a) \zeta] - 2D i_1 \zeta^2$$

Die Werte M_0 und D können aus diesen beiden Gleichungen bestimmt werden.

Arbeitsvermögen erteilt ist, bewegen sich die Fahrzeuge bei Unveränderlichkeit der Betriebskraft, die durch Belastung des sinkenden Wagens, oder durch eine ortsfeste Maschine geliefert werden kann, ohne Betätigung der Bremsen bis zum Ende der Fahrt mit gleich bleibender Geschwindigkeit, trotzdem sich die Widerstände in der Regel von Augenblick zu Augenblick ändern. Man nennt diese Linie den «richtigen» oder «theoretischen» Längenschnitt der Seilbahn, der in Bezug auf Ballast- oder Kraft-Bedarf als die vorteilhafteste Lösung bezeichnet werden kann.

Meist ist es nicht möglich, den theoretischen Längenschnitt genau zur Ausführung zu bringen. Seine Beibehaltung würde häufig große Abweichungen vom Gelände und sehr hohe Anlagekosten verlangen; manchmal erscheinen Änderungen an den Bahnenenden wünschenswert, um während der Dauer des Anfahrens den zur Einleitung der Bewegung erforderlichen Kraftüberschuss zu bekommen, ohne daß eine nur zur Überwindung des Widerstandes aus der Beschleunigung dienende Vergrößerung des Ballastes oder eine zeitweise Vermehrung der von der Triebmaschine abzugebenden Betriebskraft nötig wird; endlich kann bei Maschinenbetrieb ein Längenschnitt angestrebt werden, bei dem die Maschinenleistung beim Anfahren, unter Vermeidung der eben angedeuteten Neigungsänderungen an den Enden der Seilrampe, womit mancherlei Nachteile verbunden sind, der Höchstleistung während der Fahrt gleichkommt.*)

In allen Fällen ist es aber geboten, zunächst den theoretischen Längenschnitt zu ermitteln, der dann als Grundlage für die Feststellung der unter bestimmten Verhältnissen günstigsten Bahnform dienen kann.

Die einzige Abhandlung über diesen Gegenstand, in der alle auftretenden Widerstände berücksichtigt sind, findet sich in einer Veröffentlichung von Alphonse Vautier.**) Die Ableitung der Gleichung des theoretischen Längenschnittes, wofür Vautier eine quadratische Parabel erhält, geschieht hier unter der bei Seilrampen mit bedeutenden Steigungsunterschieden im untern und obern Teile der Bahn unzulässigen Annahme, es seien an beliebigen Stellen der Linie die wagerechten Längen gleicher Bahnstücke einander gleich. Durch diese Annäherung wird die Richtigkeit der Ergebnisse stark beeinträchtigt, und bei einem nach Vautier gerechneten Längenschnitt werden die der Ableitung zu Grunde gelegten Gleichgewichtsbedingungen nicht voll erfüllt. Eine Untersuchung von Professor Ritter von Hauer behandelt einen nahe verwandten Gegenstand.***) Dieser Verfasser berücksichtigt jedoch nur die Wagengewichte und die Veränderlichkeit der wirksamen Seitenkraft des Seilgewichtes, die Laufwiderstände und der Seilleitungswiderstand sind nicht in Rechnung gestellt. Es läßt sich keineswegs ohne Weiteres erkennen, welchen Einfluß die Einführung aller auftretenden Widerstände auf die Form des theoretischen Längenschnittes hat, und die sehr interessante Arbeit von R. von Hauer wurde bei der Berechnung größerer Drahtseilbahnen wohl nie verwertet. Auch die beachtenswerte Betrachtung von Professor Haton de la Goupillière†) ist für den Bau von Bergbahnen mit Seilbetrieb bedeutungslos geblieben; sie geht von denselben Voraussetzungen aus, wie die Studie von R. von Hauer

*) E. Seefehlner: „Beitrag zur Theorie und Praxis der Seilbahnen“. Elektrotechnik und Maschinenbau, Wien 1909.

**) „Étude des chemins de fer funiculaires“. Nouvelles Annales de la construction, Paris 1891/1892, Sonderdruck Paris 1892, Baudry et Cie.

***) „Seilausgleichung durch veränderliches Bahngefälle bei der geneigten Förderung“ von Julius Ritter von Hauer. (Jahrbuch der k. k. Bergakademien, 31. Band, Wien 1883; Berg- und Hüttenmännische Zeitung, 43. Jahrgang, Leipzig 1884; v. Hauer, Die Fördermaschinen der Bergwerke, 3. Auflage, Leipzig 1885).

†) „Note sur le profil d'équilibre des tractions mécaniques en rampe“. Annales des mines, 8. Reihe, Band III, Paris 1883.

und bringt nur auf neuem Wege einen Beweis für die Richtigkeit der dort gefundenen Ergebnisse.

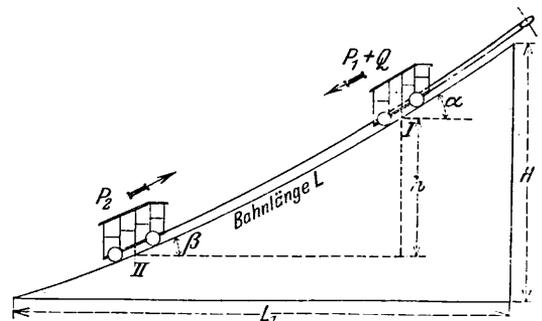
Im Nachstehenden soll eine Ableitung der Gleichung des theoretischen Längenschnittes einer Drahtseilbahn unter Berücksichtigung aller auftretenden Widerstände gegeben werden: danach möge eine neue, einfache Art der Berechnung des Längenschnittes unter Zulassung der durch Vautier eingeführten Annäherung und eine Besprechung der Gleichung von Vautier Platz finden, schließlichs zeige ein Zahlenbeispiel, wie bedeutend der Unterschied zwischen den theoretischen Längenschnitten nach dem genauen Verfahren und nach Vautier ausfällt.

II. Bedingungsgleichungen für den theoretischen Längenschnitt.

Der sinkende Wagen wiege P_1 , der steigende P_2 : im ungünstigsten Belastungsfalle wird $P_2 > P_1$ sein. Der sinkende Wagen werde bei Ballastbetrieb mit dem Wassergewichte Q belastet, oder es wirke bei Maschinenbetrieb am Umfange der Seilscheibe eine Kraft K . Bezeichnen die Punkte I und II zwei zusammen gehörige Wagenstellungen, so gilt für den Gleichgewichtszustand während der Bewegung:

bei Ballastbetrieb (Textabb. 1)

Abb. 1. Ballastbetrieb.

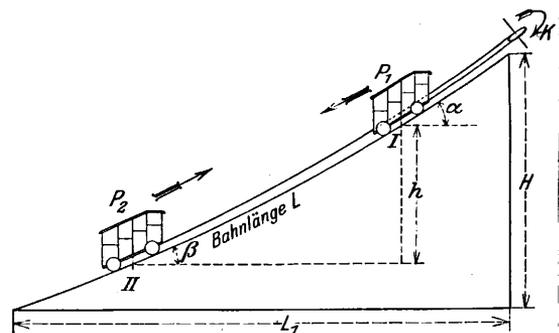


$$Gl. 1) (P_1 + Q) \sin \alpha = P_2 \sin \beta + \frac{(P_1 + Q) r \cos \alpha + P_2 r \cos \beta}{\text{Laufwiderstand der Wagen}} + \frac{p \cdot h}{\text{wirksame Seitenkraft des Seilgewichtes}} + S$$

+ S
Seilleitungswiderstand

bei Maschinenbetrieb (Textabb. 2)

Abb. 2. Maschinenbetrieb.



$$Gl. 2) P_1 \sin \alpha + K = P_2 \sin \beta + P_1 r \cos \alpha + P_2 r \cos \beta + p \cdot h + S$$

Hierin bedeutet

- r die Widerstandsziffer des Wagenlaufes, 0,003 bis 0,008, Mittel 0,005,
- p das Gewicht des Seiles für die Längeneinheit,
- h den Höhenunterschied der Wagenstellungen,
- S den Seilleitungswiderstand.

• $\cos \alpha$ und $\cos \beta$ setzt man gewöhnlich $= 1$; diese Annäherung ist zulässig, da die GröÙe r nicht genau bekannt ist.

Der Wert $p \cdot h$, die wirksame Seitenkraft des Seilgewichtes, hängt von der Stellung der Wagen ab und ändert sich bei einer Bahn mit einem Seile während der Fahrt unablässig; befindet sich der sinkende Wagen oberhalb der Kreuzungstelle, so ist $p \cdot h > 0$, an der Kreuzungstelle ist $p \cdot h = 0$, im zweiten Teile der Fahrt wird $p \cdot h < 0$, die wirksame Seitenkraft des Seilgewichtes stellt also eine Nutzkraft dar. Bei einer Seilbahn mit Zug- und Gegen-Seil, Ballastseil, das die beiden talseitigen Enden der Wagen verbindet und über eine Rolle in der Talstation läuft, ist zur Berechnung des durch die wirksame Seitenkraft des Seilgewichtes hervorgerufenen Widerstandes für p der Unterschied zwischen den Einheitsgewichten des Zugeiles und Gegenseiles einzusetzen: bei Anwendung zweier gleich schwerer Seile verschwindet diese Seitenkraft des Seilgewichtes für alle Wagenstellungen.

Der Seilleitungswiderstand S , der zu überwinden ist, um auf wagerecht gedachter Bahn das Seil, die Umleit-, Trag- und Ablenk-Rollen in gleichförmiger Bewegung zu erhalten, kann nach Versuchen an ausgeführten Seilbahnen angenommen werden: eine analytische Bestimmung dieses Wertes, wie sie in manchen Arbeiten über Drahtseilbahnen enthalten ist*), erscheint zwar möglich, doch kommen hier mehrere Reibungswerte in Betracht, für deren Richtigkeit bei einer den wechselnden Witterungsverhältnissen ausgesetzten Bahnanlage wenig Gewähr besteht, auch ist der Einfluß des Widerstandes der Seilleitung gegenüber jenem der anderen Widerstände bei steilen Bahnen gering, so daß es in der Regel genügt, unter Beachtung der Verhältnisse bei ähnlichen Anlagen mit einem Erfahrungswerte zu rechnen. Heute sind schon zahlreiche Angaben über die bei bestehenden Seilbahnen gemessenen Widerstände veröffentlicht: da derartige Versuche bei elektrischem Betriebe sehr genau auszuführen sind, wird wohl bald eine gröÙere Reihe zuverlässiger Versuchsergebnisse vorhanden sein.

Die Bedingungen, denen der theoretische Längenschnitt entsprechen muß, wurden schon von Vautier aufgestellt: der Vollständigkeit halber sollen sie auch hier abgeleitet werden.

II. A) Ballastbetrieb. (Textabb. 1).

Für eine Fahrt gilt die Arbeitsgleichung

$$(P_1 + Q)H = P_2 H + (P_1 + Q + P_2) \cdot rL + S \cdot L + \text{Bremsarbeit.}$$

Hat die Bahn von der Länge L den theoretischen Längenschnitt, so muß die Bremsarbeit gleich Null sein: unter dieser Annahme folgt

$$\text{Gl. 3) } Q = \frac{(P_2 - P_1)H + (P_1 + P_2)rL + S \cdot L}{H - rL}.$$

*) A. Fliegner. Die Bergbahn-Systeme vom Standpunkte der theoretischen Maschinenlehre. Zürich 1877. A. Vautier. Étude des chemins de fer funiculaires, Paris 1892. G. Meyer. Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenwesens. 4. Teil, Leipzig 1892. L. v. Tetmajer. Die angewandte Elastizitäts- und Festigkeitslehre. 3. Auflage, Wien 1905. Handbuch der Ingenieurwissenschaften. V. Teil. 8. Band. Lokomotiv-Steilbahnen und Seilbahnen. 2. Auflage, Leipzig 1906. E. Seefehlner. Beitrag zur Theorie und Praxis der Seilbahnen. Elektrotechnik und Maschinenbau. Wien 1909. A. Lévy-Lambert. Chemins de fer funiculaires. Encyclopédie des travaux publics, Paris 1911.

Für den ersten Teil der Fahrt gilt

Gl. 4) $(P_1 + Q) \sin \alpha = P_2 \sin \beta + (P_1 + Q + P_2)r + p h + S$, für den zweiten, wenn sich der sinkende Wagen in II, der steigende in I befindet:

Gl. 5) $(P_1 + Q) \sin \beta = P_2 \sin \alpha + (P_1 + Q + P_2)r - p h + S$. Aus Gl. 4) und 5) folgt:

durch Zusammenzählen:

$$\text{Gl. 6) } \sin \alpha + \sin \beta = \frac{2[(P_1 + Q + P_2)r + S]}{P_1 + Q - P_2},$$

durch Abziehen:

$$\text{Gl. 7) } \sin \alpha - \sin \beta = \frac{2p}{P_1 + Q + P_2} \cdot h.$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 3) erhält man

$$P_1 + Q + P_2 = P_1 + P_2 + \frac{(P_2 - P_1)H + (P_1 + P_2)rL + S \cdot L}{H - rL}.$$

$$\text{Gl. 8) } P_1 + Q + P_2 = \frac{2P_2 H + S \cdot L}{H - rL}$$

und

$$\text{Gl. 9) } P_1 + Q - P_2 = \frac{2rP_2 L + S \cdot L}{H - rL}.$$

Durch Einsetzung dieser Werte in Gl. 6) und 7) ergibt sich

$$\sin \alpha + \sin \beta = \frac{2[2rP_2 H + rS \cdot L + S \cdot H - rS \cdot L]}{2rP_2 L + S \cdot L}.$$

$$\text{Gl. 10) } \sin \alpha + \sin \beta = \frac{2H}{L},$$

ferner

$$\text{Gl. 11) } \sin \alpha - \sin \beta = 2ph \frac{H - rL}{2P_2 H + S \cdot L}.$$

Wird das Verhältnis

$$\text{Gl. 12) } H : L = A$$

und

$$\text{Gl. 13) } p \frac{H - rL}{2P_2 H + S \cdot L} = \frac{p}{P_1 + Q + P_2} = B$$

gesetzt, so folgt:

$$\text{Gl. 14) } \sin \alpha + \sin \beta = 2A$$

$$\text{Gl. 15) } \sin \alpha - \sin \beta = 2Bh \quad \text{und}$$

$$\text{Gl. 16) } \sin \alpha = A + Bh$$

als Bedingungsgleichung für den theoretischen Längenschnitt.

B ist das Verhältnis des Gewichtes der Längeneinheit des Seiles zum Gewichte der Fahrzeuge einschließlich der Wasserlast, also immer ein sehr kleiner Wert.

II. B) Maschinenbetrieb. (Textabb. 2).

Für Maschinenbetrieb lautet die Arbeitsgleichung:

$$P_1 H + K L = P_2 H + (P_1 + P_2)r \cdot L + S \cdot L + \text{Bremsarbeit.}$$

Für den theoretischen Längenschnitt wird die Bremsarbeit $= 0$, mithin

$$\text{Gl. 17) } K = \frac{(P_2 - P_1)H + (P_1 + P_2)r \cdot L + S \cdot L}{L}.$$

Ferner gilt im ersten Teile der Fahrt:

$$\text{Gl. 18) } P_1 \sin \alpha + K = P_2 \sin \beta + (P_1 + P_2)r + p h + S,$$

im zweiten Teile:

$$\text{Gl. 19) } P_1 \sin \beta + K = P_2 \sin \alpha + (P_1 + P_2)r - p h + S.$$

Aus Gl. 18) und 19) folgt durch Zusammenzählen

$$\sin \alpha + \sin \beta = \frac{2[K - r(P_1 + P_2) - S]}{P_2 - P_1}$$

oder nach Einführung des Wertes K aus Gl. 17)

Gl. 20) . . . $\sin \alpha + \sin \beta = \frac{2 H}{L}$,

durch Abziehen

Gl. 21) . . . $\sin \alpha - \sin \beta = \frac{2 p h}{P_1 + P_2}$.

Nennt man, ähnlich wie bei Ballastbetrieb:

Gl. 22) $H : L = A$

Gl. 23) $p : (P_1 + P_2) = B$

so erhält man

Gl. 24) $\sin \alpha + \sin \beta = 2 A$

Gl. 25) $\sin \alpha - \sin \beta = 2 B h$ und

Gl. 26) $\sin \alpha = A + B h$.

Der theoretische Längenschnitt muß somit nach Gl. 16) und 26) bei beiden Betriebsarten der Bedingung

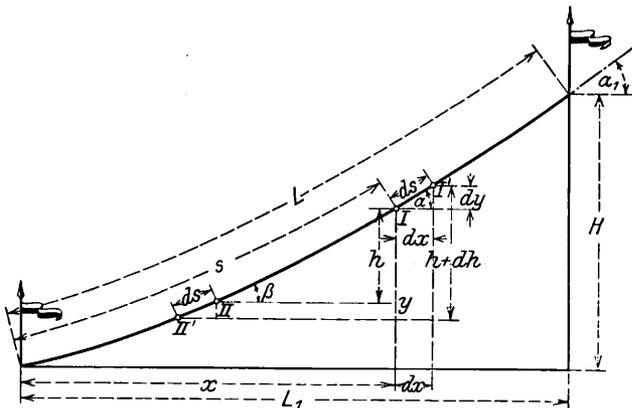
$$\sin \alpha = A + B h$$

genügen. Dieselbe Gleichung legt Vautier seiner Untersuchung zu Grunde.

III. Ableitung der Gleichung des theoretischen Längenschnittes.

Durch die Punkte I und II, I' und II' (Textabb. 3)

Abb. 3. Gegenseitige Abhängigkeit der Wagenstellungen.



seien je zwei zusammengehörige Wagenstellungen bestimmt; es ist zu erkennen, daß

$$d h = d s (\sin \alpha + \sin \beta),$$

somit nach Gl. 14) und 24)

$$d h = 2 A d s \text{ ist.}$$

Aus Gl. 16) und 26) folgt

$$h = (\sin \alpha - A) : B$$

und durch Differenzieren

$$d h = (\cos \alpha d \alpha) : B.$$

Durch Gleichsetzung der beiden Ausdrücke für d h erhält man

$$2 A d s = (\cos \alpha d \alpha) : B$$

$$\cos \alpha d \alpha = 2 A B d s.$$

Gemäß $\sin \alpha = dy : ds$ ist

$$\cos \alpha \frac{d \alpha}{d s} = \frac{d^2 y}{d s^2},$$

folglich lautet die Differenzialgleichung der gesuchten Linie

Gl. 27) . . . $\frac{d^2 y}{d s^2} = 2 A B = \text{einem Festwerte.}$

Um die dieser Forderung entsprechende Beziehung zu bestimmen, empfiehlt es sich, auf die Längen x und die Höhen y überzugehen.

$$\frac{d y}{d s} = \sin \alpha; \quad \frac{d^2 y}{d s^2} = \cos \alpha \frac{d \alpha}{d x} \cdot \frac{d x}{d s}$$

$$\frac{d x}{d s} = \cos \alpha; \quad \frac{d^2 y}{d s^2} = \cos^2 \alpha \frac{d \alpha}{d x} = 2 A B$$

$$d x = (\cos^2 \alpha d \alpha) : 2 A B$$

$$x = \frac{1}{2 A B} \int \cos^2 \alpha d \alpha = \frac{1}{2 A B} \cdot \frac{\sin 2 \alpha + 2 \alpha}{4} + C_1.$$

Für $x = L_1$ sei $\alpha = \alpha_1$.

$$L_1 = \frac{1}{2 A B} \cdot \frac{\sin 2 \alpha_1 + 2 \alpha_1}{4} + C_1$$

Gl. 28) . $x = L_1 - \frac{1}{8 A B} [(\sin 2 \alpha_1 + 2 \alpha_1) - (\sin 2 \alpha + 2 \alpha)].$

Auf gleichem Wege erhält man:

$$\frac{d y}{d s} = \sin \alpha; \quad \frac{d^2 y}{d s^2} = \cos \alpha \frac{d \alpha}{d y} \cdot \frac{d y}{d s}$$

$$\frac{d^2 y}{d s^2} = \sin \alpha \cos \alpha \frac{d \alpha}{d y} = 2 A B$$

$$d y = (\sin \alpha \cos \alpha d \alpha) : 2 A B$$

$$y = \frac{1}{4 A B} \int \sin 2 \alpha d \alpha = - \frac{1}{4 A B} \cdot \frac{\cos 2 \alpha}{2} + C_2.$$

Für $y = H$ wird $\alpha = \alpha_1$.

$$H = - \frac{1}{4 A B} \cdot \frac{\cos 2 \alpha_1}{2} + C_2$$

Gl. 29) . . $y = H - \frac{1}{8 A B} (\cos 2 \alpha - \cos 2 \alpha_1).$

Führt man in Gl. 28) und 29) statt α einen Winkel $\varphi = \pi - 2 \alpha$ ein, so folgt, da $\sin 2 \alpha = \sin \varphi$, $\cos 2 \alpha = - \cos \varphi$ ist,

$$x = L_1 - \frac{1}{8 A B} [(\sin 2 \alpha_1 + 2 \alpha_1) - (\sin \varphi + \pi - \varphi)]$$

$$y = H + \frac{1}{8 A B} (\cos \varphi + \cos 2 \alpha_1)$$

oder

Gl. 30) $\frac{1}{8 A B} (\pi - \sin 2 \alpha_1 - 2 \alpha_1) + L_1 - x = \frac{1}{8 A B} (\varphi - \sin \varphi)$

$$\frac{1}{8 A B} \cdot \cos 2 \alpha_1 + H - y = - \frac{1}{8 A B} \cos \varphi.$$

Wird in der letzten Gleichung auf beiden Seiten $1 : 8 A B$ hinzugefügt, so ergibt sich

$$\frac{1}{8 A B} (1 + \cos 2 \alpha_1) + H - y = \frac{1}{8 A B} (1 - \cos \varphi)$$

oder

Gl. 31) $\frac{1}{4 B A} \cos^2 \alpha_1 + H - y = \frac{1}{8 A B} (1 - \cos \varphi).$

Verlegt man nun den Ursprung so, daß

$$\xi = m - x$$

$$\eta = n - y$$

wird, worin

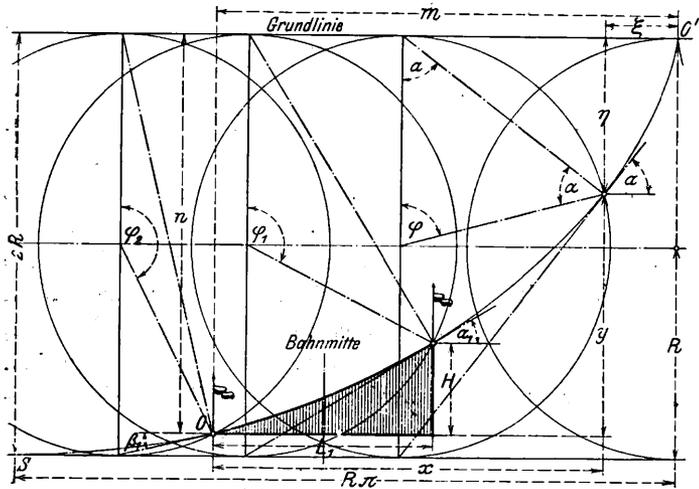
$$\text{Gl. 32) } \begin{cases} m = L_1 + \frac{1}{8 A B} (\pi - \sin 2 \alpha_1 - 2 \alpha_1) \\ n = H + \frac{1}{4 A B} \cos^2 \alpha_1, \end{cases}$$

so lauten die den theoretischen Längenschnitt bestimmenden Gleichungen:

$$\text{Gl. 33) } \begin{cases} \xi = \frac{1}{8 A B} (\varphi - \sin \varphi) \\ \eta = \frac{1}{8 A B} (1 - \cos \varphi). \end{cases}$$

Diese beiden Gleichungen stellen eine gemeine Zyklode dar; $R = \frac{1}{8 AB}$ ist der Halbmesser des erzeugenden Kreises, φ der Rollwinkel. Die Lage der Bahnlinie zeigt Textabb. 4.

Abb. 4. Zyklode.



Könnte das Seilgewicht den Wert

$$p = \begin{cases} \frac{P_1 + P_2 + Q}{L} & \text{bei Ballastbetrieb} \\ \frac{P_1 + P_2}{L} & \text{» Maschinenbetrieb} \end{cases}$$

erreichen, so daß das Gewicht des ganzen Seiles gleich der Summe der Wagengewichte würde, so wäre nach Gl. 13) und 23) bei beiden Betriebsarten

$$B = 1 + L \cdot p$$

und die Gl. 14) und 15), 24) und 25) würden für die Anfangstellung lauten:

$$\begin{cases} \sin \alpha_1 + \sin \beta_1 = 2 A = 2 H : L \\ \sin \alpha_1 - \sin \beta_1 = 2 H : L \end{cases}$$

wobei α_1 und β_1 die Neigungen der Bahn am Berg- und Tal-Ende sind.

Daraus folgt:

$$\sin \alpha_1 = 2 H : L, \sin \beta_1 = 0,$$

die Bahn wäre also am untern Ende wagerecht.

Damit der ganze Ast der Zyklode SO' mit $\alpha_1 = 90^\circ$, $\beta_1 = 0^\circ$ zur Verwendung käme, müßte unter Beibehaltung des oben angeführten Seilgewichtes gelten:

$$L_1 = \pi H : 2, L = 2 H = 4 R.$$

Ein so großes Seilgewicht ist aber ebenso ausgeschlossen, wie eine derartige Form der Bahn: in Wirklichkeit kommt nur ein kleiner Teil des Astes der Zyklode in Betracht.

R. von Hauer hat in seiner Abhandlung die Untersuchung für geneigte Förderbahnen mit Maschinenbetrieb unter Berücksichtigung des Einflusses der Wagengewichte und der wirksamen Seitenkraft des Seilgewichtes, aber unter Vernachlässigung der anderen Widerstände durchgeführt. Er wies nach, daß die Bahn in diesem Falle die Form einer nach abwärts gekehrten Zyklode bekommen müsse, wenn man die Forderung stellt, daß der Unterschied der Spannungen in den obersten Querschnitten der beiden Seilstücke bei jeder Stellung der Fördergefäße derselbe sei. Aus der vorstehenden Betrachtung geht hervor, daß der theoretische Längenschnitt unter Berücksichtigung aller Widerstände für beide Arten des Betriebes ebenfalls eine gemeine Zyklode und nicht, wie bisher fast ausnahmslos angenommen wurde, eine quadratische Parabel ist. Sobald die gegenseitige Lage der Enden, die Gewichte der Wagen im ungünstigsten Belastungsfalle, der Wert des Laufwiderstandes, das Seilgewicht und der Seilleitungswiderstand bekannt sind, kann die Zyklode berechnet werden.

(Fortsetzung folgt.)

Anlagen zum Bekohlen und Besanden von Lokomotiven und zum Verladen von Schlacke und Asche auf den Bahnhöfen Oberhausen und Frintrop.

O. de Haas, Regierungs- und Baurat in Duisburg.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 5 auf Tafel 43.

In Abb. 1 bis 3, Taf. 43 ist die 1907 erbaute Anlage auf Bahnhof Oberhausen dargestellt. Sie arbeitet mit einem fahrbaren Drehkrane mit Greiferbetrieb, dessen Gleise mit 2450 mm Spur auf einer Bühne von 1000 mm Höhe über Schienen-Oberkante liegen. Die Ausladung und die Rollenhöhe des Kranes betragen je 8,0 m, die Tragfähigkeit 2,5 t, der Greifer faßt 1 t Steinkohle. Die drei Triebmaschinen für Heben, Drehen und Fahren werden mit Gleichstrom von 440 Volt betrieben. Die blanke Speisleitung liegt 9,0 m über Schienen-Oberkante des Krangleises. Der Strom wird mit Rollen entnommen.

Die Anlage für das Besanden ist in Verbindung mit einem Sandtrockengebäude hergestellt und wird vom Krane während der Pausen im Kohlenladegeschäfte bedient. Schlacke und Asche wird in den Pausen vom Krane unmittelbar auf Eisenbahnwagen verladen.

Abb. 4 und 5, Taf. 43 zeigen die 1908 erbaute Anlage auf Bahnhof Frintrop. Auch sie besteht aus einem fahrbaren Drehkrane mit Greiferbetrieb in Verbindung mit einer besondern Vorrichtung zum Kohlenschütten und Besanden, die beide durch den Kran bedient werden können.

Der Kran hat 2500 mm Spur, 12 m Ausladung, 9,0 m Rollenhöhe, 3 t Tragfähigkeit und 1 t Greiferfassung. Der Drehstrom von 3×220 Volt wird durch Rollen von den blanken Oberleitungen entnommen.

Beide Drehkrane sind mit abnehmbaren Achshaltern für Regelspur ausgerüstet; sie können nach Einsetzung von Regelachsen der Wagen für 15 t Ladung nebst Lagerkasten auf regelspurigen Gleisen im Bahnhofe nach anderen Kohlenlagerplätzen zur Räumung und Auffüllung dieser Lager verfahren werden.

In der Regel findet die Bekohlung der Lokomotiven unmittelbar aus den Wagen statt. Zwecks Überführung in ein anderes Lager werden in Oberhausen die Regelachsen in einer Grube eingebaut, von hier gelangt der Kran auf die Drehscheibe und durch die vorhandenen Gleisverbindungen zu den anderen Kohlenlagern. Innerhalb und außerhalb der Gleise ist der Boden mit Preßkohle belegt, so daß der Greiferkran bei gefülltem Lager sich die Gleise selbst vollständig frei arbeiten kann.

In Frintrop wird der Kran durch Überhöhung der Kran-

gleise an der Überführungstelle gleichfalls durch Untersetzen von Regelachsen auf das regelspurige Gleis gebracht und durch eine gleiche Anordnung in umgekehrter Reihenfolge auf einem im Lager befindlichen Krangleise wieder auf seine eigenen Räder gesetzt; er arbeitet hier ebenso wie im Hauptlager. Das Umsetzen von einem Lager zum andern dauert zwei Stunden bei einer Entfernung der Lager von 500 m; hierbei sind 2 Sägebewegungen erforderlich. Der Kran wird von einer Lokomotive gezogen oder gedrückt.

Um 1 t Steinkohle greifen zu können, muß der Greifer ein bestimmtes Mindestgewicht besitzen. Hierdurch und durch die Größe der Ausladung ist die Spur bestimmt. Bei Verwendung der Regelspur würde eine Stütze erforderlich sein, oder das Greifvermögen des Kranes müßte entsprechend herabgemindert werden. Die Breite des Greifers und die äußerste Entfernung der Punkte der ganz geöffneten Schaufeln ist so bemessen, daß auch die schmalsten Eisenbahnwagen nicht beschädigt werden.

Das Bekohlen der Tenderlokomotiven erfolgt gleichfalls durch die Greiferkrane unter Zuhilfenahme von besonderen Schüttblechen, die an eine Greiferschaufel gehängt werden.

Der angefahrene Sand wird aus den Eisenbahnwagen oder aus dem Lager durch die Greiferkrane gehoben und durch eine, im Dache des Trockengebäudes befindliche, mit einem abnehmbaren Deckel dicht verschließbare Öffnung in einen Vorratraum zum Vortrocknen befördert, der Raum faßt bis 50 cbm Sand; unter ihm befinden sich die Trockenöfen. Das Dach des Gebäudes ist auf Treppen von außen bequem zu erreichen. Durch Abfalltrichter fällt der Sand auf die Öfen, auf deren Sieben er verteilt wird, von da gelangt er in einen Sammelraum, mit der Öffnung für den Greifer im Dache, die diesen auch geöffnet durchläßt. Das Abheben des Deckels geschieht mit Haken am Greifer, in die am Deckel befindliche Ketten eingehängt werden. Der getrocknete Sand wird mit dem

Greifer in einen Behälter gehoben. In Frintrop ist dieser aus einem Kohlenbunker hergerichtet, in Oberhausen ist ein besonderer Holzbehälter auf dem Gebäude für Sandtrocknung angebracht worden. Um Regen und Feuchtigkeit abzuhalten, sind die Behälter außen mit Zinkblech verkleidet. Für den Fall, daß die Schneiden des Greifers nicht mehr dicht schliessen, wird der durchrieselnde trockene Sand während des Anhebens durch eine unter den Schneiden angebrachte Segeltuchtasche aufgefangen. Um alle Lokomotiven bequem besanden zu können, hat der Sandbehälter zwei Abteilungen, aus der obern werden die Sandkästen der Lokomotiven mit hochliegendem Kessel, aus der untern die der übrigen gefüllt. In den tiefsten Punkten der Abteilungen befinden sich durch Schieber verschließbare Öffnungen. Beim Öffnen der Schieber fällt der Sand durch kupferne Rohrkrümmer in drehbare, pendelnd aufgehängte Trichter, an die ausziehbare Rohre von 0,75 m Weite angeschlossen sind. Mittels einer am Fusse drehbaren Leiter, die an die Handstangen der Lokomotiven angelegt wird, steigt der Heizer zum Sandkasten, hebt das für seine Lokomotive in Frage kommende Rohr aus dem Halter, dreht es und zieht es soweit vor, bis es in den geöffneten Sandkasten reicht, alsdann öffnet er den zugehörigen Schieber durch einen Handhebel, der durch eine Aufschrift für die in Frage kommende Lokomotivgattung kenntlich gemacht ist und verteilt den Sand im Kasten, bis letzterer gefüllt ist. Rohr und Leiter werden nach der Füllung in die ursprüngliche Lage zurückgebracht. Das Besanden einer Lokomotive nimmt nur wenige Minuten in Anspruch. Der Verteilungsbehälter faßt 2 cbm Sand, diese Menge reicht für einen Tag, so daß einmalige Füllung täglich während der Bekohlungs-pausen genügt.

Die Einzelheiten dieser Anlagen sind dem Verfasser durch D. R. G. M. geschützt. Die Ausführung hat das Werk für Hebmachines und mechanische Transportmittel von Gebrüder Scholten in Duisburg übernommen.

Die Mechanik der Zugbewegung bei Stadtbahnen.*)

An den Vortrag des Herrn Professors Obergethmann über die Mechanik der Zugbewegung bei Stadtbahnen*) knüpfte sich eine lebhafte Besprechung dieses Gegenstandes, an der sich namentlich die Herren Potthoff, Kassel, Baurat Pforr, Berlin, Geheimrat Dr.-Ing. Garbe, Berlin, Stegemann, Professor Petersen und Cronbach, Berlin, beteiligten. Im Anschlusse an den früheren Bericht teilen wir hier die wichtigsten und im Vortrage selbst nicht berührten Gesichtspunkte im Auszuge mit, die die Besprechung zur Geltung brachte.

Bei nächtlichen Versuchsfahrten mit einer alten 1 C- und einer von Henschel und Sohn in Kassel für diesen Zweck gebauten 1 D 1-Dampf-Lokomotive vor einem 300 t schweren, um 70% überfüllten Zuge auf dem Nordringe in Berlin, auf dem die Fahrzeit jetzt 86 Min beträgt, wurde auch mit der 1 C-Lokomotive ein Fahrplan durchgeführt, der auf 70 Min Fahrzeit, darin 3,5 Min für Ergänzen des Wassers und der Kohlen, und 38 Zügen in der Stunde beruhte. Dabei wurden wiederholt Räumungszeiten festgestellt, die noch 40 Züge in der Stunde zugelassen hätten. Die 1 D 1-Lokomotive erwies

sich für die Durchführung dieses Verkehrs zu stark, denn sie war so berechnet, daß sie die angegebene Leistung auch auf der ungünstigsten, 700 m langen Strecke Alexanderplatz—Börse mit 120 m festem Abstände der Vorsignale unter Erreichung von 50 km/St aufrecht erhalten konnte, eine Forderung, die bei den Versuchsfahrten nicht gestellt wurde; hier war der Abstand der Vorsignale je der größten auf der Strecke erreichbaren Geschwindigkeit angepaßt. Der Kohlenverbrauch war bei der für diese Leistung nach Blasrohr und Kessel nicht berechneten 67 t schweren 1 C-Lokomotive hoch, bei der neuen, 100 t schweren sehr günstig. In der Denkschrift des Arbeitsministerium war angenommen, daß für diesen Verkehr eine 186 t schwere Lokomotive mit acht Triebachsen erforderlich sein würde.

Bzüglich der B- und C-Triebgestelle, die für den elektrischen Betrieb in den Zusammenstellungen B+C und B+B+C in Aussicht genommen sind, wird betont, daß so kurze Fahrzeuge namentlich auf schwierigen Strecken unruhig laufen, und daß der Bruch einer Achse bei B-Fahrzeugen eine große Gefahr bedeutet.

*) Organ 1913, S. 272.

Bezüglich des Einflusses der Anfahrbeschleunigung auf die erforderliche Leistung wird auf die in Textabb. 1 bis 3 dargestellten Verhältnisse verwiesen. Die Fläche der Zeitgeschwindigkeit-Linie (Textabb. 1) gibt den durchfahrenen Weg an, diese Fläche

Abb. 1.

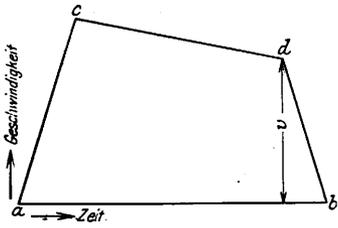
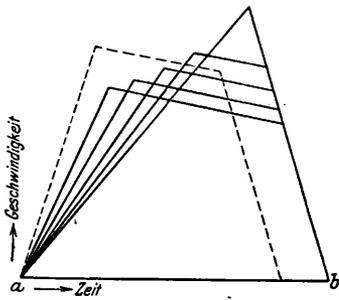


Abb. 2.

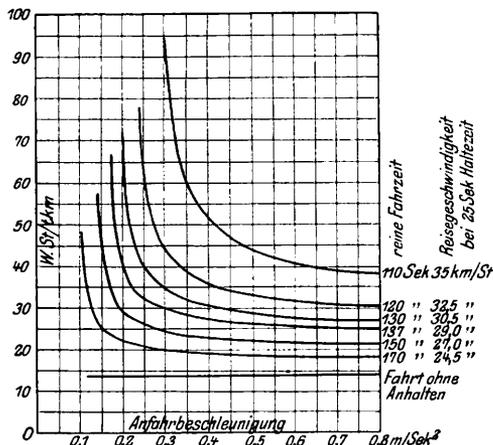


mufs also für eine bestimmte Strecke einen feststehenden Wert haben. Sie wird von der Anfahr-, der Auslauf- und der Bremslinie begrenzt. Diese kann man bei Einhaltung derselben Zeit nach Textabb. 2 durch Änderung der Anfahrbeschleunigung in vielfach verschiedener Weise gestalten.

Die Leistung der Fahrt setzt sich zusammen aus der für die Überwindung der Widerstände nötigen und aus der am Schlusse wegzubremsenden Arbeit: erstere ist für bestimmte Betriebsverhältnisse einer Strecke so gut wie unveränderlich, letztere wird gemessen durch das Quadrat der bei Beginn des Bremsens noch vorhandenen Geschwindigkeit v . Um wenig Arbeit bei Einhaltung der Fahrzeit und der Weglänge, also der Fläche $a b c d$, wegzubremsen zu müssen, mufs man also v klein machen. Das geschieht einmal durch das allgemein übliche Auslaufenlassen nach dem Zweige $c d$ (Textabb. 1), weiter kann v aber nach Textabb. 2 je nach der Gestaltung der Wegfläche sehr verschieden ausfallen, und zwar erkennt man, dafs v bei bestimmten Verzögerungen des Auslaufens und Bremsens um so kleiner wird, je gröfser die Anfahrbeschleunigung ist. Soll die Fahrzeit für denselben Weg verkürzt werden, so ergibt die Wegfläche, wie in Textabb. 2 für ein Beispiel gestrichelt angegeben ist, eine weitere Erhöhung der Anfahrbeschleunigung als nötig, zugleich wächst dabei die wegzubremsende Geschwindigkeit v .

Nach diesen Gesichtspunkten sind nun die nötigen Leistungen für verschiedene Fahrzeiten und Anfahrbeschleunigungen auf einer bestimmten Wegstrecke nebst den zugehörigen Reisegeschwindigkeiten ermittelt und in Textabb. 3 zusammen-

Abb. 3.



getragen, die deutlich zeigt, dafs die erforderliche Leistung mit zunehmender Fahrzeit und Anfahrbeschleunigung sehr erheblich abnimmt, und zwar ganz besonders bei Zunahme der Anfahrbeschleunigung innerhalb der meist verwendeten Grenze bis $0,5 \text{ m/Sek}^2$. Hierin weit mehr, als in der nur unbedeutlichen Verkürzung der Fahrzeit, liegt der wesentliche Vorteil der dem elektrischen Betriebe, namentlich bei Verwendung von Triebwagen, eigentümlichen hohen Anfahrbeschleunigungen. In Wirklichkeit kommen übrigens zu Beginn des Anfahrens noch höhere Beschleunigungen in Frage, als nach Textabb. 2 und 3 angenommen ist, weil man die Beschleunigung gegen Ende des Anfahrens zweckmäfsig abnehmen läfst, sie daher zur Erreichung desselben Ergebnisses anfangs gröfser wählen mufs. Die Anfahrlinie ist dann keine gerade, sondern ein nach oben gewölbter Bogen oder Vieleckzug mit steiler Berührender in a .

Andererseits wird bezüglich der Anfahrbeschleunigung betont; dafs der Zug von 300 t bei $0,4 \text{ m/Sek}^2$ Beschleunigung schon etwa 3200 PS erfordert, wovon nach Beendigung des Anfahrens, das heifst bei 50 km/St gröfster Geschwindigkeit nach 35 Sek Fahrzeit, nur noch etwa 10% ausgenutzt werden können. Hohe Anfahrbeschleunigungen verlangen also beim Dampf- wie beim elektrischen Betriebe unwirtschaftlich starke, schlecht ausgenutzte Lokomotiven.

Da nun mit der in dieser Beziehung schon sehr wirksamen Erhöhung der Anfahrbeschleunigung von $0,3$ auf $0,4 \text{ m/Sek}^2$ kaum 2 Züge stündlich gewonnen werden können, so scheint der Erfolg das Opfer nicht zu lohnen, wenn auch am ganzen Aufwande an Arbeit nach Textabb. 3 gespart wird. Die Einheit der Leistung wird eben in der wirtschaftlich zu schweren Lokomotive wegen hoher Beschaffungskosten und schlechter Ausnutzung teuer.

Die vorgeführten Betrachtungen zeigen, dafs man Züge der vorgesehenen Länge, ganz abgesehen von der Erzeugung der Zugkraft höchstens in der Zahl von 36 stündlich befördern kann. Wenn in London wesentlich höhere Zahlen bis 44 festgestellt sind, so handelt es sich dabei um ganz kurze Züge. Ein Verkehr von 36 Zügen stündlich läfst sich aber schon mit den vorhandenen Lokomotiven durchführen, mit vermehrter Leichtigkeit, wenn man sie den gestellten Anforderungen noch besser als bisher anpaft.

Die vorhandene Stadtbahn ist nach dem Muster der Fernbahnen gebaut. Diese auch aus den Anforderungen des Güterverkehrs und der Landesverteidigung hervorgegangene Gestaltung ist aber für städtische Schnellbahnen, die vorsorgend das Gelände für die Stadterweiterung aufschliessen müssen, ungeeignet, man ist daher von ihr überall, auch in Berlin bei der Hoch- und Untergrund-Bahn abgewichen. Der in nächster Zukunft nötigen Erweiterung der städtischen Verkehrsanlagen wird man nicht die Gestalt einer unveränderten Fortsetzung der Stadtbahn geben können. Läge nur die Aufgabe vor, den Betrieb der vorhandenen Stadtbahn zu ändern, so hätten wohl die Recht, die sagen, dafs der Erfolg des Umbaus für elektrischen Betrieb die Aufwendungen nicht lohne. Die Stadtbahn mufs sich aber in Zukunft einem städtischen Netze für Schnell-

verkehr einfügen, für ein solches sind lange Tunnelstrecken, scharfe Bogen und zur Beseitigung der auf der Stadtbahn jetzt vorhandenen Schienenkreuzungen sehr steile Neigungen nötig. Alle diese Umstände verlangen aber elektrischen Betrieb, der abgesehen von den Stadtbahnen in Berlin und Wien unter entsprechenden Verhältnissen in der ganzen Welt auch tatsächlich eingeführt ist, freilich mit den leistungsfähigeren Triebwagen.

Beurteilt man die vorliegende Frage nicht in den engen Grenzen der Gegenwart, sondern unter Berücksichtigung der Fortentwicklung, so erscheint der elektrische Betrieb als das Gegebene, der Widerspruch kann sich nur gegen den beabsichtigten Betrieb mit Lokomotiven richten.

N a c h r u f.

Rudolf Diesel †*).

In der Nacht vom 29. auf den 30. September 1913 ist der Schöpfer der nach ihm benannten Triebmaschine, Dr.-Ing. Rudolf Diesel auf einer Seereise von Antwerpen nach Harwich in das Meer gestürzt und ertrunken.

Diesel wurde am 18. März 1858 von deutschen Eltern in Paris geboren, und genofs hier seine erste Erziehung. Bei Ausbruch des Krieges gegen Deutschland im Jahre 1870 siedelten die Eltern nach England über und brachten ihren Sohn bei Verwandten in Augsburg unter. Hier besuchte Diesel die damalige Industrieschule, die ihm die nötige fachliche Vorbildung für den Besuch der Technischen Hochschule in München vermittelte, wo er Schüler von Schröter und Linde war, denen er die grundlegenden Kenntnisse für seine spätere eigentliche Lebensarbeit verdankt. Nachdem er seine Studien im Jahre 1879 beendet hatte, wurde er Assistent bei Linde, in welcher Stellung er Gelegenheit hatte, sich in die damals emporblühende Kältetechnik einzuführen. Nach einer kurzen praktischen Tätigkeit bei Gebrüder Sulzer in Winterthur trat Diesel ganz in den Dienst der Linde'schen Unternehmungen, war zunächst bei der französischen Gesellschaft für Eismaschinen und dann in Berlin längere Jahre als Vertreter tätig.

Schon als Student beschäftigte sich Diesel mit der Frage der größtmöglichen Ausnutzung der Heizstoffe in Wärmekraftmaschinen. Nach jahrelangen wissenschaftlichen Laboratoriumversuchen erfand Diesel eine besondere Art von Verbrennungsvorgang, die er in seiner ersten, rein theoretischen Schrift «Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors» im Jahre 1893 veröffentlichte. Kurz vorher hatte er das erste deutsche Patent auf sein Verfahren angemeldet.

Dem Baue der neuen Maschine legte Diesel folgende Gedanken zu Grunde: 1. Erwärmung reiner Luft im Arbeitszylinder der Maschine durch ihre mechanische Zusammen-drückung mittels des Kolbens, und zwar auf 500 bis 600°, also weit über die Entzündungswärme des zu benutzenden Heizstoffes; 2. allmähiges Einpumpen von fein verteiltem Heizstoffe in die hochüberhitzte und verdichtete Luft, unter deren gleichzeitiger Ausdehnung, also Arbeitsleistung auf den auschiebenden Kolben; 3. allmähige Vergasung des Heizstoffes im Arbeitszylinder selbst, jeweils nur in ganz geringen Mengen, für jeden Hub des Kolbens besonders, unter Entnahme der Vergasungswärme aus dem Arbeitsvorgange selbst, oder mit anderen Worten: die Ausbildung des Vergasungsvorganges zu einem Teile des Arbeitsvorganges im Arbeitszylinder. Hierdurch wurde der umständliche und verlustreiche Vergaser entbehrlich.

Nachdem sich Linde, Schröter und Zeuner günstig

über das Verfahren geäußert hatten, folgten mehrjährige eingehende, äußerst schwierige Versuche, die durch das Entgegenkommen der Firma Friedrich Krupp in Essen und der Maschinenfabrik Augsburg ermöglicht wurden. Letzterer gebührt das besondere Verdienst, die erste brauchbare Diesel-Triebmaschine von 20 P.S. geschaffen zu haben, mit der sie 1897 an die Öffentlichkeit trat.

Nun begann für Diesel eine harte, aufregende Arbeit, er erlebte es, was es heißt, Gedanken zu verwirklichen. «Immer liegt», wie Diesel sich in seinem kürzlich erschienenen Buche «Die Entstehung des Dieselmotors» äußert, «zwischen dem Gedanken und der fertigen Erfindung die eigentliche Arbeits- und Leidenszeit des Erfinders». 1897 machten auf der Hauptversammlung des Vereines Deutscher Ingenieure zu Kassel Vorträge von Diesel und Schröter die große Öffentlichkeit mit der neuen Maschine bekannt, 1898 waren auf der Kraftmaschinen-Ausstellung in München schon Diesel-Maschinen verschiedener Bauanstalten zu sehen. Diesel gründete nun ein eigenes Geschäft, und trat in Wort und Schrift in Deutschland, Frankreich, England und Amerika für seine Erfindung ein. Besondere Beachtung schenkte er der Schiffs-Diesel-Maschine, er erlebte es noch, daß neben den Dampfschiffen etwa 300 Diesel-Maschinenschiffe in Betrieb kamen, zu deren Einführung die Gebrüder Sulzer durch den Bau der umsteuerbaren Zweitaktmaschine wesentlich beitrugen. Seit einigen Jahren beschäftigte sich Diesel mit der Schaffung einer Klein-Diesel-Maschine, neuerdings begannen auf den preussischen Staatsbahnen die Versuche mit einer von Gebrüder Sulzer gebauten Diesel-Lokomotive*), die auch in England**) bereits zur Ausführung kam.

In ihrer Entwicklung eine durchaus deutsche Erfindung, hat die Diesel-Maschine in den seit ihrem Entstehen verfloßenen zwei Jahrzehnten durch ihre einfache Bauart, geringen Betriebskosten und sonstigen Vorzüge weittragende Bedeutung erlangt und außerordentliche Verbreitung gefunden.

Diesel sind vielseitige Anerkennungen zu Teil geworden; die Technische Hochschule in München ehrte ihn durch die Verleihung der Würde als Dr.-Ing. C. h. Seine geistige Bedeutung, sein gewandtes, gewinnendes Auftreten und seine vornehme Gesinnung haben ihm unter den Ingenieuren aller Länder viele Freunde erworben, die das allzufrühe Hinscheiden des hervorragenden Fachgenossen, der sich trotz aller Erfolge ein bescheidenes Wesen bewahrt hatte, auf das Tiefste bedauern.

Der Name Diesel wird mit einem der wichtigsten Entwicklungsabschnitte der neuern Maschinenteknik dauernd verbunden bleiben.

—k.

*) Nach Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1913, Nr. 42. Oktober, S. 1649, Engineer 1913, Oktober, S. 465.

*) Organ 1912, Seite 426.

**) Organ 1912, Seite 383.

Nachrichten aus dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Auszug aus der Niederschrift über die 96. Sitzung des Ausschusses für technische Angelegenheiten zu Blankenburg, Harz, am 4./6. Juni 1913. *)

Zu dem Berichte aus der Niederschrift der 96. Sitzung des Technischen Ausschusses teilen wir auf Veranlassung des österreichischen Eisenbahnministerium zum fünften Absatze der zweiten Spalte auf Seite 353 die folgende ergänzende Fassung mit:

*) Organ 1913. Seite 352.

«Die Erhaltungskosten der selbsttätigen Saugbremse für Güterzüge sind nach der Erfahrung von 17 Jahren durchschnittlich einschliesslich der Erhaltung und des Ersatzes der Schläuche so hoch, wie die Erhaltungskosten der Druckbremsen ausschliesslich der Erhaltung und des Ersatzes der Gummischläuche».

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Über den Einfluss des Achsenabstandes auf Zerstörungerscheinungen in einem Doppeltunnel.

A. Leon und F. Willheim.

(Österreichische Wochenschrift für den öffentlichen Baudienst 1913, Heft 2, S. 18).

Über die Spannungsverteilung um einen Doppeltunnel lässt sich fast nur durch Versuche Klarheit schaffen. Solche sind im mechanisch-technischen Laboratorium der Technischen Hochschule in Wien an Marmorplatten gemacht worden und haben die folgenden Ergebnisse gezeigt, die auch durch theoretische Überlegungen als richtig erkannt werden können.

Bei einseitigem, lotrechten Drucke und ausgemauerten Tunneln zeigt sich im Beginne der Untersuchungen Aufreißen von Sohle und Decke durch Überwindung des Zusammenhaltes bei einer verhältnismässig niedrigen Spannung, darauf Überwindung der Knickfestigkeit in der Mittelwand. Der Zeitpunkt des Beginnens der Knickerscheinungen hängt vom Achsenabstande beider Tunnel ab. Nach dem völligen Zerknicken der Mittelwand wirken beide Tunnel wie nur eine Öffnung, und es tritt Aufreißen der Sohle und Decke nun auch in der Mittellinie und starke Beanspruchung der Aufsenulmen ein.

Ist der Achsabstand so groß, dass anfangs nur eine geringe Beeinflussung beider Tunnel erfolgt, so treten anfangs in Sohle und Decke beider Tunnel, wie auch in der genommenen Mittellinie wagerechte Zugspannungen, an allen Ulmen aber gleich stark erhöhte Druckspannungen auf. Nach Aufreißen von Sohle und Decke wachsen dann die Zugspannungen in der Mittellinie und es beginnt die Bildung von Scherissen an allen Ulmen gleichzeitig.

Bei lotrechtem und wagerechtem Druckangriffe treten die Spannungsverteilungen nach ähnlichen Gesichtspunkten in beiden Richtungen auf, woraus sich ergibt, dass der Kern zwischen den Tunnelöffnungen in allen Fällen einer größeren Zerstörungsgefahr ausgesetzt ist, als die Ulmen eines einfachen Tunneln unter denselben Verhältnissen. Erst nach Zerstörung des Kernes wendet sich die Zerstörungsgefahr dann wieder den Aufsenulmen zu.

Bei ausgemauerten Tunneln wird ein etwas größerer Spannungsausgleich zwischen Kern und Aufsenulmen erzielt. Es ist aber zu berücksichtigen, dass der Einbau meist erst nach dem Vollaussbruche erfolgt, dass die Ausmauerung also die schon eingetretenen Spannungsstörungen nicht vermindern, sondern nur am Fortschreiten verhindern kann. Ba.

Spannungsbilder an Zement-Versuchkörpern.

(Engineering, Dezember 1912, S. 824. Mit Abbildungen.)

Zur Untersuchung der Spannungsverteilung in den bei der Zementprüfung üblichen Zerreißkörpern bedient sich Cooker genau gleich geformter Körper aus durchscheinendem Stoffe, die ebenso wie die Zementversuchkörper in die Zerreißmaschine gespannt und belastet werden. Im polarisierten Lichte erscheinen dann eigenartige helle und dunklere Streifen, Spannungsbilder, die die von den Angriffspunkten der Einspannklaue ausgehenden Linien größter Beanspruchung erkennen lassen. Durch Vorschalten einer Platte mit bestimmter Lichtbrechung nach Honigsberg und Dimmer erscheinen die auf Zug und Druck beanspruchten Stellen in verschiedener Färbung. A. Z.

Bahnhöfe und deren Ausstattung.

Neuer Lokomotivschuppen der Schweizerischen Bundesbahnen auf dem Äbigut in Bern.

(Schweizerische Bauzeitung 1913. I. Band LXI, Nr. 22, 31. Mai, S. 289. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 bis 9 auf Tafel 43.

Im Herbst 1912 ordnete die Generaldirektion der schweizerischen Bundesbahnen in Bern in einem Rundschreiben an die Kreisdirektionen an, künftig Hallendächer wieder mehr in Holz auszuführen. In diesem Schreiben waren als vorbildliche Beispiele guter Holzbauten der neue Lokomotivschuppen der schweizerischen Bundesbahnen auf dem Äbigut in Bern nach Hetzer und die Bahnhofshalle des neuen Hauptbahnhofes in Kopenhagen mit Fachwerkbindern nach Stephan angeführt.

Der in den Monaten März bis September 1912 gebaute Lokomotivschuppen (Abb. 6 bis 9, Taf. 43) auf dem Äbigut in Bern ist ein reiner Holzbau ohne eiserne Zugglieder. Die

Bogenbinder der vier Hallen haben bis auf die Grundmauern geführte Schenkel. Der wagerechte Schub der 21 bis 24 m weit gespannten, als Dreigelenkbogen berechneten Binder wird durch eiserne Auflagerschuhe unmittelbar in die Grundmauern übertragen. Sogar die Sprossen der Oberlichter sind in Holz ausgeführt. Die Rauchabzugkanäle für die Lokomotivstände bestehen aus Eternittafeln in eisernen Rahmen. B—s.

Werkzeug-Maschinen für Eisenbahn-Werkstätten.

(Verkehrstechnische Woche 1912, Februar, Nr. 20. Seite 453, Nr. 21, Seite 480, Mai, Nr. 32, Seite 741, Dezember, Nr. 11, Seite 201. Mit Abbildungen.)

In dem Aufsatz werden Werkzeug-Maschinen aller Art besprochen, die besonders für Eisenbahn-Werkstätten von Bedeutung sind, und zwar Drehbänke, Bohr-, Hobel-, Stofs-, Schleif- und Fräs-Maschinen. —k.

Anheizschuppen in Lokomotivwerkstätten.

(Railway Age Gazette, Januar 1913, Nr. 4, S. 141. Mit Abb.)

Für das Anheizen der ausgebesserten Lokomotiven sind auch in amerikanischen Werkstätten wegen des unvermeidlichen Staubes und Qualmes vielfach getrennte Anheizschuppen vorhanden. Ein solcher Schuppen mit vier Ständen ist kürzlich in der Hauptwerkstätte der Delaware-, Lackawanna- und West-Bahn zu Scranton fertig geworden. Der Schuppen ist 25,9 m lang und 21,3 m breit und an der Haupt-Schiebebühne ganz aus Eisenfachwerk mit großen Fensterflächen errichtet. Jedes

Gleis ist mit einer 15,2 m langen Arbeitsgrube versehen, um Untersuchungen und Nacharbeiten nach der Probefahrt bequem ausführen zu können. Im Dache sind über jedem Stande zwei Rauchzüge aus Eisenbeton vorgesehen, so daß die Lokomotiven beliebig einfahren können. Neben Dampfheizung und elektrischer Beleuchtung sind Anschlüsse für heißes Wasser, Prefsluft und bewegliche Handlampen vorhanden. Der Fußboden besteht aus Holzklötzpflaster, für die Arbeitsgruben ist Beton verwendet.

A. Z.

Maschinen und Wagen.

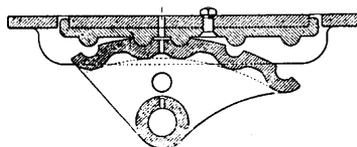
Seitenstützen für Lokomotivdrehgestelle.

(Electric Railway Journal, September 1912, Nr. 11, S. 423. Mit Abb.)

Der unruhige Gang der Triebdrehgestelle bei den ersten Lokomotiven der Newyork, Neuhaben- und Hartford-Bahn hatte die Baldwin-Lokomotiv-Werke veranlaßt, Seitenstützen nach Textabb. 1 anzubringen.

Auf dem Drehgestellrahmen sind beiderseits vorn in der Richtung des Ausschlags Gußstücke außermittig in wagenrechten Zapfen gelagert, die mit gekrümmtem Rücken den

Abb. 1. Seitenstütze für Drehgestelle.



Gestellrahmen auf Stützplatten tragen. Diese Kammpalten haben halbrunde niedrige Querrippen, die in entsprechende Rillen der drehbaren Stützbahn passen. Die zwangläufige Führung der beiden Stützfächern und die einseitige Belastung der Stützen in Krümmungen dämpfte die Ausschläge des Drehgestelles bei hohen Fahrgeschwindigkeiten mit Erfolg. Eine ähnliche Abstützung neuerer Bauart an Stelle flacher Gleitlager besteht in einer Stützrolle, die mit einem kurzen Kolben in einem senkrecht am Drehgestellrahmen befestigten Führungszylinder auf doppelt gewundenen Schraubenfedern ruht. Die Rolle ist oben abgeflacht und greift wie die vorbeschriebene Stütze in eine Kammpalte unter dem Hauptrahmen ein. In Krümmungen wird die Rolle durch die Verdrehung des Drehgestelles gegen den Rahmen zwangläufig gedreht, die Feder dadurch zusammengedrückt und strebt nun dahin, das Drehgestell wieder in die Mittellage zu bringen. Geringfügige bauliche Änderungen dieser grundsätzlichen Anordnung haben sich auch bei anderen Bahnen bewährt und die Abnutzung der Laufradflanschen erheblich verringert.

A. Z.

Handfederbremse für Güterwagen. Bauart Mestre.

(Revue générale des chemins de fer, November 1911, Nr. 4, S. 316. Génie civil, März 1912, Nr. 18, S. 318. Mit Abb.)

Die französische Ostbahn verwendet neuerdings bei ihren Güterwagen Handbremsen mit senkrechter Spindel nach Mestre. Die Bremse wird durch Auslösen einer Feder sehr schnell zu losem Anliegen gebracht. Der Bremser hat nur, namentlich bei starker Abnutzung der Radreifen und Klötze, weiter zu drehen, bis die Klötze fest anliegen. Bei leeren Wagen oder neuen Bremsklötzen wird dies nur wenig erforderlich sein, da die Federkraft meist genügt. Der Vorteil dieser Bremse besteht darin, daß die Federkraft zum Bremsen nicht nur im Bremshäuschen, sondern auch

mit Zugseilen von den Stirnseiten des Wagens und vom Bremserstande des benachbarten Wagens aus ausgelöst werden kann. Das Lösen der Bremse ist nur im Bremshäuschen durch Umlegen eines Hebels und Rückdrehen des Handrades möglich. Bei Versuchsfahrten mit Geschwindigkeiten von 10 bis 30 km/St konnten die Bremsen leerer Wagen in ein bis zwei Sekunden, die beladener Wagen von 20 t Tragfähigkeit in drei bis vier Sekunden angezogen werden.

A. Z.

Beschleunigungs- und Gleichgewichts-Messer von Wimperis.

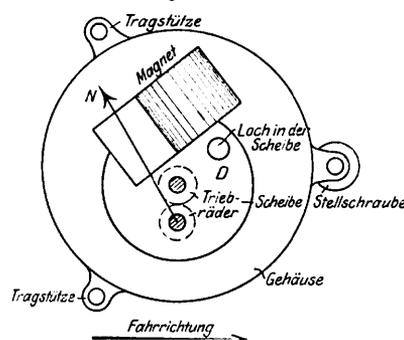
(Bulletin des internationalen Eisenbahn-Kongress-Verbandes 1912, Band XXVI, Nr. 4, April, S. 548. Mit Abbildungen.)

Der Beschleunigungs- und Geschwindigkeits-Messer von H. E. Wimperis zu London wird kreisförmig mit ungefähr

10 cm Durchmesser zum unmittelbaren Ablesen und rechteckig zum Selbstschreiben ausgeführt. Textabb. 1 zeigt eine Übersicht der inneren Hauptteile der ersten Ausführungsform, die letztere ist im Wesentlichen ähnlich.

Der Hauptbestandteil der Einrichtung ist eine einseitig beschwerte

Abb. 1. Beschleunigungs- und Gleichgewichts-Messer.



Kupferscheibe auf einer senkrechten Achse, deren Drehung durch eine Schraubenfeder beeinflusst wird. Tritt eine Beschleunigung in der durch den Pfeil angegebenen Fahrriehtung auf, so bleibt die schwerere Seite der Scheibe etwas zurück, so daß die Feder um ein bestimmtes, die Größe der Beschleunigung angegebendes Maß aufgewickelt wird. Volles Ausschlagen der Scheibe wird durch den Dauermagnet verhindert. Die Massenmomente der beiden zwei gleiche Triebäder tragenden Achsen sind nach Größe und Richtung genau gleich, so daß die Schwerachsen beider Gruppen in einer Geraden mit der Symmetrieachse der Vorrichtung liegen, wenn die Nadel N auf Null steht; hierdurch ist die Vorrichtung gegen Falschzeigen in Folge einer rechtwinkelig zur Fahrriehtung wirkenden Kraft gesichert.

Als «Beschleunigungsmesser» können beide Bauarten gleich gut verwendet werden. Als »Gleichgewichtsmesser« zum Messen des Maßes, um das die Fliehkraft beim Durchfahren

eines Bogens durch die Überhöhung der äußeren Schiene aufgehoben wird, wird gewöhnlich die aufzeichnende Bauart benutzt. In diesem Falle wird sie in der Regel noch mit einem Stech-Zählwerke für die Umläufe eines Wagenrades versehen.

Wenn möglich, sollten die Übergangsbogen mit 305 mm/Sek Zunahme der Ablenkung ausgeführt werden. Größere Ablenkungen zeigt die Mefsvorrichtung als für die Fahrgäste stoßartig wirkend an.

B—s.

Schmalspur-Lokomotiven.

(Engineer 1912, Dezember, Seite 680. Mit Lichtbildern.)

Der Quelle sind die Hauptangaben der nachstehenden

Zusammenstellung entnommen, die einen Vergleich zwischen Schmalspurlokomotiven und solchen für Regelspur und Spurweiten von 1600 und 1676 mm ermöglicht.

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Spur mm	1676	1600	1435	1067	1000	762	1676	1600	1435	1067	1000	762
Bauart der Lokomotive . . .	2 C 1	2 C 1	2 B 1	2 C 1	2 C 1	2 C 1	1 D	1 D	1 D	2 D 1	2 D	1 D 1
Zylinderdurchmesser d . . . mm	495	546	508	508	457	368	508	546	533	572	483	368
Kolbenhub h "	660	660	711	711	559	457	660	660	660	660	610	457
Kesselüberdruck p at	12,3	14,1	14,1	12,7	12,7	11,3	12,7	14,1	12,7	12,7	12,7	12,0
Heizfläche H qm	185,4	188,5	209,6	192,1	145,2	96,5	187,5	180,2	197,8	291,6	164,1	110,6
Rostfläche R "	2,51	2,65	2,65	3,21	2,14	1,63	2,97	2,65	2,42	3,72	2,88	1,90
Triebraddurchmesser D mm	1702	1676	2057	1575	1372	1067	1435	1372	1422	1295	1143	864
Triebachslast G ₁ t	53,8	53,0	40,6	57,9	36,7	20,7	64,8	67,4	68,6	67,8	53,9	28,5
Betriebsgewicht G "	81,6	81,8	75,6	75,6	55,1	33,8	73,2	76,0	75,5	92,3	64,2	39,7
Fahrgeschwindigkeit km/St	80,5	80,5	96,5	64,4	48,3	32,2	48,3	48,3	48,3	40,2	32,2	24,1
Zugkraft Z = k · p · $\frac{(q^{om})^2 h}{D}$. . . kg	5843	8276	6289	7398	5404	3277	9044	12132	10047	12706	9487	5157
für k =	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Verhältnis H : R	74	71	79	60	68	60	63	68	81	78	57	58
" H : G ₁ qm/t	3,45	3,56	5,16	3,32	3,96	4,66	2,89	2,67	2,90	4,30	3,04	3,88
" H : G "	2,27	2,30	2,77	2,54	2,64	2,86	2,56	2,37	2,62	3,16	2,55	2,79
" Z : H kg/qm	31,5	43,9	30,0	38,5	37,2	34,0	48,2	67,3	50,8	43,6	57,8	46,6
" Z : G ₁ kg/t	108,6	156,2	154,9	127,8	147,2	153,3	139,6	180	146,5	187,4	176	180,9
" Z : G "	71,6	101,2	83,2	97,9	98,1	97	123,6	159,6	133,1	137,7	147,8	129,8

Eigentümer der vorstehend aufgeführten Schmalspur-Lokomotiven sind bezüglich IV und X die südafrikanischen Eisenbahnen, bezüglich V die Cordova Zentral-Eisenbahnen, bezüg-

lich VI und XII die Bengal-Nagpur-Eisenbahnen und bezüglich XI die spanischen Eisenbahnen.

—k.

Tafeln zur Ermittlung der richtigen Belastung der Güterzug-Lokomotiven.

P. M. La Bach.

(Railway Age Gazette 1912, II, Bd. 53, Nr. 8, 23. August, S. 347. Mit Abbildungen.)

P. M. La Bach empfiehlt die Benutzung von Beschleunigungstafeln zur Ermittlung der richtigen Belastung einer Güterzug-Lokomotive. Man stelle den Zug an den Abfahrpunkt des Längsrisses der Bahn und wähle als ersten Versuch eine Beschleunigungstafel, die der Lokomotive gestattet, einen Zug auf der steilsten Steigung mit der für diese gewöhnlich festgesetzten Geschwindigkeit von 16 km/St zu ziehen. Diese Tafel zeigt für die verschiedenen Steigungen die Entfernungen, die zur Erhöhung der Geschwindigkeit von 0 bis 1, 0 bis 2, 0 bis 3 km/St und so weiter nötig sind. Aus dieser Tafel entnehme man die Geschwindigkeit der Lokomotive am Ende der einzelnen Neigungen und trage sie auf dem Längsrisse an den betreffenden Punkten ein. Auf diese Weise kann man eine Geschwindigkeitslinie zeichnen, die die für die ganze Fahrt erforderliche Zeit angibt. Durch Ausführung einer Anzahl solcher Versuche findet man ein Gewicht, das unter Berücksichtigung der schon ermittelten Zugkilometerkosten zu Versuchen im Betriebe benutzt werden kann.

Wenn auf einer neuen Bahn wenige Züge fahren, kann das Zuggewicht auf Grund der Geschwindigkeit ermittelt

werden, mit der die Lokomotive auf einer Steigung nach Abstellen der Triebkraft fahren soll; die gewählte steilste Neigung bestimmt die Zahl der Züge. In diesem Falle ist es häufig erwünscht, in Sätteln Neigungen zu wählen, die die steilste, für die die Lokomotive belastet ist, überschreiten. Solche Neigungen werden ständig mit abgestellter Triebkraft betrieben. Mit den für mit Volldampf und für leer bergab fahrende Lokomotiven aufgestellten Beschleunigungstafeln kann festgestellt werden, ob eine Neigung mit abgestellter Triebkraft betrieben werden kann. Um festzustellen, in welcher Entfernung auf mit Volldampf befahrenem Gefälle gebremst werden müßte, um die festgesetzte größte Geschwindigkeit nicht zu überschreiten, könnte eine für mit Volldampf auf Gefällen fahrende Lokomotiven aufgestellte Beschleunigungstafel benutzt werden.

Die Beschleunigungstafel für Steigungen kann auch zur Bestimmung der Neigung von Ausweichgleisen benutzt werden. Ein für + 10‰ Neigung belasteter Zug kann auf dieser nicht anfahren, aber auf einer von + 9‰. Für die durch die Weiche bewirkte Verzögerung kann 1‰ gerechnet werden. Die Neigung eines Ausweichgleises für diese Belastung sollte daher 8‰ nicht überschreiten. Auf einer steilsten Neigung sollte ein Ausweichgleis für aufwärts fahrende Züge so angelegt werden, daß der Zug auf dieses zurückgesetzt wird. Es sollte möglichst wagerecht sein, damit der Zug 13 bis 16 km/St Geschwindigkeit erlangt haben kann,

Die 1 B + B 1-Lokomotive der A. E. G. überwindet Bogen mit dem Kraufs-Drehgestelle leichter. Das öftere Heißlaufen der Blindwellenlager wird auf den Umstand zurückgeführt, daß die Läufer- und Blind-Welle nicht beide am Gehäuse der Triebmaschine mit unverrückbarem Abstände gelagert sind. Bei Anfahrversuchen nahm der Triebwagen 50 %, die C + C-Lokomotive 25 % und die 1 B + B 1-Lokomotive 100 % des Stromes bei Vollast auf, letztere verursacht also starke Stromstöße im Kraftwerke. Die Schalt- und Steuer-Einrichtungen haben befriedigend gearbeitet, ihre verwickelten Einzelheiten mußten in Kauf genommen werden, um günstige Anfahrbedingungen zu erzielen. Der Steuerstrom wird bei der Oerlikon-Lokomotive einem Umformer und Stromspeicher entnommen, die Einrichtungen können also geprüft werden, ohne die Lokomotive unter Strom zu setzen. Die Quelle spricht der Oerlikon-Lokomotive bei Geschwindigkeiten bis zu 60 km/St den Vorrang zu und hält allgemein die Trennung der Maschinen in zwei gleich große, unabhängige Sätze für vorteilhaft. Die geringe Polwechselzahl ist auf die Zugleistung ohne Einfluß, der Reibungswert stieg bei allen Triebfahrzeugen auf 0,25 bis 0,285.

A. Z.

Ersparnis-Versuche bei elektrischen Straßenbahnwagen.

(Electric Railway Journal, Dezember 1911, Nr. 24, S. 1192. Mit Abb.)

Die Straßenbahngesellschaft in Chicago hat eingehende Untersuchungen an ihren Fahrzeugen über den Stromverbrauch und die Abnutzung der Bremsklötze angestellt, um die Möglichkeit von Ersparnissen durch geschickte Handhabung des Schalters und Benutzung des Wagenauslaufes festzustellen. Die Beschleunigung beim Anfahren, die Fahrgeschwindigkeit und Verzögerung nach Ausschaltung des Stromes und der Stromverbrauch wurden auf einigen Strecken während längerer Zeit gemessen und dann Stromzeitähler eingebaut, die die Zeit des Einschaltens der Triebmaschinen durch den Wagenführer selbsttätig aufzeichnen. Die Wagenführer werden dadurch überwacht und durch Lohnzulagen je nach dem durch den Zähler nachgewiesenen Stromverbrauche angespornt, mit möglichst geringem Aufwande an Betriebsstrom zu fahren. Die Einzelergebnisse der Versuche werden in Zahlentafeln und Schaulinien ausführlich dargestellt. Die ohne Strom gefahrene Zeit nahm im Durchschnitte um 12,5 % zu, während bei einigen besonders geschickten Führer 50 % der Fahrzeit gegenüber früher 20 % mit ausgeschalteten Triebmaschinen gefahren wurde. Im Ganzen wurde eine Ersparnis von 15,6 % an Strom und von 40,8 % an Bremsklötzen erzielt.

A. Z.

Nachrichten über Änderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Preussisch-hessische Staatsbahnen.

Beauftragt: Der Regierungs- und Baurat Effenberger, bisher bei der Königlichen Eisenbahn-Direktion in Frankfurt a. M., mit der Wahrnehmung der Geschäfte eines Referenten bei den Eisenbahnabteilungen des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten in Berlin.

Sächsische Staatsbahnen.

Ernannt: Der Finanz- und Baurat Schmidt bei der Generaldirektion in Dresden zum Oberbaurate und technischen Hilfsarbeiter im Finanzministerium; der Finanz- und Baurat Feige zum Oberbaurate und zum Vorstände der Eisenbahn-Betriebsdirektion in Zwickau; aus Anlaß der Einweihung des Neubaus für die Bauingenieurabteilung der Technischen Hochschule in Dresden die Geheimen Bauräte Krüger und Schönleber bei der Eisenbahnabteilung des Finanzministeriums in Dresden zu Doktoringenieuren ehrenhalber.

In den Ruhestand getreten: Der Vorstand der Eisen-

bahn-Betriebsdirektion in Zwickau Oberbaurat Aufschläger unter Verleihung des Titels und Ranges als Geheimer Baurat.

Badische Staatsbahnen.

In den Ruhestand getreten: Der Vorstand der Bauabteilung der Generaldirektion, Geheimer Oberbaurat Wasmer in Karlsruhe unter Ernennung zum Geheimen Rate II. Klasse; das Mitglied der Generaldirektion Oberbaurat Baumann in Karlsruhe und das Kollegialmitglied der Generaldirektion Oberbaurat Kräuter in Karlsruhe unter Ernennung zum Geheimen Oberbaurate.

Südbahn-Gesellschaft.

Ernannt: Der Direktor-Stellvertreter Ingenieur Dr. K. Schlöfs in Wien zum Maschinen-Direktor.

In den Ruhestand getreten: Der Maschinen-Direktor Oberbaurat E. Prossy in Wien unter Verleihung des Titels eines technischen Konsulenten. —d.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Bremsgestänge an Druckluftbremsen.

D. R. P. 259300. F. Müller in Myslowitz O.-S.

Hierzu Zeichnungen Abb. 10 bis 12 auf Tafel 43.

Die in der Druckrichtung federnde, auf den Bremsklotz einwirkende Druckstange ist mit zwei doppelarmigen Hebeln verbunden, von denen der eine gegen den Kopf der Stange oder gegen das bewegliche Widerlager der Feder drückt, der andere vor dem Federgestänge angreift. Die Hebel werden außerdem von einem Hebelgestänge so gesteuert, daß der gegen den Stangenkopf drückende Hebel eher als der andere in seine Endstellung gelangt, so daß die Druckstange zunächst elastisch anbremsst, um erst dann starr gegen den Bremsklotz gedrückt zu werden.

Die Kolbenstange des Bremszylinders a (Abb. 10 bis 12, Taf. 43) wirkt auf den um den Bolzen b schwingenden Angriffshebel c des Bremsgestänges. Um den Bolzen b schwingt außerdem der doppelarmige Druckhebel d¹, dessen vorderer

Arm d sich gegen den Kopf der durch ein Federgestänge geführten, mit dem Bremsklotz verbundenen Druckstange e legt. Die Feder h befindet sich zwischen dem unter Einwirkung des Stangenkopfes im Gehäuse verschiebbaren Widerlager f, und einem darin feststehenden Widerlager g. Sie wird daher bei jeder durch den Hebel d veranlaßten Vorwärtsbewegung der Druckstange gespannt und bewirkt dadurch einen elastischen Druck auf den Bremsklotz. Der hintere Arm d¹ des Hebels legt sich an den kurzen Arm k¹ eines um den Punkt i schwingenden Winkelhebels k, der durch den Lenker l mit dem Angriffshebel c verbunden ist, während der lange Arm k² des Hebels k mit dem Knie des Winkelhebels m gekuppelt ist, dessen Arm m¹ durch die Zugstange n mit dem langen Arme o² eines mit seinem kurzen Arme o³ unmittelbar an der Druckstange e angreifenden zweiten Druckhebels o verbunden ist.

Läßt man den Bremszylinder auf den Angriffshebel c wirken, so verdrängt der kurze Arm k¹ des Winkelhebels k

unter Einwirkung des Lenkers l den gebogenen Arm d^1 des Druckhebels dd^1 , so daß dessen längerer Vorderarm d die Feder h zusammen drückt und dadurch auf den Kolben g und auf die Druckstange e einen elastischen Druck ausübt. Bei der Bewegung des Winkelhebels k durch den Lenker l drückt aber auch gleichzeitig der am Knie gekuppelte Winkelhebel m mit seinem freien Arme gegen das gebogene Ende d^1 des Druckhebels, wodurch der Druck dieses Hebels auf die Feder h noch verstärkt wird, ohne daß bis jetzt der Hebel o in seine Endstellung gekommen ist; er befindet sich erst in der Stellung nach Abb. 12, Taf. 43. Wirkt nun der Angriffshebel e, so folgt das Hebelgestänge l, k, d, d^1 , m, bis die mit m verbundene Zugstange n den um o^1 schwingenden, an der Druckstange e angreifenden Hebel o in die Endstellung führt, und dadurch den Bremsklotz vollends anlegt.

Um nun hierbei den Hebel e auch unmittelbar auf den Hebel o wirken zu lassen, ist an der Wand des Gehäuses die Kurbelwelle r gelagert, die mit dem Druckhebel o durch den Hebel p verbunden, und deren freies Ende mit einem schräg nach oben und unten gerichteten Daumen r^1 versehen ist. Dieser ist zwischen zwei Schienen s (Abb. 11, Taf. 43) angeordnet, deren Enden über und unter dem mit Angriffsecken ausgerüsteten Hebel o mit Zähnen s^1 versehen, und durch die Schraubenfeder t verbunden, während die andern Enden mit dem Angriffshebel e gekuppelt sind. In der Ruhestellung steht der Daumen r^1 so, daß er die gezahnten Enden der Schienen s auseinander spreizt und daher die Hähne s^1 mit den Ecken des Hebels o nicht in Eingriff kommen läßt. Sobald jedoch der Hebel o in Tätigkeit getreten ist, und hierbei die Kurbel-

welle r gedreht hat, legt sich der Daumen r flach um, so daß die Hähne s^1 der Schienen in die Angriffsecken des Hebels o greifen und dadurch den mit den Schienen s verbundenen Hebel e auch unmittelbar auf den Hebel o einwirken lassen. G.

Lokomotive mit quer verschiebbaren Achsen.

D. R. P. 258476. J. Obergethmann in Charlottenburg.

Um bei der Anordnung quer verschiebbarer, sich nicht nach dem Mittelpunkte einstellender Kuppelachsen Spannungen in Gleisbogen zu vermeiden, werden Gleitführungen angeordnet, die die Trieb- und Kuppel-Stangen der quer verschiebbaren Achsen in ihrer senkrechten Mittelebene halten, und die entweder am Lokomotivrahmen, oder an den festen Kuppelstangen angebracht sind. B—n.

Versetzbare, zusammenlegbare Rampe für Eisenbahnwagen.

D. R. P. 257103. E. v. Seydlitz in Ranzow.

Zum Ein- und Ausladen von Pferden an den Stellen, wo keine besonderen Rampen vorhanden sind, ist die versetzbare Laderampe zusammenlegbar ausgebildet. Die einzelnen Glieder sind zu diesem Zwecke so gelenkig verbunden, daß sie, sich gegen einander abstützend, eine tragfähige Brücke bilden. Diese aufrollbaren Tragplatten werden in Kästen unter dem Wagenboden und unter den Schiebetüren befestigt und durch Kurbeln auf und ab gerollt. Die erforderlichen Geländer sind aus Ketten oder Gelenkstangen herzustellen und so anzubringen, daß sie sich beim Aufrollen der Rampe flach auf die Platten glieder legen. B—n.

Bücherbesprechungen.

Technische Einheit im Eisenbahnwesen. Protokolle über die Verhandlungen der Internationalen Kommission für die Aufstellung einer allgemeinen Begrenzungslinie für Güterwagen und von allgemeinen Bestimmungen über die Querschnittsmasse der Wagen und Ladungen. Oktober 1911, Mai 1912, Dezember 1912. Bern.

Das Heft teilt die vollständigen Verhandlungen über die einheitliche Umrisslinie für Güterwagen, die Einschränkungen der Ladebreiten und die Abstände der Ladungen von den Seitenwänden der Wagen mit, deren Schluß die Vorschläge bilden, auf die man sich schließlich geeinigt hat, und die nun in Zukunft für den zwischenstaatlichen Verkehr maßgebend sein werden. Da die mitgeteilten Vorschriften für den Verkehr von der größten Bedeutung sind, machen wir auf das Erscheinen der Verhandlungen besonders aufmerksam.

Costruzione ed esercizio delle strade ferrate e delle tramvie. Norme pratiche dettate da una eletta di ingegneri specialisti. Unione tipografica editrice torinese, Turin. Mailand, Rom, Neapel. 1913.

Heft 241, Vol. V, Teil III, Kap. XIX. Elektrische Haupt-Bahnen von Ingenieur Pietro Verole. Preis 1,6 M.

Costruzione ed esercizio delle strade ferrate e delle tramvie. Norme pratiche dettate da una eletta di ingegneri specialisti. Unione tipografica editrice torinese. Turin. Mailand, Rom, Neapel. 1913.

Heft 242. Bd. V, Teil III, Kapitel XIX. Elektrische Haupt- und Klein-Bahnen von Ingenieur Pietro Verole. Preis 1,6 M.

Geschäftsanzeigen.

The Baldwin Locomotive Works. Recent development of the lokomotive. Record Nr. 73.

In einer allgemeinen Übersicht über den Stand des

Lokomotivbaues werden hauptsächlich die großen Gelenk- und Heißdampf-Lokomotiven behandelt. Das Heft ist sehr gut ausgestattet und, aus reicher Erfahrung hervorgegangen, lehrreich.

Schuchardt und Schütte, Berlin, Stahlhalter und Kordier-Werkzeuge, 1913.

Das Heft bringt Darstellungen, Maße, Gewichte und Preise für Stähle und Stahlhalter einer großen Zahl von Gestaltungen für die verschiedensten Arbeitsbedingungen.

Schwintzer und Gräß, Berlin S. 14, Beleuchtungskörper.

Das Heft bringt in künstlerischer Ausstattung und Angabe der leitenden Gesichtspunkte eine große Zahl von Schaubildern einfacher bis reichster Träger von elektrischen Leuchtkörpern für die verschiedensten Zwecke.

Die Schrift «Was wir können. Was wir wollen» bietet eine feinsinnige Bereicherung dieses Sondergebietes der Raumausstattung.

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Eisenbahnwagen.

Diese 30. Mittellung enthält in sehr klarer Darstellung eine reiche Übersicht über ausgeführte Wagen, vom Saalwagen des Königs von Rumänien und Tropenwagen bis zum einfachsten Güterwagen, zugleich auch Mitteilungen über die Entwicklung und Ausstattung des weltbekannten Werkes. Besonders beachtenswert sind die Angaben über zahlreiche Wagen verschiedenster Art, die an das Ausland geliefert sind.

J. Pintsch, Aktiengesellschaft Berlin. Schweifsarbeiten.

Das mustergültig ausgestattete Heft bietet einen gründlichen Einblick in Umfang und Vollendung der Schweifstechnik in der Herstellung großer offener und geschlossener Behälter für Gase und Flüssigkeiten, die beide in bewundernswertem Maße entwickelt sind.