

### Die Zulaufanlage der Gefällbahnhöfe \*).

Von Dipl.-Ing. W. Hoffeld.

Hierzu 5 Abb. auf Tafel 30.

Der große Vorteil der Gefällbahnhöfe gegenüber den Flachbahnhöfen ergibt sich aus der Tatsache, daß zur Bewegung der Wagen beim Zerlegen und Bilden der Züge ausschließlich die Schwerkraft dient. Deshalb werden keine Verschiebelokomotiven benötigt, die den Betrieb der Flachbahnhöfe sehr verteuern und die auch die Leistungsfähigkeit der Haupt-Ablaufanlage dadurch herabsetzen, daß durch Umsetzbewegungen viel Zeit verloren geht. Auf dem Gefällbahnhof ist fast ununterbrochener Ablaufbetrieb möglich.

Der Betrieb eines Bahnhofs, auf dem jede Bewegung von der Gefällkraft abhängt, kann aber durch hohe Widerstände der Wagen stark beeinträchtigt werden. Diese treten nicht nur bei ungünstigen Witterungsverhältnissen, großer Kälte und starkem Gegenwind, auf; auch nach längerem Stehen erhalten die Wagen einen sehr hohen Anlaufwiderstand, da das Öl aus den Achslagern entweicht. Es ist deshalb die Forderung zu stellen, daß die eingefahrenen Züge auch nach längerem Aufenthalt in den Einfahrgleisen ganz von selbst wieder in Gang kommen, daß sie dem Ablaufkopf zurollen und auch während des Ablaufs der Wagen dauernd in Bewegung bleiben oder wieder in Bewegung kommen, wenn der Zerlegungsbetrieb mußte unterbrochen werden. Nach dieser Bedingung ist die Zulaufanlage der Gefällbahnhöfe zu gestalten, die sich aus Anlauframpe und Zuführungs- oder Vorrückzone zusammensetzt (Abb. 1). Dabei ist eine möglichst geringe Rampenlänge anzustreben, um an Bau- und Betriebskosten zu sparen.

Für die Gestaltung der Anlauframpe bietet schon die Anlage in Duisburg-Hochfeld (Süd) einen guten Anhalt, die sich im Betrieb bestens bewährt. Der eingefahrene Zug wird hier an seinem unteren Ende von einer Gleisbremse gehalten. Dadurch werden die Pufferfedern des unteren Zugteils belastet und zusammengedrückt. Die so aufgespeicherte Energie wird bei dem Öffnen der Bremse wieder frei und fördert die Anlaufbewegung des Zuges.

Das Kräfteprofil dieses Vorgangs wurde zuerst von Prof. Dr. Ing. W. Müller dargestellt\*\*). Das in seinen Abhandlungen mitgeteilte Verfahren zur Untersuchung der Anlaufbewegung auf einer Rampe mit bekanntem Profil wird wohl den tatsächlichen Verhältnissen am ehesten gerecht. Auf Grund der vorhandenen Gefäll- und Federkräfte wird das allmähliche Ingangkommen der Wagen ermittelt, wobei das dauernde Ändern von Neigung und Widerständen weitgehend berücksichtigt werden kann.

Um die Annahme der Profilform zu vermeiden, stellte Prof. Dr. Ing. Ammann eine Kurvenformel auf, indem er die Beschleunigungsenergie gleich der Verzögerungsenergie setzt\*\*\*). Er muß jedoch dabei wieder mehrere Annahmen machen, die das Ergebnis beeinflussen: So bedeutet die Vernachlässigung der Federvorspannung eine zu günstige Voraussetzung. Auch wird die Stauchkraft der Pufferfedern als linear angenommen. Es wird also mit Federspannungen gerechnet, die nur bei dem geraden Profil auftreten (siehe auch unter „Formgebung der Anlauframpe“). Die Kurvenformel  $y = f(x)$  sagt (deshalb

\*) Dissertation Berlin 1935.

\*\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 212 ff.

\*) Dissertation Berlin 1935.

\*\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 212 ff.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXIII. Band. 20. Heft 1936.

lediglich aus: Für eine bestimmte Zuglänge  $x_1$  muß eine gerade Rampe die Höhe  $y_1$  haben, wenn nach einem angenommenen Vorrückweg, nach dem der Zug eine geforderte Geschwindigkeit erreicht hat, die Arbeit von Beschleunigungs- und Verzögerungskräften gleich sein soll. Da sich aber diese Kräfte während des Anlaufvorganges dauernd ändern, so interessiert es vielmehr, ob sie im Verlauf der Bewegung zur Ingangsetzung des Zuges genügen, während ja nach wenigen Metern Rollweg die Widerstände beträchtlich abnehmen. Es ist deshalb nicht zu umgehen, den ganzen Vorgang des Anrollens rechnerisch zu erfassen.

Das Verfahren von Prof. Dr. Ing. Müller war für die vorliegende Abhandlung an einigen Stellen noch zu ergänzen, da sich bei den späteren Anwendungen herausstellte, daß die entsprechenden Näherungsrechnungen zu ungenaue Ergebnisse lieferten. So konnte die Pufferenergie der nicht von selbst anlaufenden Wagen nicht wie im Bahning, 1935, S. 306,

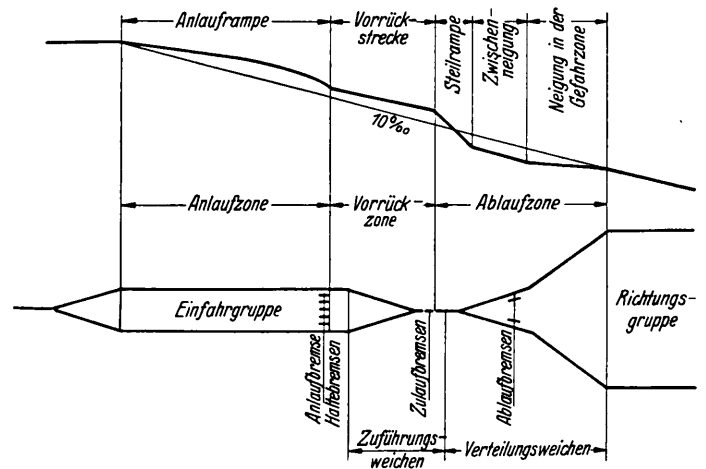


Abb. 1. Hauptablaufanlage eines Gefällbahnhofs (Systemskizze).

Spalte 3, vernachlässigt werden, da der Vergleich verschiedener Rampen und Zugzusammensetzungen oft nur geringe Unterschiede ergab. Auch war zu berücksichtigen, daß während des Mitziehens (Raffens) der Wagen einer nicht von selbst loskommenden Gruppe, die nach und nach vor sich geht, die Bewegungskraft (Masse, Neigung und Widerstand des Zugrumpfes) dauernd wechselt. Auf Grund dieses Verfahrens wurden die bei der Gestaltung und Bemessung der Anlauframpe vorliegenden Fragen behandelt. Nach Feststellung des günstigsten Profils der ganzen Zulaufanlage wurde noch erörtert, wie die Verhältnisse bei einer Seilanlage liegen, wie sie in Dresden-Friedrichstadt und Chemnitz-Hilbersdorf im Betrieb ist.

#### I. Die Anlauframpe.

##### 1. Die Kräfte des Anlaufs.

In einem Zug, der auf einer Rampe steht und am unteren Ende von einer Gleisbremse gehalten wird, werden die Pufferfedern eines Wagens durch den Druck des oberhalb des Wagens stehenden Zugteils belastet. Wird durch Lösen der Bremse der künstliche Widerstand aufgehoben, so wird die aufgespeicherte

Energie frei und bewirkt je nach ihrer Größe das Ingangsetzen des Wagens. Diese Bewegung wird außerdem durch die Profilneigung, auf der der Wagen steht, sowie durch die Widerstände an Laufrad und Achslager, die sogenannten Bahnkräfte, beeinflusst.

a) Die Federkräfte.

Ein nebeneinander gelagertes Pufferpaar des auf der Anlauframpe einfahrenden Zuges wird beim Bremsen durch das Auflaufen des oberen Zugteils zusammengedrückt. Die Kraft, mit der das geschieht, hat mindestens den Wert  $2P = \sum G_w (s_w - w_w)$ . Drückt die Zuglokomotive den Zug nach dem Halten noch einmal zurück und wird erst dann die Bremse geschlossen, so kann im günstigsten Fall die Kraft  $P = 0,5 \cdot \sum G_w (s_w + w_w)$  in einer Pufferfeder aufgespeichert werden. Die Lokomotivkraft muß dann die Widerstandskräfte aller Wagen überwinden haben. Das Mittel beider Grenzwerte ist  $P = 0,5 \cdot \sum G_w \cdot s_w$ . Infolge der Federung des ganzen Zuges in der Längsrichtung kann es schon beim Auflaufen der Wagen des gebremsten Zuges erreicht werden. Es wird deshalb hier mit diesem Mittelwert gerechnet.

Bei Ermittlung des Anlaufvorgangs wird der ganze Zug in Gruppen von je zehn Wagen eingeteilt. Es ist daher für jede Gruppe die mittlere Pufferkraft festzustellen. Diese beträgt  $P_m = \frac{1}{4} \left( \sum_{\frac{x}{2}}^x G_g \cdot s_{gm} + \sum_{\frac{x}{2}}^{x+\Delta x} G_g \cdot s_{gm} \right)$ .  $G_g$  ist das Gewicht der Wagen einer Gruppe,  $s_{gm}$  die mittlere Neigung, auf der die Gruppe steht,  $x$  und  $x + \Delta x$  Anfangs- und Endabszisse der betrachteten Gruppe. Da die Feder eine Vorspannung von 1000 kg hat, so beginnt die Zusammendrückung erst bei  $P_m = 1000$  kg. Die Federkraft wächst während des Zusammendrückens von 1000 kg auf  $P_m$ . Dabei wird die Feder um die Strecke  $\Delta l_p$  cm zusammengedrückt, die sich aus dem Diagramm der Pufferfeder für die Kraft  $P_m$  ergibt. Die aufgespeicherte Energie einer Feder beträgt somit  $E_{p1} = \frac{1000 + P_m}{2} \cdot \frac{\Delta l_p}{100}$  mkg, und die Federarbeit einer Gruppe von  $n$  Wagen ist  $E_p = 4 \cdot n \cdot E_{p1} = 2n (1000 + P_m) \cdot \frac{\Delta l_p}{100} = (1000 + P_m) \cdot \Delta l_g$  mkg, wobei  $\Delta l_g = 2n \cdot \frac{\Delta l_p}{100}$  m die Summe der Federwege der  $2n$  hintereinanderliegenden Puffer einer Gruppe bedeutet.

Die Federkräfte sind am Festlegepunkt des Zuges am größten und nehmen von da an stetig ab. Die Anlaufbewegung beginnt deshalb auch dort, wo der Zug gehalten wird. Die Wagen kommen nacheinander in Bewegung und laufen so weit unabhängig voneinander, bis die Kupplungen gestreckt sind.

b) Die Bahnkräfte.

Die Arbeit der Gefällkräfte eines Wagens vom Gewicht  $G_w$  und einem Widerstand  $w_w$ , der sich auf der Neigung  $s_w$  um eine Strecke  $l_w$  fortbewegt, ist  $E_w = G_w \cdot (s_w - w_w) \cdot l_w$ . Bei Betrachtung einer Wagengruppe vom Gewicht  $G_g$  wird die von der Wirklichkeit abweichende Annahme gemacht, daß ein Wagen erst dann anläuft, wenn sein Vorläufer die Kupplung gestrafft hat. Wenn sich dann der letzte Wagen einer Gruppe gerade in Bewegung setzt, hat der erste einen Weg  $l_v$  zurückgelegt, der gleich der Summe aus Federzusammendrückungen und Kupplungstreckungen der Gruppe ist.  $l_v = n \cdot k + \Delta l_g$ ;  $k$  ist im Mittel gleich 0,10 m angenommen. Der Gruppen-schwerpunkt ist dabei um  $\frac{l_v}{2}$  vorgerückt. Tatsächlich setzen sich die Wagen einer Gruppe, soweit sie von selbst anlaufen, fast gleichzeitig in Bewegung und laufen zunächst eine Strecke unabhängig voneinander. Die Stöße, die beim Strecken der Kupplungen auftreten, folgen dann schneller aufeinander\*).

\*) Verkehrstechn. Woche 1931, S. 111.

Die obige Annahme führt jedoch zu demselben Ergebnis, wenn mit dem unelastischen Stoß gerechnet wird. Zwei Massen  $m_1$  und  $m_2$ , die ihre Bewegung mit  $v_{o1}$  und  $v_{o2}$  beginnen, sich mit  $b_1$  und  $b_2$  beschleunigen und sich nach  $t_1$  Sek. vereinigen, haben nach weiteren  $t_2$  Sek. gemeinsamen Laufes die Geschwindigkeit

$$v = \frac{m_1 v_{o1} + m_2 v_{o2}}{m_1 + m_2} + \frac{m_1 b_1 + m_2 b_2}{m_1 + m_2} t_1 + b_m \cdot t_2$$

Da nun  $b_m = \frac{m_1 b_1 + m_2 b_2}{m_1 + m_2}$  ist, so hängt  $v = \text{const} + b_m (t_1 + t_2)$  nicht von dem Zeitpunkt ab, zu dem der Stoß stattfindet.

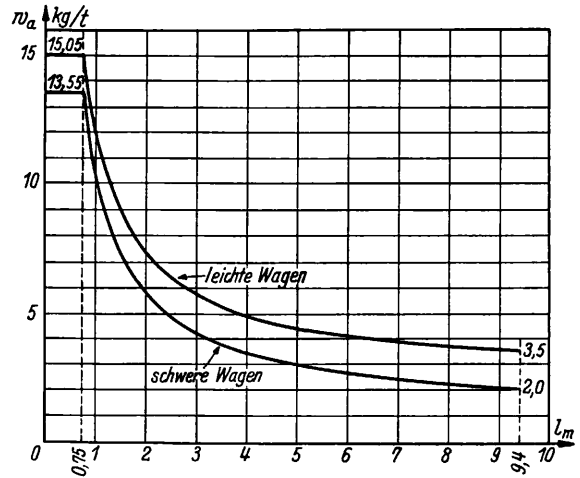


Abb. 2. Anlaufwiderstände.

Die Beschleunigungsenergie einer Gruppe ist  $E_b = 0,5 \cdot G_g \cdot (s_{gm} - w_{agm}) \cdot l_v$ ;  $w_{agm}$  ist der mittlere Widerstand aller Wagen der Gruppe während der Streckung. Die Widerstände eines Wagens nehmen mit dem Laufweg rasch ab.

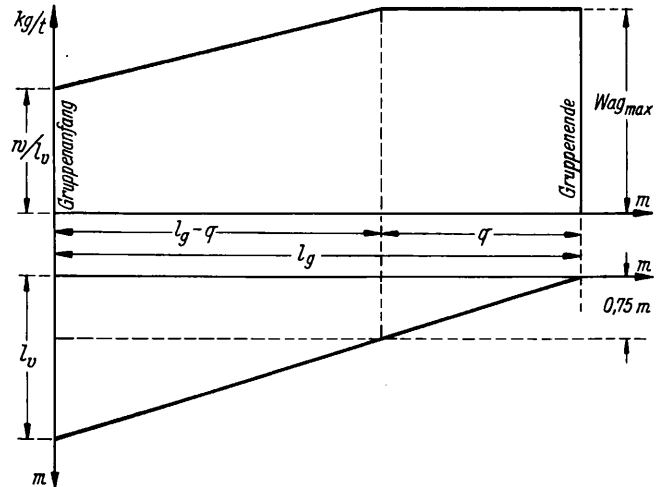


Abb. 3. Widerstand einer Gruppe am Ende der Streckung.

Ihr Verlauf wurde nach der Gleichung  $w_a = \frac{3D}{l} + w_o - 1$  angenommen, wobei  $D = 1$  m der Raddurchmesser und  $w_o$  der normale Laufwiderstand einer Gruppe ist, der für leichte Wagen 3,5 kg/t und für schwere Wagen 2 kg/t beträgt. Die Gleichung entspricht der Annahme, daß etwa nach drei Radumdrehungen der normale Laufwiderstand erreicht wird. Zwischen  $l = 0$  und  $l = 0,75$  m wird  $w_a$  konstant angenommen, da erst nach diesem Vorrückweg ein Nachlassen des Widerstandes erwartet wird, wenn bei starker Kälte der Flüssigkeitsgrad des Lageröles gesunken ist (Abb. 2).

Der mittlere Widerstand einer Gruppe von der Länge  $l_g$  nach ihrem Strecken ist, wie aus Abb. 3 hervorgeht,

$$w_{ag} = \frac{q \cdot w_{a_{max}} + 0,5 (l_g - q) \cdot (w_{a_{max}} + w_{1v})}{l_g} = \frac{0,75 \cdot w_{a_{max}} + 0,5 (l_v - 0,75) (w_{a_{max}} + w_{1v})}{l_v}$$

der mittlere Widerstand der Gruppe während dieser Bewegung ist annähernd  $w_{agm} = \frac{w_{a_{max}} + w_{ag}}{2}$ .

Die Gesamtarbeit, die die Wagengruppe in Bewegung bringt, ist  $E = E_p + E_b$ . Ist E positiv, so werden die Anlaufwiderstände restlos überwunden, und die Gruppe kommt in Bewegung. Ist E negativ und  $E_p = 0$ , so bleibt die Gruppe stehen, wenn sie nicht von dem vorderen Zugteil angerückt wird. Dieser setzt die Wagen der stehenden Gruppe nach und nach in Bewegung, bis sämtliche Kupplungen gestreckt sind. Im Mittel bewegt er also das halbe Gruppengewicht. Dabei legt er eine Strecke zurück, die gleich dem  $l_v$  dieser Gruppe ist. Ist E negativ und  $E_p > 0$ , so genügt die Federkraft nicht zur Überwindung des ganzen Widerstandes. Es ist vielmehr noch die Arbeit E zu leisten, d. h. es werden nicht  $\frac{G_g}{2}$ , sondern

$$\frac{E}{E_b} \cdot \frac{G_g}{2} t \text{ bewegt.}$$

Der Rechnungsgang bei der Ermittlung der Anlaufkräfte ist aus der Zahlentafel 1 ersichtlich.

### 2. Der Anlaufvorgang.

Sind die Kräfte bekannt, die für die Bewegung jeder Wagengruppe zur Verfügung stehen, so kann die Anlaufbewegung des ganzen Zuges ermittelt werden. Die Rechnung ist in Zahlentafel 2 durchgeführt. Die Bewegung der von selbst anlaufenden Wagen, die ein Strecken zur Folge hat, wird „Strecken“ genannt. Das Mitziehen der übrigen Wagen durch den in Bewegung befindlichen Zugrumpf ist mit „Raffen“ bezeichnet worden.

So wie das Anrollen der Wagen innerhalb einer Gruppe als nacheinander vor sich gehend angenommen wurde, werden für die Ermittlung der Anlaufbewegung des ganzen Zuges auch die einzelnen Gruppen in die Rechnung eingeführt. Damit ist die Darstellung und Ermittlung des Anlaufvorganges sehr vereinfacht. Für jede Gruppe wird die Geschwindigkeit  $v_2$  festgestellt, die sie infolge der eigenen Energie E erhält,  $v_2 = \sqrt{\frac{2E}{M_g}}$ . Ist  $E \leq 0$ , so ist  $v_2 = 0$ . Während sich eine Gruppe streckt, rückt der bereits in Bewegung befindliche

Zugteil, hier Zugrumpf genannt, um das  $l_v$  dieser Gruppe vor. Seine Geschwindigkeit u ändert sich dabei infolge der Bewegungsenergie nach der Gleichung  $v_1 = \sqrt{u^2 + 2g' l_v (s_m - w_m)}$  und die Geschwindigkeit, mit der Zugrumpf (Masse  $\Sigma M_g$ ) und Gruppe ( $M_g$ ) nach dem Stoß geschlossen weiterlaufen, ist  $u = \frac{\Sigma M_g \cdot v_1 + M_g \cdot v_2}{\Sigma M_g + M_g}$ . Die mittlere Neigung  $s_m$ , auf der

sich der Zugrumpf bewegt, ist  $s_m = \frac{\sum G_g \cdot s_m}{\sum G_g}$ . Nehmen Gewicht

und Gruppenlänge während eines betrachteten Bewegungsabschnittes zu, was bei dem „Raffen“ der Fall ist, so sind auch  $s_m$  und  $w_m$  entsprechend zu verändern. Da sich der Zugrumpf aus einzelnen Gruppen zusammensetzt, von denen jede von Beginn des Anlaufs eine andere Strecke zurückgelegt und demzufolge auch einen anderen Widerstand hat, wurden die Vorrückwege jeder Gruppe in Zahlentafel 2 untereinander geschrieben, und dafür die entsprechenden Widerstände festgestellt und gemittelt. Für eine bestimmte Zusammensetzung des Zugrumpfes liegen nun die mittleren Widerstände  $w_{gm}$  seiner Gruppen in einer waagerechten Zeile, und der mittlere Widerstand des Zugrumpfes ist  $w_m = \frac{\sum G_g \cdot w_{gm}}{\sum G_g}$ . Ist  $v_2 = 0$ , sind die Wagen der Gruppe also ganz oder teilweise zu raffen, so ist als  $\Delta G_g$  der entsprechende Teil von  $G_g$  mit dem mittleren Anlaufwiderstand der Gruppe,  $w_{agm}$ , zu multiplizieren. Für  $g'$  ist der Mittelwert einzusetzen, der sich nach der jedesmaligen Zusammensetzung des Zugrumpfes richtet.

Ein Stehenbleiben des bereits in Gang gekommenen Zuges ist nur möglich, wenn  $(s_m - w_m)$  negativ ist. Es tritt dann ein, wenn  $[2g' l_v \cdot (s_m - w_m)]$  absolut gleich oder größer als  $u^2$  ist.

Das Anlaufen der von selbst in Bewegung kommenden Wagen geschieht fast gleichzeitig, das Raffen der übrigen Wagen dagegen geht nach und nach vor sich. Zur Ermittlung der Zeit vom Öffnen der Bremse bis zum Anrollen des letzten Wagens wird zunächst festgestellt, wann das Raffen der stehenden Wagen beginnt. Das geschieht, nachdem in der letzten von selbst anlaufenden Gruppe sich die Kupplungen gestreckt haben.

Die Bewegung dieser Gruppe beginnt, wenn der Impuls, der durch das plötzliche Aufheben der Haltekraft auf Spitze oder Ende der Züge ausgeübt wird, sich bis zu dieser Gruppe fortgepflanzt hat. Gerechnet wird dabei mit der Fortpflanzungsgeschwindigkeit im elastischen Stab  $v_s = \sqrt{\frac{F \cdot g'}{q}}$ , die von

Zahlentafel 1.

120 Achsen (40 Wagen zu 10 t und 20 Wagen zu 25 t). Profil 3. Grades mit  $s_m = 8,67\%$ .

Anlauf-Energie.

x	$s_{gm}$	$G_g$ ( $\Sigma G_g$ )	$G_g \cdot s_{gm}$	$\sum_{x=0}^x G_g \cdot s_{gm}$	$s_m$	$\sum_{1z}^x G_g \cdot s_{gm}$	4 P <sub>m</sub>	P <sub>m</sub>	$\Delta l_p$	$\Delta l_g$	E <sub>p</sub>	$l_v$	w <sub>ag</sub>	w <sub>agm</sub>	$s_{gm} - w_{agm}$	E <sub>b</sub>	E = E <sub>p</sub> + E <sub>b</sub>
0				0		6296											
	17,33	100	1733				10859	2715	1,77	0,354	1316	1,35	13,80	14,42	2,91	197	+ 1513
90		(100)		1733	17,33	4563											
	12,59	100	1259				7867	1967	1,15	0,230	682	1,23	14,10	14,57	- 1,98	- 122	+ 560
180		(200)		2992	14,96	3304											
	8,83	100	883				5725	1431	0,48	0,096	233	1,10	14,04	14,72	- 5,89	- 325	- 92
270		(300)		3875	12,92	2421											
	5,98	100	598				4244	1061	0,04	0,008	16	1,01	14,67	14,86	- 8,88	- 448	- 432
360		(400)		4473	11,18	1823											
	4,11	250	1028				2618	<1000	-	-	-	1,00	13,15	13,35			
450		(650)		5501	8,47	795											
	3,18	250	795				795	<1000	-	-	-	1,00	13,15	13,35			
540		(900)		6296	6,99	0											

Zahlentafel 2. 120 Achsen (40 Wagen zu 10 t und 20 Wagen zu 25 t). Profil 3. Grades mit  $s_m = 8,67\text{‰}$ .

Gg ΔGg	100		100		100		100		100		250		250		ΣGg · wgm + ΔGg · wgm	ΣGg + ΔGg	w <sub>m</sub>	s <sub>m</sub>	s <sub>m</sub> - w <sub>m</sub>	ΣMg Mg	v <sub>1</sub> <sup>2</sup> u <sup>2</sup> 2g'lv. (s <sub>m</sub> - w <sub>m</sub> )	v <sub>1</sub>	v <sub>2</sub>	u	v <sub>a</sub>	t <sub>a</sub>
	l	wg	l	wg	l	wg	l	wg	l	wg	l	wg	l	wg												
0	Δl	wgm	Δl	wgm	Δl	wgm	Δl	wgm	Δl	wgm	Δl	wgm	Δl	wgm						11250	0,269 0,147	0	0,518	0,518		t <sub>s</sub> = 1,14
90	0,68	13,80													1060		10,60	17,33		11250	0,416 0,230 0,107	0,645	0,315	0,480		1,95
180	1,91	7,4	0,62	14,10											200 + 14 214		9,21	14,67	5,46	22500 11250	0,337 0,149 0,058	0,580	0	0,387	0,530	2,07
270	3,01	5,7	1,72	8,1	0,55	14,04									300 + 48 348		8,86	12,08	3,22	33750 11250	0,207 0,116 0,019	0,455	0	0,341	0,421	2,40
360	4,02	4,9	2,73	6,0	1,56	8,7									400 + 125 525		8,77	9,82	1,05	45000 26300	0,135 0,054 -0,016	0,308	0	0,232	0,355	2,82
450	5,02	4,38	3,73	5,0	2,56	6,25									650 + 125 775		8,57	7,73	-0,84	71300 26300	0,088	0,195	0	0,142	0,213	4,71
540	6,02	4,07	4,73	4,5	3,56	5,2														97600						15,09

der Elastizitätszahl F und der Masse abhängt.  $F = P : e = \text{Impuls} : \text{Dehnung}$ .

P ist die Druckkraft, die durch die Gleisbremse ausgeübt wird (Zahlentafel 1, Spalte 7),  $e = \frac{2 \cdot \Delta l_{pm}}{l_v}$ .

Die Rechnung wird wie bisher für die Gruppenmitte durchgeführt. Die Fortpflanzungszeit des Impulses ist dann  $t_s = \frac{x_{gm}}{v_s} = \frac{(n-1) \cdot 90 + 45}{v_s}$ , wenn n die Anzahl der von selbst anrollenden Wagengruppen und 90 m oder 45 m die ganze und halbe Länge einer Gruppe ist.

Die Anlaufzeit der letzten von selbst loskommenden Gruppe ist annähernd  $t_a = \frac{l_v}{2 \cdot v_2}$ .

Nach der Zeit  $t_s + t_a$  beginnt das Raffieren. Es dauert für jede Gruppe  $t'_a = \frac{l_v}{v_a}$  sec. wobei  $l_v$  der Vorrückweg des Zugumpfes und  $v_a = \frac{u + v_1}{2}$  seine mittlere Geschwindigkeit ist.

Die Anlaufzeit des ganzen Zuges beträgt mithin  $t = (t_s + t_a + t'_a) \cdot \text{sec.}$

3. Die Formgebung der Anlauframpe.

Bei der Formgebung der Anlauframpe ist die Forderung zu stellen, daß Züge jeder Zusammensetzung und Länge sicher loskommen; d. h. daß die Geschwindigkeit des Zugumpfes, die sich während des Anlaufs dauernd ändert, nicht zu klein wird. Deshalb ist einmal die Vermeidung negativer Werte der Beschleunigungskraft ( $s_m - w_m$ ) anzustreben. Am Anfang der Bewegung, wo die Widerstände noch sehr hoch sind, muß daher auch  $s_m$  groß sein. Gegen Ende des Anlaufs darf es kleiner werden. Eine Anlauframpe müßte danach ein konvexes Längsprofil erhalten. Wie in Abb. 4 gezeigt ist, verlaufen die  $s_m$ -Werte in der gewünschten Weise.

Das Anlaufen des Zuges ist außerdem von der Größe der Kräfte abhängig, die die Bewegung einleiten, also von den bereits behandelten Feder- und Bahnkräften. Die Bahnkräfte haben bei gleicher Rampenhöhe für jede Profilform denselben mittleren Wert. Die für den Anlauf besonders wirkungsvollen Federkräfte sind jedoch bei dem konvexen Profil gerade am kleinsten. Sollten die Federn des ganzen Zuges so hoch wie möglich beansprucht werden, so müßte das Profil der Anlauframpe konkav gekrümmt sein (Abb. 5). Bei dieser Rampenform werden die größten Anlaufenergien erreicht. Die Verteilung der Kräfte aber ist ungünstig. Feder- und Bahnkräfte haben ihren Größtwert an entgegengesetzten Enden. Die Federkräfte wirken außerdem auf dem flachen Teil der Rampe, und es ist fraglich, ob die von ihnen eingeleitete Bewegung erhalten bleibt.

$1) 50 \cdot \frac{92}{325} = 14$        $2) 50 \cdot \frac{432}{448} = 48$

Eine Untersuchung dieser Rampenform erübrigt sich jedoch mit der Überlegung, daß auf einer Rampe auch kürzere Züge anlaufen müssen. Mit Verringerung der Zuglänge nehmen die Federkräfte stark ab. Deshalb müssen die Bahnkräfte, d. h. die mittleren Neigungen nach vorn zu dauernd anwachsen, womit sich das konvexe Profil ergibt.

Wie ist nun das vorhandene Gefälle auf die Länge der Rampe zu verteilen? Diese Frage wird am sichersten beantwortet, indem für dieselbe mittlere Rampenneigung eine Kurve ersten bis vierten Grades als Anlauframpe untersucht wird. Dabei ist für jedes Profil die ungünstigste Zusammensetzung des Zuges zu ermitteln. Wenn jedesmal der gleiche Zug zugrunde gelegt wird, ergibt sich ein falsches Bild. Bei einem leichten Zug ist z. B. das Profil ersten Grades das ungünstigste, obwohl es, wie schon hervorgehoben, die größeren Federkräfte erzeugt. Je größer das Gewicht der Wagen angenommen wird, um so mehr kommen auch die Federkräfte zur Geltung. Der schwere Zug läuft also auf der geraden Rampe besser an als auf einem gekrümmten Profil. Bei einem Zug, der zur Hälfte aus leichten und zur Hälfte aus schweren Wagen besteht, fällt das Anlaufvermögen mit wachsendem Grade des Rampenprofils.

Als Ergebnis der Untersuchungen wurde der Verlauf der Geschwindigkeiten des Zugrumpfes während der Anlaufbewegung von Gruppe zu Gruppe aufgetragen (Abb. 1 bis 3, Taf. 30). Für eine bestimmte Gruppe bedeutet die linke Ordinate der Geschwindigkeitslinie die Geschwindigkeit, die der Zugrumpf zu Beginn, die rechte Ordinate die Geschwindigkeit, die er am Ende der Anlaufbewegung dieser Gruppe hat. Die Ordinaten einer Abszisse stellen den Stoßvorgang dar.

Als ungünstigste Zusammensetzung des 120-Achsenzuges wurde ermittelt (Abb. 1, Taf. 30):

Profil	Gruppen leichter Wagen	Gruppen schwerer Wagen	$v_{min}$
1. Grades	6	0	0,11
2. Grades	5	1	0,18
3. Grades	4	2	0,14
4. Grades	3	3	0,12

Der Vergleich der kleinsten Geschwindigkeiten, die im Verlauf eines Anrollens auf jeder Rampe auftreten, ergibt nur für die gekrümmten Profile eine Gesetzmäßigkeit. Die quadratische Profilkurve stellt für den 120-Achsenzug die beste Lösung dar. Bei den Profilen höheren Grades wirkt doch der günstigere Verlauf der  $(s_m - w_m)$ -Werte nicht so, daß die Verringerung der Pufferenergien ausgeglichen würde. Die Rampe mit gleichbleibender Neigung wieder erzeugt viel höhere Federspannungen; doch die Anlaufarbeit hat nicht die gewünschte Wirkung, da die Bewegung infolge der kleinen Bahnkräfte wieder ins Stocken kommt.

Die Untersuchung derselben vier Rampen für den Anlauf kürzerer Züge — gewählt wird ein 80-Achsenzug — liefert bei den gekrümmten Profilen gerade das gegenteilige Ergebnis (Abb. 3, Taf. 30). Die Kurve vierten Grades ist jetzt am günstigsten. Das Profil ersten Grades eignet sich wieder am wenigsten als Anlauframpe mit Gleisbremse, denn der 360 m-Zug kommt auf ihm überhaupt nicht in Gang. Die Pufferkraft genügt auch an der Bremse nicht zur Überwindung des Anlaufwiderstandes.

Bei den Kurven höheren Grades wirkt sich der flache obere Teil der Rampe ungünstig auf den Anlauf aus. Schwere Wagen erzeugen dort nur eine geringe Stauchkraft und verzögern die Bewegung des Zugrumpfes stark, da sie nicht von selbst anlaufen. Es wurde deshalb untersucht, ob bei unveränderter mittlerer Rampenneigung durch geringe Erhöhung der oberen

Grenzneigung  $s_{min}$  auf  $50/100$  ein Vorteil erzielbar ist.  $s_{max}$  wird dadurch etwas kleiner (Abb. 2, Taf. 30).

Diese Maßnahme ergibt bei dem Profil zweiten Grades wohl keine Verschlechterung des Anlaufs eines 120-Achsenzuges: ist der Zug aber nur 80 Achsen stark, so kommt er schon ganz schlecht los ( $v_{min} = 0.06$  m/s). Bei der Kurve dritten Grades dagegen ergibt sich für den langen Zug eine wesentlich bessere Anlaufgeschwindigkeit (0.19 m/s), während auch der kurze Zug sicher anrollt.

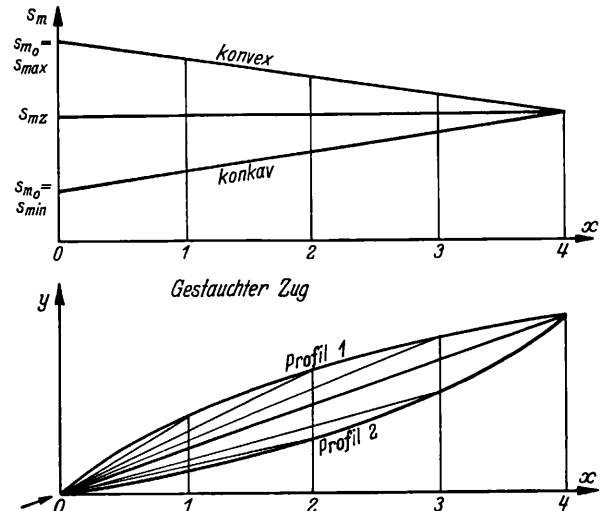


Abb. 4. Verlauf der  $s_m$ -Werte für konvexes und konkaves Profil.

Die kubische Parabel stellt deshalb die beste Lösung als Form einer Anlauframpe für Züge jeder Länge und Zusammensetzung dar.

Der Kurve dritten Grades ist gegenüber der quadratischen Parabel auch aus folgendem Grunde der Vorzug zu geben: Sind nämlich die Witterungsverhältnisse besonders ungünstig, so werden die  $(s_m - w_m)$ -Werte niedriger, während die Puffer-

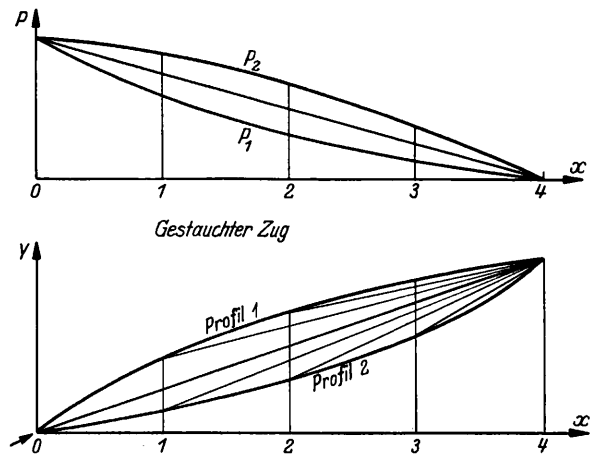


Abb. 5. Verlauf der Federbelastung für konvexes und konkaves Profil.

kräfte durch künstliches Stauchen des Zuges wenigstens auf die Größe  $\Sigma G_g \cdot s_{gm}$  gebracht werden können. Die geringen Gefällkräfte aber wirken dann besonders nachteilig auf das Anlaufvermögen des Zuges, wenn er auf dem quadratischen Profil steht, da die mittlere Neigung, auf der sich der Zugrumpf bewegt, hier kleiner ist.

Es ist deshalb als Rampenprofil die Kurve dritten Grades zu wählen, oder ein Linienzug, dem diese Kurve umschrieben ist.

Wie groß muß nun die mittlere Neigung einer Anlauframpe sein? Bei den Untersuchungen der Anlauframpen wurde  $s_m = 8,67/100$  gewählt. Diese ergab sich für eine 540 m lange

Rampe bei  $s_{max} = 20\text{‰}$  und  $s_{min} = 3\text{‰}$  der Gleichung dritten Grades. Wie die Ergebnisse zeigen, kann die mittlere Neigung noch etwas geringer sein, wenn das günstigste Profil ausgeführt wird. Wie sich auf dem Verschiebehof Duisburg-Hochfeld (Süd) erwiesen hat, ist für die dortigen Verhältnisse die vorhandene Rampe, deren mittlere Neigung auf 540 m Länge  $7,7\text{‰}$  beträgt, völlig ausreichend. Ihr Profil kommt einer Kurve zweiten Grades am nächsten, womit das gute Anlaufen der Züge zu erklären ist (Abb. 2, Taf. 30).

Das in Duisburg-Hochfeld erzielte Ergebnis gibt einen sehr wertvollen Anhalt bei der Planung der Anlauf Rampen. Ein allgemein gültiges Maß der mittleren Rampenneigung kann bei der Verschiedenartigkeit der Voraussetzungen jedoch nicht angegeben werden. Die Anlaufwiderstände z. B. können auf einem Bahnhof mit vorherrschend starkem Gegenwind verhältnismäßig hoch sein. Ferner werden sie auf zwei Bahnhöfen dann sehr verschieden sein, wenn die Anzahl der Einfahrgeleise eine andere ist, so daß die Züge verschieden lange stehen müssen, bis sie zerlegt werden. Dauert der Ablauf eines Zuges 12 Min., so beträgt die Wartezeit bei drei Einfahrgeleisen 24 Min., bei zehn Gleisen aber kann es auch ohne Betriebsunterbrechungen 108 Min. dauern, bis ein Zug wieder in Bewegung gebracht wird.

Das erforderliche Maß der mittleren Rampenneigung ändert sich außerdem mit der Rampenlänge. Die Federkräfte

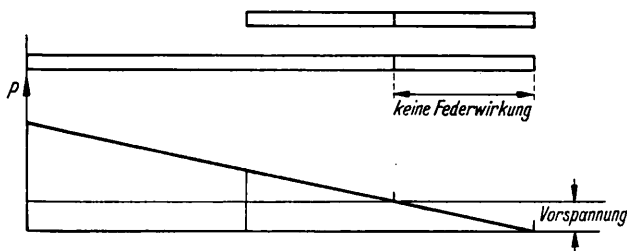


Abb. 6. Federwirkung bei kurzem und langem Zug.

werden um so besser ausgenutzt, je länger der Zug ist. Wie in Abb. 6 skizziert wurde, ist der Prozentsatz der durch Federkraft bewegten Wagen bei dem langen Zug wesentlich größer. Eine Rampe für den 150-Achsenzug kann also flacher sein als die 540 m-Rampe, doch ist nachzuweisen, daß auch kurze Züge auf ihr anlaufen können.

#### 4. Die Gleisbremse.

Die Bremse am Fuße der Anlauf rampe, die Haltebremse, hat einen Zug in der Ruhelage zu sichern, ohne daß Wagenbremsen angezogen zu werden brauchen. Beim Vorrücken nach dem Ablaufkopf muß sie ein sicheres Steuern des Zuges gewährleisten. Falls aber der Ablauf unmittelbar aus der Einfahrstellung erfolgt, hat die Gleisbremse auch die Aufgabe einer Zulaufbremse zu übernehmen, sie muß den Zug von der größten Zuführungsgeschwindigkeit nach einem geforderten Bremsweg zum Stehen bringen.

Welche Bremsart ist nun für diese Aufgaben am besten geeignet? Ein System, bei dem die Bremskraft eine Funktion der Geschwindigkeit ist, kommt nicht in Frage. Die größte Wirkung würde mit einer mechanischen Balkengleisbremse erzielt werden können, die eine mögliche Steigerung des Anpreßdruckes gestattet. Man käme dann mit ganz kurzen Bremsen aus, liefe aber Gefahr, daß die Radsätze zu hoch beansprucht würden. Eine größere Bremslänge, bei der sich der Bremsdruck auf mehrere Achsen verteilt, ist deshalb vorzuziehen. Bei der Thyssenbremse z. B. ergibt sich dadurch eine größere Länge, daß die Anpreßkraft vom Radgewicht abhängig ist und eine bestimmte Größe nicht überschreiten kann. Damit ist auch eine Begrenzung der Achsbeanspruchung gegeben. Volle Betriebssicherheit ist nach Einführung des „umgekehrten

Bremsprinzips“ erreicht, wobei der Steuerdruck bei fallender Bremskraft steigt, so daß bei Störungen Maximalbremsung eintritt\*). Den folgenden Berechnungen wurde die Thyssenbremse zugrunde gelegt.

Die Haltebremse hat bei einem schweren Zug die Stauchkraft  $B = G_z (s - w)$  kg auszuhalten. Um die Längsschwingungen beim Auflaufen der Wagen des einfahrenden Zuges zu berücksichtigen, wird sicherheitshalber mit  $B = G_z \cdot s$  kg gerechnet. Ein künstliches Erhöhen der Pufferkräfte durch Zurückdrücken der Lokomotive ist nur bei dem leichten Zug nötig. Die Bremskraft beträgt dann  $B = G_z (s + w)$  kg. Für einen 1200 t-Zug und eine mittlere Rampenneigung von  $1:130$  oder  $7,7\text{‰}$  ergibt sich die Bremskraft  $B = 1200 \cdot 7,7 = 9230$  kg, ein 600 t-Zug erzeugt nach dem vollständigen Stauchen den Druck  $B = 600 (7,7 + 3) = 6410$  kg. Die von einer Balkengleisbremse auf ein Rad ausgeübte Bremskraft beträgt  $B_1 = D \cdot \mu \cdot \rho$ , wobei  $D$  die Anpreßkraft,  $\mu$  der Reibungswert und  $\rho$  der sogenannte Rollfaktor ist, der von den Maßen der Radseitenflächen und Bremsschienen und deren gegenseitigen Lage abhängig ist. Bei der gewichtsautomatischen Gleisbremse System Thyssenhütte, die in Duisburg-Hochfeld (Süd) verwendet wird, wird die Anpreßkraft  $D$  durch die Radkraft  $R$  erzeugt. Das Übersetzungsverhältnis  $n = \frac{D}{R}$  ist von der

Neigung der Innenschiene abhängig. Es wurde von Bansen (Dissertation Dresden, S. 31) für  $R = 2,5$  t, den 10 t-Wagen, zu 3,3 und für  $R = 5,0$  t, den 20 t-Wagen zu 2,86 ermittelt. In derselben Arbeit ist auf S. 48 der Rollfaktor  $\rho$  mit 0,64 angegeben und für  $\mu$  hat sich bei der Bremsung ablaufender Wagen nach S. 45 als Mittelwert 0,165 ergeben. Da  $\mu$  mit abnehmender Geschwindigkeit und kleiner werdendem Bremsdruck wächst, kann bei Bremsung in der Ruhe für schwere Wagen  $\mu_s = 0,170$  und für leichte Wagen  $\mu_l = 0,190$  angenommen werden. Mit diesen Zahlenwerten ist die Bremswirkung, wenn schwere Wagen in der Bremse stehen,  $b_s = \frac{B_1}{R} =$

$= n \cdot \mu_s \cdot \rho = 2,86 \cdot 0,170 \cdot 0,64 = 0,311$ , und für den 10-Tonner ergibt sich  $b_l = 3,3 \cdot 0,190 \cdot 0,64 = 0,400$ . Werden  $a$  Achsen gebremst, so beträgt die Bremskraft  $B = a \cdot 2 R \cdot b$ . Danach läßt sich die erforderliche Länge der Haltebremse ermitteln, denn für schwere Züge ist  $a = \frac{B}{2 R b} = \frac{9230}{2 \cdot 5000 \cdot 0,311} \cong 3$  und

für leichte Züge ist  $a = \frac{6410}{2 \cdot 2500 \cdot 0,4} \cong 3$ . Die Bremse muß also in jedem Fall drei Achsen fassen können, wozu eine Länge von 12 m genügt.

Für das langsame Vorrücken des Zuges genügt es, wenn im ungünstigsten Falle die Bremskraft nicht kleiner als die Beschleunigungskraft ist. Die größte mittlere Neigung des vorrückenden Zuges ist dann vorhanden, wenn dieser die Zulaufbremse erreicht. Dann ist bei einem Profil 3. Grades mit einer mittleren Neigung der Zulaufanlage von  $7,7\text{‰}$   $s_{mz} = 8,65\text{‰}$ , so daß ein schwerer Zug die Beschleunigungskraft  $G(s_m - w_m) = 1200 (8,65 - 3,0) = 6780,0$  kg erzeugt, während die Haltebremse die Verzögerungskraft  $B = a \cdot 2 R \cdot b = a \cdot 2 R \cdot n \cdot \mu_s \cdot \rho = 3 \cdot 8000 \cdot 3,0 \cdot 0,165 \cdot 0,64 = 7600$  kg ausübt.

Bei Regelung der Zulaufbewegung soll der Zug von der Geschwindigkeit  $v_0$  auf  $l_b$  m zum Stehen kommen. Dabei ist die Bewegungsenergie  $\frac{m v_0^2}{2} = \frac{G_z \cdot v_0^2}{2 \cdot g'}$  durch die Bremsarbeit  $\Sigma G_b \cdot b \cdot l_b$  zu vernichten. Da während der Bremsung auch die Gefällkraft  $G_z (s - w)$  zu überwinden ist, so lautet die Arbeitsgleichung:

$$\frac{G_z \cdot v_0^2}{2 g'} + \frac{G_z (s - w)}{1000} \cdot l_b = \Sigma G_b \cdot b \cdot l_b$$

\*) Verkehrstechn. Woche 1933, S. 268 ff.

Das Gewicht der gebremsten Achsen ist

$$\Sigma G_b = \frac{G_z \left( \frac{v_o^2}{2g'} + \frac{s-w}{1000} \cdot l_b \right)}{b \cdot l_b}$$

Den ungünstigsten Wert ergibt ein schwerer Zug, der auf möglichst kurzem Wege halten soll. Es wird deshalb angenommen  $G_z = 1200 \text{ t}$ ,  $v_o = 1.5 \text{ m/sec}$ ,  $s_m = 8.65\%$ ,  $w = 3 \text{ kg/t}$ ,  $l_b = 25 \text{ m}$ ,  $b = 0,311$ .

$$\text{Dann ist } \Sigma G_b = \frac{1200 \left( \frac{2.25}{2 \cdot 9.3} + \frac{8.65 - 3}{1000} \cdot 25 \right)}{0,311 \cdot 25} = 40,4 \text{ t.}$$

Stehen 16 t-Wagen in der Bremse (eine ungünstigere Annahme braucht bei einem schweren Zug nicht gemacht zu werden), so genügt eine Länge der Gleisbremse von 20 m, auf der fünf Achsen zugleich stehen können.

## II. Die Zuführungszone.

Schließt der Ablaufkopf unmittelbar an die Anlauframpe an, so laufen die Wagen nach Ingangsetzen des Zuges sofort ab. Besondere Zulaufbremsen sind nicht erforderlich, das Vorrücken des Zuges entfällt. Die Wagen haben aber einen langen Ablaufweg zurückzulegen, da ihr Ablaufpunkt oberhalb der Weichenstraßen liegt. Soll dieser Weg verkürzt werden, so ist als Zwischenstrecke die Vorrückzone mit Zulaufbremsen anzuordnen. Dabei ergibt sich aber eine Verlängerung und somit auch eine Erhöhung der ganzen Zulaufanlage, um welche die einfahrenden Züge zu heben sind.

Die Entscheidung, welche Ausführung zu bevorzugen ist, soll deshalb nach einem wirtschaftlichen und betrieblichen Vergleich gefällt werden, der nach Bemessung der Vorrückzone durchgeführt wird.

### 1. Die Bemessung der Vorrückrampe.

Die Neigung der Vorrückrampe muß so stark sein, daß der auf der Anlauframpe in Bewegung gekommene Zug nicht wieder zum Stehen kommt. Rückt ein längerer Zug nach dem Ablaufpunkt vor, so ist das allerdings nicht zu befürchten, da der steile Teil der Anlauframpe noch wirksam bleibt. Ein ungünstiger Fall tritt ein, wenn ein Zug zugeführt wird, der nicht länger ist als die Vorrückstrecke. Sein Widerstand beträgt bei ungünstigen Witterungsverhältnissen etwa 5 kg/t. Die Zulaufstrecke muß aber auch so stark geneigt sein, daß eine Gruppe schlecht laufender Wagen, die während des Ablaufs auf ihr angehalten werden mußte, wieder von selbst anläuft. Hierfür genügt eine Neigung von 1:130, da die Wagen in den Weichenstraßen in der Regel nicht so lange gestanden haben, daß der Lagerwiderstand gestiegen ist. Der Übergangsstrecke von der Vorrückstrecke nach der Ablauframpe von etwa 25 m Länge, auf der die Zulaufbremse liegt, ist eine Neigung von  $\sim 15\%$  zu geben, damit sich die Wagen möglichst stark beschleunigen.

Die Länge der Vorrückzone hängt von dem Gleisplan ab. Die Zulaufstrecke beginnt etwa 60 m oberhalb des Merkzeichens der ersten Weiche, damit Lokomotive und Packwagen des eingefahrenen Zuges noch Platz haben und außerdem der nach den Richtlinien für Rangierbahnhöfe erforderliche Spielraum von 20 m noch vorhanden ist.

Um die Länge der Zulaufstrecke und namentlich die Lage des Ablaufpunktes im Gleisplan festzustellen, war vor allem die Ablauframpe in Einklang mit der Gleisanlage zu bringen. Die Neigung des Berges ist jedoch dabei nicht von Bedeutung.

Die Verbindung von Einfahr- und Richtungsgleisen wird von den Zuführungsweichen der Einfahrgruppe und den Verteilungsweichen der Richtungsgruppe gebildet. Dem Übergang von der einen zur anderen Gruppe dient entweder das Weichenkreuz (Abb. 4. Taf. 30) — es liegen dann an der

engsten Stelle zwei Gleisstränge nebeneinander — oder es werden beide Gleisgruppen in einem einzigen Strang zusammengezogen (Abb. 5, Taf. 30).

Im ersten Fall ist es für die Entwicklung der Gleisbüschel ablauftechnisch am günstigsten, wenn die bergseitigen Weichen des Kreuzes auf die Steilstrecke der Ablauframpe gelegt werden. Der Ablaufpunkt liegt dann oberhalb dieser Weichen\*).

Bei nur einem Verbindungsstrang kann die erste Verteilungsweiche entweder auf der Zwischenneigung oder auf der Steilstrecke der Ablauframpe angeordnet werden. Es wurde nur die ablauftechnisch günstigere Form skizziert.

Die Gleispläne wurden für acht Einlaufgleise entworfen. Die Maße von Länge und Höhe der Zulaufstrecke wurden auch für sechs Gleise eingetragen. Weniger als fünf Einfahrgleise werden nach den „Richtlinien für Verschiebebahnhöfe“ im allgemeinen nicht angeordnet.

Bei dem Entwurf der Weichenentwicklung in der Zulaufzone wurde die Gegeneinfahrt in  $\left( \frac{n}{2} + 1 \right)$  Einfahrgleise vorgesehen, wenn n deren Gesamtzahl ist. Außerdem war für die Zuglokomotive ein Fahrweg zum Verlassen der Einfahrgruppe einzulegen, der in ein Verkehrsgleis einmündet.

Die Halte- und Zulaufbremsen wurden in gleicher Höhe angeordnet, um zu vermeiden, daß für die verschiedenen Ablaufgleise die Höhe des Berges sowie die Laufweiten bis zur nächsten Ablaufbremse verschieden sind. Es würde hierdurch nur die Arbeit der Bremswärter erschwert.

Die Maße der Vergleichsstrecke sind in folgender Zahlentafel zusammengestellt worden:

	Anlage mit Vorrückstrecke		Anlage ohne Vorrückstrecke		$\Delta l$ $\Delta h$	
	6 Gleise	8 Gleise	6 Gleise	8 Gleise	6 Gleise	8 Gleise
Ein Zuführungs-gleis	184,5	212,0	164,5	192,0	20,0 0,15	20,0 0,15
Zwei Zuführungs-gleise	173,4	200,9	114,0	141,5	59,4 0,46	59,4 0,46

Die Erhöhung der Rampe durch Anordnung besonderer Zulaufbremsen beträgt bei einem Strang 15 cm, bei zwei Ablaufgleisen 46 cm.

### 2. Vergleich von Anlagen mit und ohne Vorrückstrecke.

Der Vergleich der Kosten einer Anlage mit Vorrückzone und einer solchen mit unmittelbarem Ablauf ergibt Unterschiede in der Zugförderung und in den Bremskosten.

Die hier in Frage kommenden Förderungskosten sind etwa doppelt so hoch wie die Kosten des Kohlenverbrauchs\*\*). Dieser ergibt sich für die Lokomotive G 56,16 (G 12), die einen 1200 t-Zug auf der Neigung von 10% mit etwa 18 km/h Geschwindigkeit zieht, nach der  $L_{IV}$ -Tafel zu 0,34 kg Kohle in der Sekunde. Danach wird die Höhe von 0,15 m in 3,0 Sek. und 0,46 m in 9,2 Sek. überwunden, wobei 1,02 kg bzw. 3,13 kg Kohle verbraucht werden. Wenn täglich 100 Züge einlaufen, entstehen im Jahre an 305 Betriebstagen 2.305.100.1,02.0,025 = 4770  $\mathcal{R}\mathcal{M}$  bzw. 2.305.100.3.13.0,025 = 4770  $\mathcal{R}\mathcal{M}$  zusätzliche Zugförderkosten bei Anordnung der Vorrückzone.

Für den überschläglichen Vergleich der Bremskosten werden die Zahlenwerte benutzt, die Professor Ammann im

\* ) Müller, Die Gestaltung des Ablaufprofils, Verkehrs-techn. Woche 1930, S. 631 ff.

\*\* ) Neuere Methoden für die Betriebsuntersuchungen der Bahnanlagen, S. 22.

Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931. S. 216 angibt. Die Anlagekosten für einen laufenden Meter Gleisbremse betragen danach 3000 *R.M.* Für Verzinsung, Tilgung und Unterhaltung werden 17.5% in Rechnung gesetzt. Die Bedienungsmannschaft ist in beiden Fällen dieselbe. Die Haltebremsen der Anlage mit Vorrückstrecke sind nach Teil I 12 m, die Zulaufbremsen beider Ausführungen 20 m lang.

Der Kostenvergleich ergibt dann folgendes Bild:

	Bremskosten				Unterschied der			
	mit Vorrückstrecke		ohne Vorrückstrecke		Bremskosten		Zugförderkosten	
	6 Gleise	8 Gleise	6 Gleise	8 Gleise	6 Gleise	8 Gleise	6 Gleise	8 Gleise
Ein Zuführungsgleis	48300	60900	63000	84000	-14700	-23100	+1550	+1550
Zwei Zuführungsgleise	58800	71400	63000	84000	-4200	-12600	+4770	+4770

Der Vergleich ergibt wohl erhebliche Mehrkosten der Gleisbremsen bei einer Anlage ohne Vorrückstrecke, die aber bei zwei Zuführungsgleisen und sechs Einfahrgleisen durch die Zugförderkosten wieder ausgeglichen werden. Bei acht Einfahrgleisen ist ein klarer wirtschaftlicher Vorteil der Anlage mit Vorrückstrecke zu erkennen.

Ganz ungünstig ist bei Vorhandensein der Vorrückstrecke die Regelung des Zulaufs mit der Gleisbremse am Fuß der Anlauframpe. Diese Betriebsweise bedingt einen zusätzlichen Posten, der die Wagen mittels einer Gleisauflage am Ablaufpunkt zu stauchen hat, damit die Kupplungen ausgehoben werden können. Für diese Tätigkeit sind am Tage mindestens zwei Mann erforderlich, wodurch die Personalkosten um  $2.12.1.5.222 = 8000 \text{ R.M./Jahr}$  erhöht werden\*). Bremskosten und Zugförderkosten haben den jeweils höheren Wert.

Bei Untersuchung der betriebstechnischen Verhältnisse von Anlagen mit und ohne Vorrückstrecke ist einmal festzustellen, ob die zusätzliche Zwischenbewegung des Vorrückens die glatte Abwicklung des Zerlegungsbetriebes beeinträchtigt. Das Heranholen eines Zuges an den Ablaufpunkt ist aber schon möglich, wenn die letzten Wagen des vorher zerlegten Zuges noch in der Zulaufbremse stehen. Besonders bei zwei Ablaufgleisen kann der nächste Zug schon so zeitig bereitgestellt werden, daß gar keine Zwischenzeiten entstehen.

Die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlage hängt außer von den Zwischenzeiten auch von der Zuführungsgeschwindigkeit ab. Es ist deshalb zu untersuchen, welche Abdrückgeschwindigkeiten bei einer Anlage mit Vorrückstrecke, steiler Ablauframpe und kleiner Ablaufzone und einer solchen ohne Vorrückzone und daher langem und flachem Ablaufwege etwa angewendet werden können. Sie sind abhängig von dem Maße, in dem sich zwei nacheinander ablaufende Wagen in der Brems- und Verteilungszone voneinander trennen, denn sowohl zum Abbremsen eines Wagens als auch zur Bedienung einer Weiche zwischen 2 Abläufen ist ein bestimmter Abstand erforderlich. Es mußte deshalb eine möglichst anschauliche Darstellung des Verlaufes der Wagenentrennung gefunden werden, die eine Gegenüberstellung der Ergebnisse für verschiedene Zuführungsgeschwindigkeiten und verschiedene Rampenneigungen gestattet. Auch war der Einfluß ungünstiger Witterung auf den Wagenablauf zu berücksichtigen, der gerade bei flachgeneigten

Ablauframpen ausschlaggebend ist. Diese Aufgabe wurde mit Hilfe der Linien der Wagenabstände gelöst, die zwei hintereinander laufende Wagen während ihres Ablaufes haben (Abb. 7). Über dem jeweiligen Orte des Nachläufers wird die Entfernung, die der Vorläufer in diesem Augenblick hat, als Ordinate aufgetragen. Sie ist aus den Zeit-Weg-Linien abzugreifen.

Als Vorläufer wurde wie üblich ein Schlechtläufer (leerer G), als Nachläufer ein beladener O-Wagen angenommen. Zum Umstellen einer Weiche (angenommen Kraftstellwerke ohne schnell umlaufende Motore) genügt ein Wagenabstand von 25 m, der sich aus 5,0 m Zungenlänge, 4.5 m Achsabstand und einer Strecke von 15 m zusammensetzt, die für die Zeit des Orientierens und Umstellens, etwa 2.5 Sek., vorhanden sein muß, wenn der Nachläufer die Geschwindigkeit 6 m/Sek. hat. Die Sperrstrecke von 25 m genügt auch zur Bedienung einer Gleisbremse.

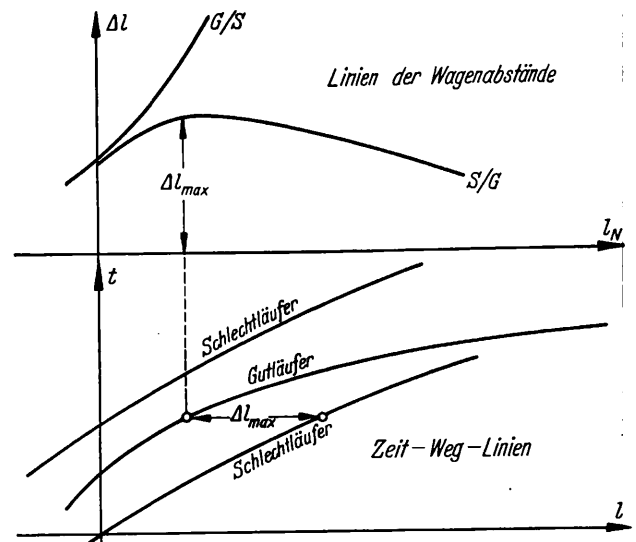


Abb. 7. Linien der Wagenabstände.

Aus den Linien der Wagenabstände ist zu ersehen, an welchen Punkten des Laufweges dieser Abstand erreicht ist und bis zu welcher Entfernung er erhalten bleibt (Abb. 4, Taf. 30).

Die Längsprofile wurden für eine mittlere Bahnhofsneigung von 10‰ gezeichnet (Abb. 1).

Bei der Anlage mit Vorrückstrecke ist die Anordnung eines Ablaufprofils möglich, das die Erzielung hoher Leistungsfähigkeit gewährleistet\*). Auch bei fehlender Vorrückstrecke würde eine kurze Steilrampe gute Dienste leisten. Der Wagenabstand braucht aber hier erst bei einem weit längeren Laufweg den gewünschten Wert zu haben, da zunächst die Weichenstraße der Einfahrgleise zu durchlaufen ist. Außerdem darf die Rampe nur so steil oder so lang sein, daß die in Gegenrichtung einfahrenden Züge die Neigung bewältigen. Wird die skizzierte Anordnung gewählt, so beträgt die größte mittlere Steigung eines 540 m-Zuges 11‰, wenn die Anlauf-rampe ein  $s_m$  von 8‰ hat.

In Abb. 4 der Tafel wurden die Abstandslinien für normale und ungünstige Witterung aufgetragen. Als Ergebnis ist festzustellen: Die Anlage mit Steilrampe erlaubt die Abdrückgeschwindigkeiten 1,5 m/Sek. bzw. 1,0 m/Sek., wenn der Abstand nach rund 130 m Laufweg durch Bremsen des Nachläufers erhöht wird.

Auf der Anlage mit Flachrampe wird bei gewöhnlichen Widerständen  $v_0 = 1,0 \text{ m/Sek.}$  erreicht. Hohe Laufwiderstände und Gegenwind bedingen jedoch mehrere Bremsstaffeln.

\*) Müller, Gestaltung des Ablaufprofils, Verkehrstechn. Woche 1930, S. 631; Nebelung, Der Bahningenieur 1935, S. 132.

\*) Müller, „Neuere Methoden“. S. 34.



außerdem kann nur ganz langsam ( $v_0 = 0,5 \text{ m/Sek.}$ ) zugeführt werden. Die wesentliche Erschwerung der Ablaufverhältnisse im Winter aber ist ein entscheidender Nachteil der Flachrampe. Wenn auch die mittleren Zuführungsgeschwindigkeiten etwas höher liegen, so ist doch der schnelleren Betriebsmöglichkeit der Vorzug zu geben. Einmal wird schnellerer Wagenlauf gewährleistet: außerdem ergibt sich diese Form der Zuführungszone nach folgender Überlegung: Bei längerer Zerlegungsdauer eines Zuges werden mehr Einfahrgeleise gebraucht. Damit wieder wird die Weichenzone und zugleich der Ablaufpunkt noch weiter zurück verlegt, wodurch sich eine immer kleinere Ablaufgeschwindigkeit ergibt.

Die Tatsache, daß die Berghöhe der Flachrampe größer ist als die der Steilrampe, bedeutet keine Verbesserung, da die Vorrückstrecke mit  $7,7\text{‰}$  nicht steiler als die Widerstandslinie eines Schlechtläufers bei ungünstiger Witterung ist. Dieser kann deshalb auch nicht weiter laufen als dann, wenn der Ablaufpunkt im Engpaß zwischen Zuführungs- und Verteilungsweichen liegt.

Die Anordnung einer besonderen Vorrückzone ist also auch betriebstechnisch gerechtfertigt.

### III. Die Seilanlage\*).

Die Anlage einer Anlauframpe setzt eine bestimmte Konstruktionshöhe voraus. Steht diese nicht zur Verfügung, so ist das Anrollen durch äußere Kräfte zu regeln, die auf den Zug zu übertragen sind. Bei der Seilanlage geschieht das mittels eines endlosen Seiles, das durch Maschinenkraft angetrieben wird. Die Verbindung mit dem Zug stellt der Seilwagen her. An diesem wird der auf der schrägen Rampe stehende Zug mit seinem oberen Ende befestigt. Das ergibt ein Strecken des ganzen Zuges. Beim Ingangsetzen drückt der Seilwagen die Wagen des Zuges an, die nacheinander in Gang kommen, bis der ganze Zug gestaucht ist. Es spielt sich also gerade der entgegengesetzte Vorgang ab wie beim Anlauf eines auf der Anlauframpe stehenden Zuges, und es liegt die Frage nahe, ob auch hier eine Ausnutzung der natürlichen Anlaufkräfte möglich ist.

Da beim gestreckten Zug keine Federkräfte wirken, bleibt nur zu untersuchen, ob die Gestaltung des Rampenprofils auf die Größe der Gefällkräfte Einfluß hat. Wie schon im Abschnitt „Formgebung der Anlauframpe“ gesagt wurde, müssen die Beschleunigungskräfte des Zugumpfes am Anfang der Bewegung möglichst groß sein. Der obere Zugteil also muß

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Die Rationalisierung des Verschiebebahnhofs Dresden-Friedrichstadt, 1931, Heft 1/2.  
Fro hne, Die Ablaufanlage Chemnitz-Hilbersdorf, Verkehrstechn. Woche 1931, S. 121.

## Bewertung der Gleisverbindungen S 49 nach dem „Ruck“.

Von Dr. Ing. Rudolf Vogel, Gesellschaft für Oberbauforschung, Berlin.

Zur Erleichterung des Verständnisses sei zunächst bereits Bekanntes ins Gedächtnis zurückgerufen:

Die höchstzulässige Fahrgeschwindigkeit in Gleisbögen ist — im wesentlichen — von zwei Faktoren abhängig: erstens von der durch Überhöhung nicht ausgeglichenen Fliehkraft (Beschleunigung)  $p_A$ , zweitens von der Zeit, in der die Beschleunigung von 0 bis  $p_A$  ansteigt, die Beschleunigungsänderung  $\psi$ . Der Übergangsbogen verlängert die Zeit des Anwachsenders der Fliehkraft auf  $p_A$ , daher ist in Streckengleisbögen in der Regel nicht  $\psi$ , sondern  $p_A$  für die Höchstgeschwindigkeit entscheidend. In Weichenbögen aber, die keine Übergangsbögen besitzen, und in Gleisverbindungen ist die Fahrgeschwindigkeit teils von  $p_A$ , teils von  $\psi$  abhängig. Es soll im folgenden versucht werden, angenähert festzustellen, wann  $p_A$  und wann  $\psi$  bei Gleisverbindungen, gebildet aus einfachen

auf größerem Gefälle stehen als der untere. Die oberen Wagen, die beim Zusammenstauchen des Zuges weiter laufen als die unteren — der Weg jedes Wagens ist gleich der Summe aus den Kupplungsstreckungen des unter ihm befindlichen Zugteiles — erhalten dadurch schneller Bewegungsenergie, die das Anlaufen erleichtert. Die aufzuwendende künstliche Druckkraft wird damit geringer als bei gleichbleibender Neigung.

Wie aus Abb. 8 hervorgeht, würde hier ein konkaves Profil am Platze sein. Diese Gestaltung der Rampe scheidet jedoch an der Bedingung, daß mit dem Seilwagen auch Zugkräfte auf den Zug zu übertragen sind. Dabei würde der

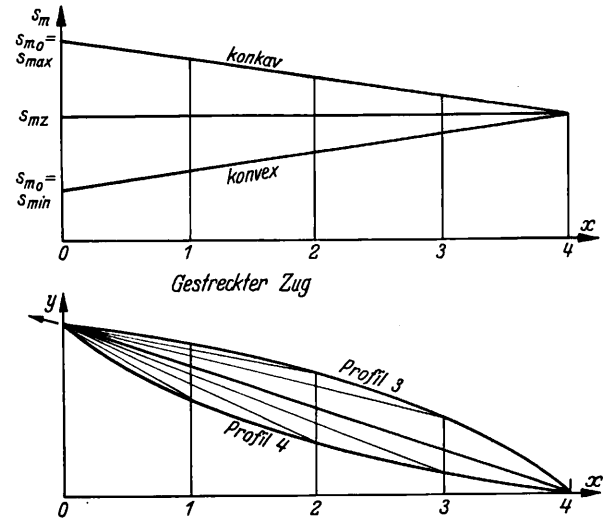


Abb. 8. Verlauf der  $s_m$ -Werte für konvexes und konkaves Profil.

Seilwagen leicht ausgehoben werden können; schon bei gerader Rampe bereitete seine Konstruktion deshalb Schwierigkeiten. Es ist also zweckmäßiger, bei Einbau einer Seilanlage eine durchgehende Neigung beizubehalten und damit auf eine günstigere Wirkung der Gefällkräfte zu verzichten.

### IV. Der Vorteil der Anlauframpe.

Der Anlauframpe kann eine Form gegeben werden, durch die die Bewegung nicht nur eingeleitet wird, die vielmehr auch bei der anschließenden Bewegung des Vorrückens eine ausreichende Beschleunigungskraft des Zuges gewährleistet, da die Neigungen nach vorn zu anwachsen. Die mittlere Neigung der Rampe liegt so weit unter dem Durchschnittsgefälle des Bahnhofs, daß für die Ausbildung einer leistungsfähigen Ablaufanlage genügend Höhe zur Verfügung steht. Die günstige Ausnutzung der natürlichen Kräfte aber ist vor allem betriebswirtschaftlich von ausschlaggebender Bedeutung.

Weichen S 49 mit 190, 300, 500 und 1200 m Halbmesser in Grundform, d. h. unverbogen und ohne Überhöhung verlegt, entscheidend ist.

Nach Jaehn\*) beträgt die Fliehkraft (Beschleunigung) in Gleisbögen ohne Überhöhung (Weichenbögen)

$$p_A = \frac{V^2}{12,96 R} \text{ in m/sec}^2,$$

worin  $V$  die Fahrgeschwindigkeit in km/h und  $R$  der Bogenhalbmesser in m ist.  $p_A \leq 0,4 \text{ m/sec}^2$  wird erfahrungsgemäß vom Reisenden nicht empfunden;  $p_A = 0,6$  bis  $0,65 \text{ m/sec}^2$  darf als gut erträglich gelten. Es hat sich eingebürgert, für die Berechnung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit in

\*) Monatsschrift der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung, November 1932.

Weichen und teilweise auch Streckengleisen  $p_A = 0,654 \text{ m/sec}^2$  zu setzen. Dieser Wert ergibt in der Überhöhungsformel

$$h = \frac{11,8 V^2}{R} - c$$

für  $c$  das runde Maß von 100 mm. Die für Weichenbogen mit Rücksicht auf  $p_A$  zulässige Fahrgeschwindigkeit errechnet sich danach zu

$$1) \dots V \leq \sqrt{12,96 \cdot R \cdot 0,654} \approx 2,91 \sqrt{R} \text{ in km/h.}$$

Fährt ein Fahrzeug von der geführten Länge  $a$  in einen Kreisbogen ein, dann braucht es nach Jaehn\*) die Zeit  $t = \frac{a}{v} = \frac{3,6 a}{V}$ , um von  $p_A = 0$  auf  $p_A = \frac{V^2}{12,96 R}$  zu kommen. Es ist daher die Beschleunigungsänderung, von Melchior\*\*) kurz „Ruck“ genannt:

$$\psi = \frac{p_A}{t} = \frac{V^2}{12,96 R} \cdot \frac{V}{3,6 a} = \frac{V^3}{46,66 R a} \text{ in m/sec}^3.$$

Die geführte Länge  $a$  in Meter kommt bei Drehgestellfahrzeugen etwa dem Drehzapfenabstand gleich, sie beträgt z. B. bei neuzeitlichen D-Zugwagen etwa 15 m. Während des Einschwenkens beschreibt der momentane Drehpol nach Abb. 1 eine asymptotische Kurve. Er liegt bei Stellung 1 im Unendlichen, bei Stellung 2 auf der Polkurve in  $M_2$  und nach vollendetem Einschwenken (Stellung 3) in  $M_3$ , dem Mittelpunkt des Kreises, der bis zum Bogenende Schwenkmittelpunkt des ganzen Systems bleibt. Das zugehörige Bild für die Beschleunigung  $p_A$  zeigt Abb. 1a. Ist das zulässige  $\psi$  bekannt, dann wird

$$2) \dots V \leq \sqrt[3]{46,66 \cdot \psi \cdot a \cdot R} \approx 3,6 \sqrt[3]{\psi \cdot a \cdot R} \text{ in km/h.}$$

Die Abhängigkeit von  $a$  deutet an, daß die Fahrgeschwindigkeit bei gleichem  $\psi$  für alle Fahrzeuge verschieden ausfällt. Aber auch  $\psi$  ist kein gleichbleibender Wert. Die Erfahrung allein kann darüber Aufschluß geben, welcher „Ruck“ als erträglich gelten darf. Dabei kommt es darauf an, welche Körperlage des Reisenden zu berücksichtigen ist. Es liegt auf der Hand, daß Gleichgewichtsstörungen im Sitzen leichter überwunden werden als im Stehen oder Gehen. Ferner kommt es darauf an, ob man auf die Beschleunigungsänderung vorbereitet ist oder nicht. Der Lokomotivführer, der den Gleisbogen kommen sieht, stellt sich ganz unbewußt auf den Ruck ein, ebenso der Fahrgast im Auto. Beide können daher, ohne sich belästigt zu fühlen, ein ungleich höheres  $\psi$  vertragen als der Reisende im Innern eines Zuges. Weiterhin merkt der im Abteil sitzende Fahrgast noch nichts von der Einfahrt in einen Weichenbogen, wenn der zum Speisewagen gehende Reisende schon seit tänzerische Bewegungen macht. Schließlich sind auch die Ansprüche an den Grad der Annehmlichkeit des Reisens außerordentlich verschieden. Immerhin gibt es Grenzen, deren Überschreitung auch dem Unempfindlichsten nicht zusagt. Ein Fußtritt des Nachbarn, der das Gleichgewicht verlor, ist manchmal sehr „eindrucks“voll; ich spreche aus Erfahrung.

Die Abhängigkeit vom Gefühlsmäßigen macht die Aufgabe, eine rechnerisch verwertbare obere Grenze für  $\psi$  festzustellen, sehr schwierig. Sie wird auch nicht durch Aufnahme von Diagrammen erleichtert. Gute Meßgeräte können wohl Vergleiche zuverlässiger machen; den Maßstab dafür, was erträglich ist, geben sie aber nicht, sondern immer wieder nur gefühlsmäßige Eindrücke. Im übrigen ist es recht kostspielig, die Rucke beim Befahren der vielen vorkommenden Bogenanfänge und -enden in den verschiedensten Fahrzeugen mit verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten auf dem Versuchswege

\*) Monatschrift der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung, November 1932.

\*\*) „Der Ruck“, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1928, Nr. 50.

zu ermitteln. Denn jeder Einzelfall verlangt zahlreiche Wiederholungen, damit ein verwertbares Mittel entsteht. Das bedeutet: viele Tausende von Meßfahrten. In dieser Feststellung liegt zugleich die Antwort auf die naheliegende Frage: Warum berechnen, wenn man messen kann?

Die Rechnung wieder hat ihre Schwächen. Die oben genannte Formel 2) erfaßt nicht alle Faktoren, die den Ruck beeinflussen (um nur einige zu nennen: Eigenheiten der Fahrzeugfederung, Sinuswellenlauf der Fahrzeuge in der vorausgehenden Geraden und Richtungssinn dieser Wellen am Bogenbeginn, Ausmaße der Wellen, die vom Abnutzungsgrad der Radreifen und Schienen abhängig sind usw.). Formel 2) beruht ferner auf der Voraussetzung, daß das Einschwenken beginnt, wenn der vordere Führungspunkt am Bogenanfang angekommen ist. In Wirklichkeit setzt die Schwenkbewegung erst etwas hinter dem Bogenanfang ein, und zwar dann, wenn das erste Rad auf die Bogenaußenschiene auftrifft. Da das Fahrspiel, die Ursache dieser Vorverlegung des Schwenkanfanges, überall annähernd gleich ist, wächst die Entfernung des Auftreffpunktes vom Bogenanfang mit  $\sqrt{R}$ . Der Drehpol kommt sprunghaft aus dem Unendlichen. Bei Drehgestellfahrzeugen verursacht das aber keine nennenswerte Ungenauigkeit, weil der vordere Führungspunkt um den halben Drehgestellachstand hinter der ersten Achse liegt. Bei kurzen zweiachsigen Fahrzeugen macht das aber viel aus. Die Wirkung ist ähnlich wie bei Vorschaltung eines Bogens mit kleinerem Halbmesser und strenger Führung. Die Rucke werden dadurch praktisch kräftiger; andererseits mildert sie die Federung des Fahrzeuges. Dadurch ist es immerhin möglich, daß die Formel 2) auch bei kurzen Fahrzeugen zu einigermaßen mit der Wirklichkeit übereinstimmenden Werten führt. Für lange Fahrzeuge, die im folgenden die entscheidende Rolle spielen, ist sie zweifellos brauchbar.

Vielleicht ist es möglich, auch die Nebenwirkungen auf den Ruck (tatsächlicher Schwenkanfang, Federung usw.) formelmäßig zu erfassen. Für das, was hier behandelt werden soll, genügt aber eine verhältnismäßig rohe Einschätzung des Höchstwertes von  $\psi$ . Um ein eigenes Urteil zu gewinnen, habe ich über mehrere Jahre bei jeder Reise in D- und FD-Zügen Beobachtungen angestellt und — zur Sicherheit — die gewonnenen Eindrücke mit denen anderer Reisenden verglichen. Die meisten verwertbaren Beobachtungen erstrecken sich auf Einfahrten in einfache Weichen S 49—500—1:12 in Wagen mit 14,4 m Drehzapfenabstand bei Geschwindigkeiten von 55 bis über 70 km/h. Bis zu  $V = 65 \text{ km/h}$  ( $\psi$  rechnerisch =  $\psi_r = 0,82 \text{ m/sec}^3$ ) empfand ich im Durchschnitt die Rucke als in keiner Weise belästigend. Selbst Gebrechliche können durch solche Rucke auf dem Wege zum Speisewagen schwerlich gefährdet werden. Bei  $V = 70 \text{ km/h}$  ( $\psi_r = 1,02 \text{ m/sec}^3$ ) war im Stehen das Gleichgewicht noch eben zu halten;  $V > 70 \text{ km/h}$  (nur zweimal beobachtet) brachte aber Rucke ein, die nicht mehr als erträglich gelten können. Hiernach schien die Grenze des Erträglichen etwa bei  $\psi = 1 \text{ m/sec}^3$  zu liegen.

Unsicher bleibt bei den Beobachtungen in Weichen 500—1:12 und Wagen mit  $a = 14,4 \text{ m}$ , ob die kräftige Gleichgewichtsstörung bei  $V > 70 \text{ km/h}$  wirklich durch die starke Beschleunigungsänderung  $\psi$  oder durch die hohe Beschleunigung  $p_A$ , die schon  $V = 70 \text{ km/h}$  auf über  $0,75 \text{ m/sec}^2$  treibt, verursacht wurde. Versuchsfahrten in Weichen 1200—1:18,5, die in neuester Zeit stattfanden, haben gezeigt, daß auch noch bei  $V = 100 \text{ km/h}$  in Wagen mit 14,4 m Drehzapfenabstand die Rucke selbst für stehende Fahrgäste erträglich sind. Es bleibt dabei  $p_A$  etwas unter  $0,65 \text{ m/sec}^2$ ,  $\psi$  ist aber fast  $1\frac{1}{4} \text{ m/sec}^3$ . Danach scheint tatsächlich das hohe  $p_A$  bei  $V > 70 \text{ km/h}$  in Weichen 500—1:12 die Gleichgewichtsstörung in erster Linie verursacht zu haben. Bestätigen weitere Versuchsfahrten in Weichen 1200—1:18,5 die oben geschilderten günstigen Er-

Abb. 1.

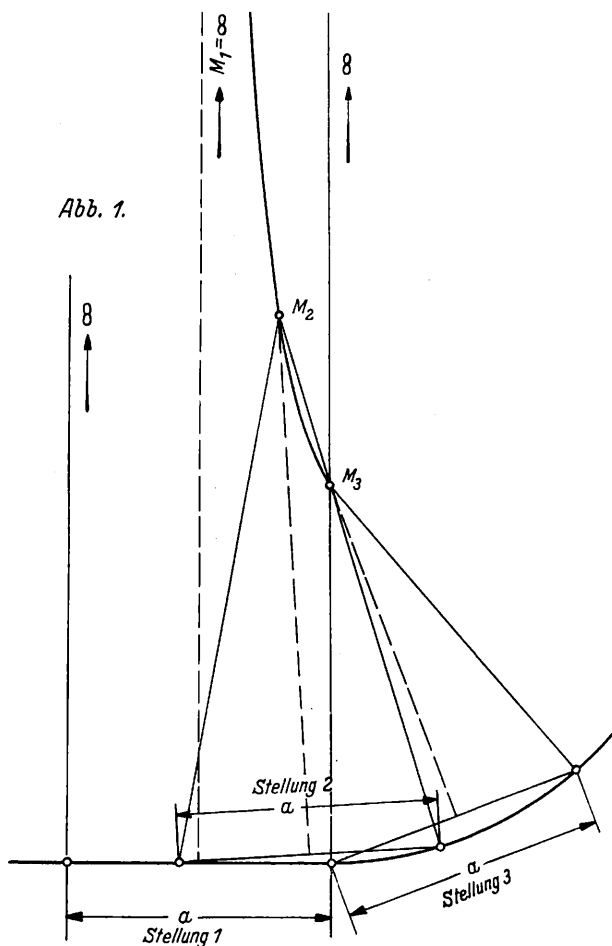


Abb. 1a.

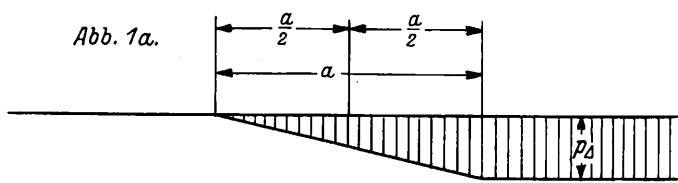


Abb. 3.

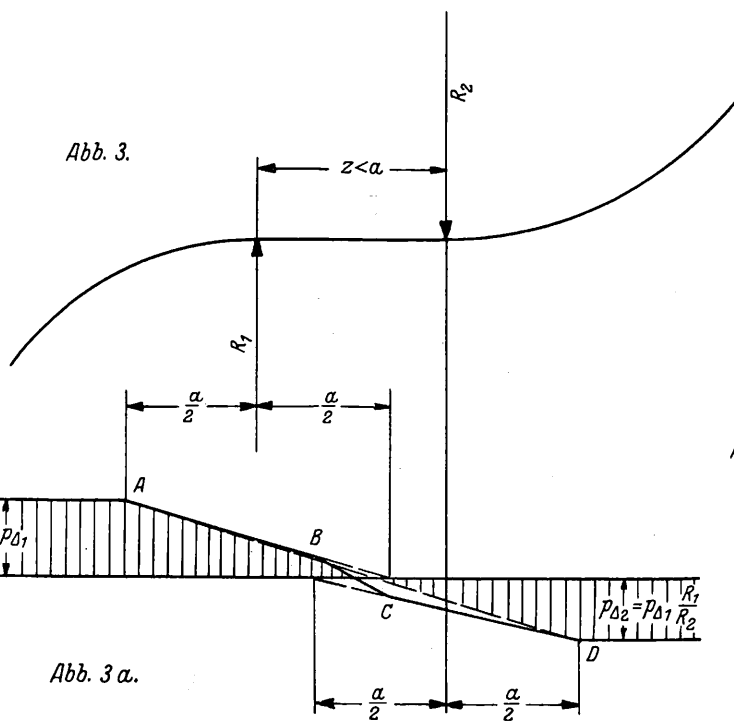


Abb. 3a.



Abb. 2.

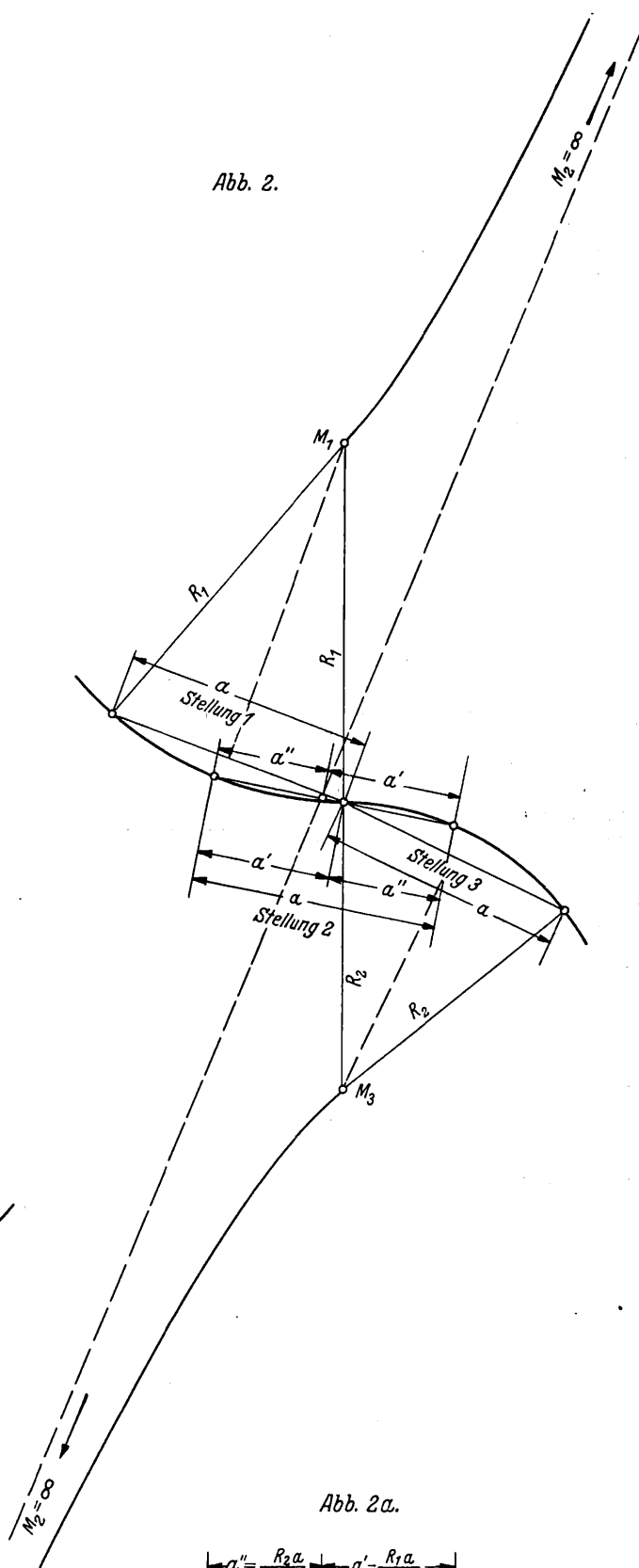
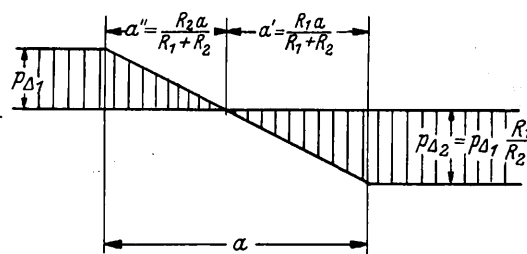


Abb. 2a.



Zahlentafel 1.  
Zulässige V bei Fahrten aus der Geraden in den Bogen R ohne Übergangsbogen.

Gruppe	Fahrzeugart	Geführte Länge a m	$\psi_{max}$ m/sec <sup>3</sup>	a · $\psi_{max}$ m/sec <sup>3</sup>	V <sub>max</sub> in km/h	
					= 3,6 $\sqrt[3]{a \cdot \psi} \cdot \sqrt[3]{R}$	Abgerundet
1	a) Schnelltriebwagen	17	1 bis 1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	17 bis 21,25	9,25 $\sqrt[3]{R}$ bis 9,97 $\sqrt[3]{R}$	9 $\sqrt[3]{R}$ bis 9,5 $\sqrt[3]{R}$
	b) D-Zugwagen	14				
	c) Personenzugwagen mit Drehgestellen	12	1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub> bis 1 <sup>2</sup> / <sub>3</sub>	16 bis 20	9,07 $\sqrt[3]{R}$ bis 9,77 $\sqrt[3]{R}$	
	d) Schnellzuglokomotive	7,5	2 bis 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	15 bis 18,75	8,88 $\sqrt[3]{R}$ bis 9,58 $\sqrt[3]{R}$	
2	a) zwei- und drei-achsige Personenzugwagen	6,5 bis 8,5 (7,5)	1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub> bis 1 <sup>2</sup> / <sub>3</sub>	10 bis 12,5	7,76 $\sqrt[3]{R}$ bis 8,35 $\sqrt[3]{R}$	7,5 $\sqrt[3]{R}$ bis 8 $\sqrt[3]{R}$
	b) Güterwagen und Güterzuglokomotive	4,5	2 bis 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	9 bis 11,25	7,49 $\sqrt[3]{R}$ bis 8,07 $\sqrt[3]{R}$	

gebnisse, dann wäre eine Festsetzung der Grenze von  $\psi$  auf 1<sup>1</sup>/<sub>4</sub> m/sec<sup>3</sup> zu erwägen, und zwar gilt das für Durchgangswagen, in denen mit häufigem Gehen der Reisenden zum Speisewagen gerechnet werden muß. Der Sicherheit wegen sollen aber die folgenden Untersuchungen für  $\psi = 1$  m/sec<sup>3</sup> und  $\psi = 1\frac{1}{4}$  m/sec<sup>3</sup> durchgeführt werden.

Mit den Beobachtungen in Weichen 1200 ist jedoch nicht etwa der Beweis erbracht, daß es lediglich auf  $p_A$  und nicht auf  $\psi$  ankäme. Gegen

Zahlentafel 2.  
Zulässige V bei Fahrten aus der Geraden in Weichen und aus Weichen in die Gerade.

Weichen- neigung	Halb- messer m	V <sub>max</sub> in km/h			
		mit Rücksicht auf Fliehkraft	mit Rücksicht auf den Ruck c $\sqrt[3]{R}$		Maßgebend (abgerundet)
		2,91 $\sqrt[3]{R}$	c = 9 bis 9,5	c = 7,5 bis 8	Gruppe 1   Gruppe 2
1: n	m				
1: 7,5 u. 1: 9	190	40	52 bis 55	43 bis 46	40   40
1: 9	300	50	60 bis 64	50 bis 54	50   50
1: 12 u. 1: 14	500	65	71 bis 75	60 bis 64	65   60—65
1: 18,5	1200	101	96 bis 101	80 bis 85	95—100   80—85

Zahlentafel 3.  
Rucke  $\psi$  in S-Bogen ohne Zwischengerade.

S-Bogen mit z = 0	Fahrgeschwindigkeit V in km/h		Gruppe 1				Gruppe 2	
			$\psi$ in m/sec <sup>3</sup> für Fahrzeug					
			1a	1b	1c	1d	2a	2b
R <sub>1</sub> = R <sub>2</sub> = R m	Gruppe 1	Gruppe 2	mit geführter Länge a in m					
			17	14	12	7,5	7,5	4,5
190	40	40	0,85	1,03	1,20	1,93	1,93	3,21
300	50	50	1,05	1,28	1,49	2,38	2,38	3,97
500	65	60 bis 65	1,38	1,68	1,96	3,14	2,47 bis 3,14	4,12 bis 5,24
1200	95 bis 100	80 bis 85	1,80 bis 2,10	2,19 bis 2,55	2,55 bis 2,97	4,08 bis 4,76	2,44 bis 2,92	4,06 bis 4,87
Zum Vergleich: $\psi$ (erträglich) =			1 bis 1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 bis 1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub> bis 1 <sup>2</sup> / <sub>3</sub>	2 bis 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>3</sub> bis 1 <sup>2</sup> / <sub>3</sub>	2 bis 2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>

diese Annahme spricht die Erfahrung in Streckengleisbogen; wenn Übergangsbogen fehlen oder zu kurz sind, entstehen sehr kräftige Rucke, obwohl  $p_A$  sogar unter 0,4 m/sec<sup>2</sup> bleibt. Auch andere Beobachtungen, die später noch erörtert werden, liefern den Gegenbeweis.

Wie schon erwähnt und im übrigen durch eigene Fahrbeobachtungen bestätigt wurde, sind im Sitzen ohne Belästigung stärkere Rucke zu ertragen, als im Gehen oder Stehen. Deshalb erscheint es an-

Zahlentafel 4.  
Zulässige Geschwindigkeiten in S-Bogen ohne Zwischengerade.

Gleisverbindung	Halb- messer R <sub>1</sub> = R <sub>2</sub> = R m	V <sub>max</sub> in km/h			
		mit Rück- sicht auf Fliehkraft	mit Rücksicht auf den Ruck c $\sqrt[3]{\frac{R}{2}}$		Maßgebend (abgerundet)
		2,91 $\sqrt[3]{R}$	c = 9 bis 9,5	c = 7,5 bis 8	Gruppe 1   Gruppe 2
1: n	m				
17,5 bis 1: 6,6	190	40	41 bis 43	34 bis 37	40   35
1: 9	300	50	48 bis 50	40 bis 43	50   40
1: 12 oder steiler	500	65	57 bis 60	47 bis 50	55 bis 60   45 bis 50
1: 18,5 oder steiler	1200	101	76 bis 80	63 bis 67	75 bis 80   65

gänglich, für Personenzüge allgemein etwas kräftigere Rucke zuzulassen als für D-Zugwagen, weil Stehen oder Gehen hier zu den Seltenheiten gehört und — wenn es einmal vorkommt — der Reisende sich angesichts der meistens kurzen, im ganzen wenig anstrengenden Reisezeit eher damit abfinden kann. Freilich darf man dabei auch nicht zu weit gehen. Denn Personenzüge fahren häufiger durch Abzweigungen (Überholungsgleise) als D-Züge, und zwar meistens nahe an den Bahnsteigen, so daß auf Reisende Rücksicht zu nehmen ist, die sich im Stehen zum Aussteigen bereitmachen. Ich schlage  $\psi = 1\frac{1}{3} \div 1\frac{2}{3} \text{ m/sec}^3$  vor, je nachdem, welcher Höchstwert für Durchgangswagen endgültig festgesetzt wird.

Für Lokomotiven schlägt Jaehn  $\psi = 2 \text{ m/sec}^3$ , also das Doppelte von  $\psi$  für D-Zugwagen, vor. Wird  $\psi = 1\frac{1}{4} \text{ m/sec}^3$  für D-Zugwagen gesetzt, dann würde für Lokomotiven  $\psi = 2\frac{1}{2} \text{ m/sec}^3$  gewählt werden müssen, damit die mögliche Fahrgeschwindigkeit auch wirklich gefahren werden kann. Aus den bereits angegebenen Gründen ist das keine ungebührliche Zumutung für die Lokomotivführer; im übrigen haben sie es ja in der Hand, eigene Unbehaglichkeiten zu mildern, zumal auch der strengste Fahrplan die Einholung von 7 bis 8 Sek. Zeitverlust in einer Weiche an anderer Stelle der Strecke gestattet.

Für Güterwagen darf ebenfalls  $\psi = 2 \div 2\frac{1}{2} \text{ m/sec}^3$  als Grenze gelten. Die Gefahr von Ladungsverschiebungen würde zwar erst bei wesentlich höheren Rucken aufkommen, es ist aber auf Großvieh Rücksicht zu nehmen. Zwar können sich diese Fahrgäste nicht beschweren, wohl aber ihre Besitzer Ersatzansprüche stellen, wenn das Vieh Transportschäden erleidet.

Die Zulassung verschiedener  $\psi$  für die einzelnen Fahrzeuggattungen ermöglicht, die Fahrgeschwindigkeit von allzu großen, betrieblich lästigen Unterschieden zu befreien. Zwar ist nicht alles unter einen Hut zu bringen, es gelingt aber nach Zahlentafel 1, die Wahl der Fahrgeschwindigkeiten von nur zwei großen Gruppen abhängig zu machen.

Die vier Grundformen der Weichen S 49 ohne Überhöhung lassen danach die aus Zahlentafel 2 ersichtlichen Höchstgeschwindigkeiten zu.

Erweisen sich die höheren  $\psi$ -Werte als zulässig, dann wäre das für den Betrieb eine Erleichterung. Nur in Weichen 1200—1:18,5 würde ein Teil der Fahrzeuge (Gruppe 2) Geschwindigkeitsminderung durch  $\psi$  erfahren; praktisch entsteht überhaupt keine Benachteiligung, weil Züge mit solchen Fahrzeugen kaum über  $V = 85 \text{ km/h}$  kommen werden.

Voraussetzung für die in Zusammenstellung 2 angegebenen Höchstgeschwindigkeiten ist, daß vor und hinter dem Weichenbogen eine Gerade von der Länge  $\geq a$  liegt. In Gleisverbindungen S 49 ist aber die Länge der Geraden  $z$  zwischen den Gegenbögen häufig kleiner als  $a$ , in einigen Fällen fehlt sie sogar völlig. Hierbei wird mit beginnendem Ausdrehen aus dem ersten Bogen mit Halbmesser  $R_1$  der vordere Führungspunkt sofort in den Gegenbogen mit Halbmesser  $R_2$  eingedreht (Abb. 2). Der momentane Drehpol wandert schnell vom Kreismittelpunkt  $M_1$  aus ins Unendliche und kommt von der anderen Seite her aus dem Unend-

Zahlentafel 5.  
Zwischengerade und Gleisabstände bei Gleisverbindungen.

Gleis- verbindung	Einfache Weichen		Fahr- geschwindigkeit V in km/h	Gruppe 1		Gruppe 2		Kleinst- möglicher Gleisabstand m	Gewählt			
	R <sub>1</sub> m	R <sub>2</sub> m		Geführte Länge a in m		1 1/3 bis 1 1/2	2 bis 2 1/2		1 1/3 bis 1 2/3	2 bis 2 1/2	Kleinst- Gleisabstand m	Mit z
				17	14							
				$\psi_{\text{max}}$ in m/sec <sup>3</sup>		Erforderliche Zwischengerade z in m						
1:6,6	190	190	40	0,4 bis 0	0	0	3,3 bis 1,2	2,7 bis 1,3	4,78 bis 4,48	4,75 bis 4,50	3,08 bis 1,42	
1:7,5	190	190	40	0,4 bis 0	0	0	3,3 bis 1,2	2,7 bis 1,3	3,77 bis 3,50	3,75 bis 3,50	3,15 bis 1,26	
1:9	190	190	40	0,4 bis 0	0	0	3,3 bis 1,2	2,7 bis 1,3	2,69 bis 2,47	3,50	10,65	
1:9	300	190	40	0	0	0	1,4 bis 0	1,4 bis 0,2	3,15 bis 3,02	3,50	4,56	
1:9	500	190	40	0	0	0	0	0,5 bis 0	4,28 bis 4,22	4,50 <sup>2)</sup>	2,53	
1:9 <sup>1)</sup>	300	300	40	0	0	0	0	0	3,67	{ 3,75 3,50	0,73 — 1,54	
1:9	300	300	50	0,9 bis 0	1,4 bis 0	1,4 bis 0	5,9 bis 3,2	4,4 bis 2,6	4,32 bis 4,02	4,50 bis 4,25	7,52 bis 5,25	
1:9	500	300	50	0	0	0	3,2 bis 1,1	2,6 bis 1,2	{ 5,25 bis 5,03 4,54 bis 4,76	5,25	3,23	
1:12 <sup>1)</sup>	500	500	50	0	0	0	0,5 bis 0	0,9 bis 0	3,53 bis 3,45	4,50 bis 4,75	(— 3,56) bis (— 1,30)	
1:12	500	500	65	6,5 bis 1,8	5,7 bis 2,1	4,3 bis 1,9	6,4 bis 6,6	4,5 bis 4,5	4,24 bis 4,00	4,25 bis 4,00	9,58 bis 6,57	
1:14	500	500	65	6,5 bis 1,8	5,7 bis 2,1	4,3 bis 1,9	6,4 bis 6,6	4,5 bis 4,5	3,22 bis 3,01	3,50	13,46	
1:14	1200	500	65	2,7 bis 0	0,5 bis 0	0,8 bis 0	2,3 bis 2,5	2,1 bis 2,2	4,51 bis 4,50	4,50	2,52	
1:18,5 <sup>1)</sup>	1200	1200	65	0	0	0	0	0,4 bis 0	3,52 bis 3,50	3,50	0,03	
1:18,5	1200	1200	80 bis 100	14,0 bis 11,6	11,0 bis 9,4	7,5 bis 6,8	6,2 bis 5,7	4,5 bis 4,3	4,25 bis 4,25	4,25	13,92	

<sup>1)</sup> Des Vergleiches wegen auch für geringere V ermittelt. — <sup>2)</sup> Aus baulichen Gründen.

lichen steil zum Kreismittelpunkt  $M_3$  zurück. Die Normalen verschieben sich hierbei bis ins Unendliche. Abb. 2 zeigt das Fahrzeug mit der geführten Länge  $a$  vor Beginn der Ausdrehung (Stellung 1), in der Lage, in der  $p_{A_1} = 0$  geworden ist und die Drehpole beiderseits im Unendlichen liegen (Stellung 2) und nach beendeter Eindrehung in den Gegenbogen (Stellung 3). Abb. 2a, in der  $p_{A_1}$  nach oben und  $p_{A_2} = p_{A_1} \frac{R_1}{R_2}$  zur Kenntlichmachung des Richtungswechsels nach unten aufgetragen sind, veranschaulicht, daß die Beschleunigungsrampe erheblich steiler ausfällt als in Abb. 1a und

$$\psi = \frac{V}{3,6 a} (p_{A_1} + p_{A_2}) = \frac{V^3}{46,66 a} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}$$

sowie für  $R_1 = R_2 = R$ :  $\psi = \frac{2 V^3}{46,66 a R}$ , also doppelt so groß wird, als bei Anschluß an eine Gerade. Wollte man die in Zahlentafel 2 angegebenen Fahrgeschwindigkeiten beibehalten, dann würden die aus Zahlentafel 3 ersichtlichen  $\psi$ -Werte entstehen.

Fahrzeuggruppe 1 erleidet hierbei in S-Bogen 190/190 noch keine zu starken Rucke, auch nicht in S-Bogen 300/300, wenn die höheren  $\psi$ -Werte sich als erträglich erweisen sollten. Nur Fahrzeuggruppe 2 wird dadurch benachteiligt. In den wichtigsten Gleisverbindungen mit Weichen 500 und 1200 nehmen aber die Rucke durch Fortfall der Zwischengeraden bei allen Fahrzeugen Stärken an, die selbst für Unempfindliche weit jenseits der Grenze des Erträglichen liegen. Das bestätigt auch die praktische Erfahrung: In Gleisverbindungen 1:12 mit Weichen 500 bei 3,5 m Gleisabstand, in denen  $z$  nahezu 0 wird, sind die Rucke bei Höchstgeschwindigkeit derartig kräftig, daß die Lokomotivführer von sich aus die ursprünglich zugelassenen  $V = 65$  km/h wesentlich ermäßigen. Es ist daher erforderlich, die Fahrgeschwindigkeit durch Vorschrift zu beschränken und zwar für

$$3) \dots z = 0 \text{ auf } V \leq 3,6 \sqrt[3]{\psi \cdot a} \cdot \sqrt[3]{\frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}$$

und für

$$3a) \dots z = 0 \text{ und } R_1 = R_2 = R \text{ auf } V \leq 3,6 \sqrt[3]{\psi \cdot a} \cdot \sqrt[3]{\frac{R}{2}}$$

Zahlentafel 4 zeigt, daß die Geschwindigkeitsverluste sehr beachtlich sind, besonders bei Gleisverbindungen mit Weichen 500 und 1200. Deren Hauptzweck, die höhere Fahrgeschwindigkeit, wird also durch Fortlassung der Zwischengeraden in der Auswirkung empfindlich beschränkt. Außerdem ist Verwechslungsgefahr in Rechnung zu ziehen. Schon Geschwindigkeitsunterschiede für die verschiedenen Weichenarten und zum Teil auch Zuggattungen verlangen besondere Vorsicht. Wenn aber auch noch in jeder Gleisverbindung bei gleicher Zuggattung und gleichen Weichenhalbmessern eine andere Fahrgeschwindigkeit eingehalten werden muß, dann bedeutet das für die Lokomotivführer eine starke Gedächtnisbelastung. Erleichterungen in dieser Hinsicht sind einer Erhöhung der

Reiseannehmlichkeit gleich zu erachten, weil Verwechslungen seltener vorkommen werden. Deshalb ist es erwünscht, alle vorkommenden Gleisverbindungen so zu gestalten, daß stets die für den Weichenbogen selbst zulässige Höchstgeschwindigkeit gefahren werden kann. Das ist nur durch Einschaltung einer auf alle Fahrzeuge abgestimmten Geraden  $z$  zwischen die Gegenbogen zu erreichen.

Berechnungen der erforderlichen Längen von  $z$  sind bis jetzt noch nicht bekannt gegeben worden: sie lassen sich aber leicht durch sinngemäße Anwendung der oben genannten, von Jaehn entwickelten Gleichungen aufstellen.

Ist  $z < a$  (Abb. 3), dann entsteht die geknickte Beschleunigungslinie ABCD in Abb. 3a. Für die Berechnung kann man genau genug die Gerade A bis D annehmen. Es wird dann:

$$\psi = \frac{V}{3,6 (a+z)} (p_{A_1} + p_{A_2}) = \frac{V^3}{46,66 (a+z)} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2}$$

und allgemein gültig für  $z = 0$  bis  $z = a$ :

$$4) \dots z \geq \frac{V^3}{46,66 \psi_{\max}} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2} - a,$$

sowie für den Sonderfall

$$4a) \dots R_1 = R_2 = R: z \geq \frac{2 V^3}{46,66 \cdot \psi_{\max} \cdot R} - a.$$

Hierin werden für  $V$  die in Zahlentafel 2 errechneten Zahlen eingesetzt; jedes Fahrzeug ist für sich zu untersuchen und der größte Wert von  $z$  maßgebend.

Zahlentafel 5 gibt Aufschluß über die erforderlichen Mindestlängen  $z$  bei Gleisverbindungen und die dafür möglichen Gleisabstände.

In Gleisverbindungen mit Weichen 190 und 300 bestimmen sowohl für die mäßigen als auch die hohen  $\psi$  ältere Personenzüge und Güterzüge die Länge der Zwischengeraden. In Gleisverbindungen mit Weichen 500 sind D-Zugwagen oder ältere Personenzüge, je nach Wahl von  $\psi$ , entscheidend, in Gleisverbindungen mit Weichen 1200 in beiden Fällen die D-Zugwagen. Im Gleisabstand macht die Wahl des mäßigen oder hohen  $\psi$  nur höchstens 0,25 m aus.

Das wichtigste Ergebnis der Untersuchung ist, daß der in Bahnhöfen stark vorherrschende Gleisabstand von 4,5 m für Gleisverbindungen, die aus einfachen Weichen 190, 300, 500 und 1200 gebildet werden, erfreulicherweise sehr gut geeignet ist und sogar in einigen Fällen noch eine kleine Einschränkung verträgt. Diese Feststellung bleibt nahezu unberührt von der endgültigen Wahl eines Höchstwertes für  $\psi$ . Der Gleisabstand von 4,5 m bringt bei allen Weichenarten Zwischengerade, deren Längen die Mindestmaße übersteigen.

Es kommt nun noch darauf an, Gleisverbindungen mit Kreuzungsweichen so zu entwerfen, daß die auch für sie geltenden Forderungen hinsichtlich der Zwischengeraden erfüllt werden. Ferner ist noch zu untersuchen, ob und in welchem Ausmaße die Rucke und damit die zulässigen Fahrgeschwindigkeiten in Bogengleisverbindungen verändert werden, da hierbei S-Bogen ohne Zwischengerade entstehen. Das soll in späteren Abhandlungen erörtert werden.

## Rundschau.

### Lufthansa-Flugboot „Zephyr“ in Neuyork gelandet.

Am 11. September, abends 23 Uhr 22 Min. deutscher Zeit, landete das Lufthansa-Flugboot Dornier Do-18 „Zephyr“ in Neuyork. Es war am 10. September früh um 1 Uhr 10 Min. von Bord des Motorschiffes „Schwabenland“ bei Horta auf der Azoreninsel Fayal abgeflogen, die zurückgelegte Strecke von über 4460 km wurde also in 22 Std. und 12 Min. bewältigt. Die Besatzung des Flugbootes war Direktor Freiherr von Gablenz, Flugkapitän Blankenburg, Flugzeugfunker Ehlberg und Flugmaschinist Eger.

Mit der Landung in Neuyork hat die Deutsche Lufthansa

als erste Luftverkehrsgesellschaft der Welt den Nordatlantik mit einem für den planmäßigen Luftpostverkehr ausgerüsteten Flugzeug in der schwierigen Ost-West-Richtung, also von Europa nach Amerika bezwungen. Diese bedeutende Leistung ist das Ergebnis einer jahrelangen, planvollen Vorbereitung, die mit dem Schleuderflugdienst der Lufthansa von den Norddeutschen Lloyd-Dampfern „Bremen“ und „Europa“ aus bereits im Jahre 1929 begannen.

Es handelte sich bei dem ausgeführten Erkundungsflug um Versuche für einen planmäßigen Luftpostdienst über den Nordatlantik.

An den Versuchen sind zwei Dornier Do-18-Flugboote, ausgerüstet mit Junkers-Schwerölmotoren und das zur Zeit bei den Azoren-Inseln liegende Motorschiff „Schwabenland“, der aus dem Südatlantik bekannte schwimmende Flugstützpunkt, beteiligt. Die Flugboote bilden eine Weiterentwicklung der seit über zwölf Jahren bewährten Dornier-Wale, die besonders für den Langstreckenverkehr gebaut wurden, und ebenfalls von den Heinkel-Großflugzeug-Schleuderanlagen abgeschossen werden können. Die Junkers-Schwerölmotoren sind hier zum ersten Male in einem Seeflugzeug eingebaut, nachdem die Lufthansa als einziges Luftverkehrsunternehmen der Welt seit Jahren mit diesen Ölmotoren im planmäßigen europäischen Streckenverkehr fliegt und mit ihnen die für einen derartigen schwierigen Versuch notwendigen guten Erfahrungen gemacht hat.

Trotz dieses erfolgreichen ersten Versuchsfluges mit einem Postflugboot wird noch viel Arbeit geleistet werden müssen, bis zur Eröffnung eines planmäßigen Luftpostdienstes über den Nordatlantik geschritten werden kann. Die Deutsche Lufthansa wird jedoch ihre Versuche fortsetzen, um in nicht zu ferner Zeit dieses Ziel zu erreichen.

### Schienenenschmierung nach in- und ausländischen Patentschriften\*).

Während die Reibung in der Technik vom Ingenieur im allgemeinen als schlimmster Feind des Strebens nach sparsamem Material- und Kraftverbrauch erscheint und da, wo sie trotz vorher sorgfältig durchdachter Bauart im Betriebe doch noch auftritt, durch Schmierung aufs eifrigste bekämpft wird, erfreut sie sich bei den Eisenbahngleisen, insbesondere in Kurven, mit ihrer Vernichtungsarbeit zwischen Radspurkranz und Schienenkopfseite fast ungestörter stiller Duldung. Der Grund dafür ist nicht etwa darin zu suchen, daß man ja zwischen Radlaufläche und Schienenoberkante Reibung braucht und sie sogar zeitweise, z. B. beim Anfahren und bei Glatteis, durch künstliche Mittel (Sandstreuer) erhöhen muß, sondern in der Schwierigkeit, den Schmierstoff in sparsamer Weise sicher an die zu schmierenden Stellen zu bringen, und in der Pflege und Wartung, die die Einrichtungen erfordern.

Schon das älteste diesbezügliche deutsche Patent (Nr. 158 J. Dürr in Kaiserslautern 1877) geht von der Beobachtung aus, daß bei Gebirgsbahnen mit vielen Kurven kleinen Halbmessers der Verschleiß an Rad und Schiene während der trockenen Sommerzeit fast doppelt so groß ist wie im Winter mit seinen Niederschlägen von Regen, Tau, Reif, Schnee. Die daraus abgeleitete künstliche Wasserbenetzung der Spurkränze in Kurven schaffte Abhilfe. Eine mit einer Wassersprengvorrichtung ausgestattete Lokomotive lief bei gleichen Wetter- und Materialverhältnissen etwa 12000 km bis zur zulässigen Abnutzung der Spurkränze, während diese ohne die Vorrichtung bereits bei 6290 km eintrat.

Diese erste in Deutschland geschützte Schienen-schmiervorrichtung zeigt bereits die wesentlichen Anforderungen, die an eine solche auch heute zu stellen sind, wenn sie Aussicht auf umfangreiche Einführung im Betriebe haben soll:

1. unbedingte Freihaltung der Lauflächen an Schiene und Rad vom Schmiermittel;
2. selbsttätige Ein- und Ausschaltung der Schmiervorrichtung in und hinter der Kurve;
3. keine oder nur geringe Abnutzung der Vorrichtungsteile.

Es fällt auf, daß die Techniker der anderen Länder, nach den vorhandenen ältesten Patentschriften zu urteilen, erst sehr viel später angefangen haben, sich mit diesem Problem zu beschäftigen, nämlich in den Vereinigten Staaten von Amerika 1893, in England 1906, Frankreich 1907, Österreich 1913 und in der Schweiz 1917.

Aus den letzten sechs Jahren, nämlich 1930 bis 1935, liegen hierüber 115 in- und ausländische Patente vor, von denen allein 86 auf Amerika, 16 auf Deutschland und nur je 2 bis 4 auf die übrigen genannten Länder entfallen.

Für die technische Wirkung ist es an sich gleich, ob dem Spurkranz das Schmiermittel zugeführt und ein Teil davon durch die Raddrehung an die Schiene abgegeben wird oder umgekehrt. Im folgenden soll daher die Unterteilung der Schmier-

vorrichtungen nach dem Gesichtspunkt vorgenommen werden, ob sie am Fahrzeug oder fest neben dem Gleis angeordnet sind.

#### I. Am Fahrzeug angeordnete Schmiervorrichtungen.

Diejenigen Erfinder, die die Schmierung in Kurven als notwendig erkannt haben, sich aber darauf nicht beschränken, gehen von dem verständlichen Gedanken aus, daß auch die dauernden Schlingerbewegungen des Fahrzeugs eine erhebliche Abnutzung an Schiene und Spurkranz hervorrufen und deshalb eine dauernde Schmierung während der Fahrt zweckmäßig ist. Die einfachste derartige Vorrichtung, ein Ölgefäß, aus dessen nach unten führendem, über dem Spurkranz endigendem Abflußrohr Öl abtropft, ist wegen des hohen Ölverbrauchs (auch im Stillstand) und der Gefahr des Schmierens auch der Laufläche überwunden.

Statt dessen findet sich noch ein in der Spurkranzrille unter Federdruck anliegender, gleichfalls in einfachster Weise wirkender, aus konsistentem Fett oder dergl. bestehender Schmierstift (z. B. schw. 170286) oder ein ebenso angedrücktes Schmierpolster.

Die dauernde Reibung am Spurkranz muß bei einer solchen Anordnung jedoch eine sehr schnelle Abnutzung mit sich bringen. Den wirtschaftlichen Weg, diese nur auf das Zuführungsrohr sich erstrecken zu lassen und ein frei zuströmendes flüssiges Schmiermittel zu verwenden, haben daher noch einige Erfinder beschränkt (z. B. öst. 123034).

Den hierbei auftretenden hohen Schmiermittelverbrauch schränkt man dadurch ein, daß das Öl durch eine nur während der Fahrt arbeitende Pumpe gefördert wird, die ihren Antrieb durch das Lokomotivtriebwerk erhält (z. B. am. 1751635) oder die durch die seitlichen oder senkrechten Achsvibrationen wirkt (am. 1782133). Eine durch solche Achsvibrationen hervorgerufene nur zeitweilige Öffnung von Ventilen (Kugelventilen) in den Zuflußleitungen dient gleichfalls der Ölerversparnis.

Die erhebliche Reibung zwischen Spurkranz und Zuführungsrohr ist bei denjenigen Einrichtungen vermieden, bei denen die Ölzufuhr durch ein am Spurkranz anliegendes, mit dem Ölbehälter in Verbindung stehendes Reibrad erfolgt (d. 496144, 604929). Dabei kann die Ölzufuhr durch einen vom Führer zu betätigenden elektrischen Kontakt beliebig je nach Kurvenfahrt oder Fahrgeschwindigkeit geregelt werden.

Ein gänzlicher Fortfall der besonderen Ölzufuhr kann eintreten, wenn ein Teil des an sich schon ölgetränkten Auspuffdampfes der Lokomotive, mit Wasser gemischt, gegen die Spurkränze der Räder geleitet wird, was allerdings nur für die Lokomotivräder anwendbar ist. Eine wirksame Schmierung der Wagenräder und der Schienen wird hierbei nicht erzielt werden.

Eine praktische Bedeutung haben die bisher erörterten Schmiervorrichtungen nicht erlangen können, weil der während der ganzen Fahrt auftretende Ölverbrauch wirtschaftlich zu schwer in die Wagschale fällt. Dem tragen die nur in den Kurven wirkenden Schmiervorrichtungen eher Rechnung.

Eine Einschaltung von Hand nach Bedarf, die schon durch die eingangs erwähnte deutsche Einrichtung aus dem Jahr 1877 als überholt gelten muß, dürfte für die Praxis nur in Ausnahmefällen in Betracht kommen (am. 1822312).

Die selbsttätige Ingangsetzung des Schmiervorganges dagegen kann durch ein beim Beginn der Kurve infolge der Schwerkraft ausschlagendes Pendel erfolgen, das den auf der Außenseite liegenden Ölbehälter öffnet (z. B. frz. 720994).

Sicherer dagegen wird sowohl das Einschalten in der Kurve als auch das Ausschalten erst hinter der Kurve gewährleistet sein, wenn dazu die Drehbewegung des Wagenkastens gegenüber den Radachsen bzw. Drehgestellen ausgenutzt wird.

Am nächsten liegt dabei der Gedanke, hierdurch ein Ventil zu öffnen und zu schließen und somit dem Öl freien Austritt in der Kurve zu gewähren (z. B. br. 374302).

Die bald zu erwartende Verschmutzung und Verstopfung der engen Ölrohre bedingt jedoch die Verwendung von Luft- oder Dampfdruck als Treibmittel, und zwar in der Weise, daß der Ölbehälter unter Druck gesetzt oder eine zusätzliche Steuerung besonderer Ventile hierfür vorgesehen und das Öl dann gleichzeitig fein zerstäubt wird (z. B. d. 605923).

\*) Anmerkung: d. = deutsch, öst. = österreichisch, br. = britisch, frz. = französisch, am. = amerikanisch.

Vorteilhaft wird dann zur Vermeidung von Luftverlusten deren Steuerung von der jeweiligen Ölzufuhr abhängig gemacht oder bei Stillstand in Kurven, wo normaler Weise infolge der Drehbewegung der Radachsen Öl ausfließt, so geregelt, daß ein Ausströmen von Luft und Öl unterbunden wird (d. 610 888).

Statt der mechanischen Übertragung der Drehbewegung auf die Ventile kann natürlich auch die elektrische Kontaktberührung gewählt werden (am. 1770389).

## II. Fest an der Strecke liegende Schmiervorrichtungen.

Am einfachsten wäre es, den Spurradschmierkörper beim Vorbeifahren vor einer Kurve von einem Schmierkörper bestreichen zu lassen, z. B. indem sich der Radflansch zwischen federnd auseinanderspreizenden Schmierlappen klemmt (am. 1978906). Da aber die entscheidende Stelle zwischen ihm und dem Schienenkopf aus Platzmangel meist schwer zu erreichen ist, muß man zu umständlichen Hilfsmitteln greifen, z. B. zur Anordnung einer Führungsschiene neben der inneren Kurvenschiene, um die Reibung zwischen Rad und äußerer Kurvenschiene an die Führungsschiene zu verlegen. Dann kann bequem statt der sonst in Frage kommenden Außenseite die Innenseite des Spurrads geschmiert und die Reibung zwischen ihr und der Führungsschiene verringert werden (br. 415174). Daß eine solche Anordnung aus finanziellen Gründen unwirtschaftlich ist, bedarf keiner weiteren Erörterung.

Ohne Veränderung der Gleise und der dadurch bedingten Reibungsstellen bietet sich zunächst der naheliegende Weg, unmittelbar von dem über die Vorrichtung laufenden Rad eine zum Schmierausnutzbare Bewegung durchführen zu lassen. Dazu lassen die meisten Erfinder den Spurradschmierkörper oder die Radlauffläche einen Taster bewegen, der von jedem darübergleitenden Rad zur Ausübung einer saugenden oder drückenden Pumpwirkung betätigt wird (z. B. br. 348898). In ähnlicher Weise kann der Taster auf ein Sperrklinkenrad einer Presse wirken, die bei jedem Hub das Schmiermittel hinausdrückt (u. a. d. 523704).

Wenn das Schmiermittel im Vorratsbehälter unter Druck steht, genügt es, den niedergehenden Taster als Schieber auszubilden, so daß das Schmiermittel durch die freigelegte Öffnung austreten kann (z. B. d. 609108).

Diese Pumpen- oder Pressenausbildung erfordert ebenso wie die oben erwähnte Schieberanordnung wegen der notwendigen Dichtungsflächen sehr genau gearbeitete Führungen oder Ventile oder Schieber. Eine einfachere Bauart erzielt man, wenn durch den niedergedrückten Taster ein Schmierkörper in den Ölbehälter getaucht und beim Hochgehen die Schmierung unmittelbar erfolgt (u. a. d. 490195).

Dabei kann die Übertragung vom Taster auf den Schmierkörper durch ein Hebelgestänge von Vorteil sein, besonders wenn der Taster auf der einen Schienenseite liegt und die Schmierung auf der anderen Schienenseite erfolgen soll (z. B. d. 547212).

Alle diese Vorrichtungen mit einem unmittelbar vom Fahrzeugrad bewegten (meist niedergedrückten) Taster werden in der Praxis sehr bald zu Beanstandungen Veranlassung geben, da die bewegten Teile den häufigen, schlagartig einsetzenden und erheblichen Beanspruchungen auf die Dauer nicht gewachsen sind.

Um diesem Übelstand abzuhelfen, werden unter Beibehaltung der pumpen- oder presseartigen Vorrichtungen die beim Darüberfahren des Zuges auftretenden Durchbiegungen der Schienen als Antrieb benutzt. Die auftretenden Kräfte sind dabei zwar ebenso häufig, aber wegen ihrer allmählich wachsenden und abnehmenden Größe unschädlich und ebenso wirkungsvoll. Auf diesem Wege ist die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft vorgegangen (d. 595318), die eine unmittelbare Berührung der Vorrichtungsteile durch das Rad gänzlich vermeidet, was als besonderer Vorzug gegenüber denjenigen Bauarten angesehen werden muß, bei denen an irgend einer Stelle eine solche Berührung noch auftritt. Auch in der sonstigen Einfachheit und Berücksichtigung der bei hohen Geschwindigkeiten auftretenden Zerstörungskräfte weist die im praktischen Betrieb verwendete deutsche Bauart manche Vorteile auf gegenüber anderen ähnlichen Lösungsversuchen (z. B. am. 1868647).

Selbstverständlich kann die Durchbiegung der Schiene auch statt der pumpenden oder pressenden Bewegung eine einfache Streichbewegung eines Schmierkörpers hervorrufen (am. 1803923).

Wilh. Hassenstein.

## Elektrische Erwärmung von Beton.

Die elektrische Erwärmung von Beton (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1935, Heft 13) ist zwar eine schwedische Erfindung (Erfinder Brund und Bohlin), sie ist aber in großem Maßstab vor allem in der Sowjetunion, die ja mit besonderem Eifer alle Neuerungen aufgreift, angewendet worden. Ein Ingenieur Andreas Réthy hat unter dem Titel „Elektrobeton in der Praxis“, Moskau 1935, ein Buch herausgegeben, das die neuesten Ergebnisse und Erfahrungen auf diesem Gebiet wiedergibt. In der Sowjetunion nimmt Elektrobeton unter den Winterbetonierungsverfahren heute schon den ersten Platz ein. Der Grundgedanke der Erfinder, den frischen, feuchten Beton als elektrischen Widerstand mit verhältnismäßig geringen Spannungen zu erwärmen und dadurch das Abbinden zu beschleunigen, bleibt bestehen, ebenso die von ihnen vorgeschlagenen Ausführungsarten. Neben den ursprünglich verwendeten Eisenblechelektroden werden auch die Bewehrungsseisen als Kern- oder Längselektroden ausgenutzt. Als günstigste Spannung wurde der Bereich zwischen 50 und 100 V festgestellt. Damit können bedeutende Betonmengen erwärmt werden, ohne daß die Einrichtungen größere Ausmaße annehmen. Als Erwärmungszeit waren bei den verwendeten Zementarten etwa 36 Stunden erforderlich, um eine Festigkeit von ungefähr 70% der Achtundzwanzigtage-Norm nach der Abkühlung sicherzustellen. Die „Temperaturkurve“ stellt Beziehung von Zeit und Temperatur her. Die Höchsttemperatur soll nicht über 75° C betragen.

Für die Schalung ist gut ausgetrocknetes, mit Zementmörtel durchsetztes Holz, das schon wiederholt verwendet war, von Vorteil. Der dünne Spalt, der während des Abbindens zwischen Beton und Verkleidung auftritt, ist wichtiger als die Stärke der Schalung. Der Stromverbrauch auf den Kubikmeter schwankt zwischen 60 und 120 kWh, kann aber bei dünnen Platten und schlechter Isolierung bis 180 kWh steigen. Möglichste Abwehr von Leitungs- und Wärmeverlusten ist wichtig. Als wirtschaftlich günstigste Wärmezunahme für die Stunde ergaben sich 1,5 bis 1,6° C.

Man hat ermittelt, daß etwa 70 bis 75% des Stromes für die eigentliche Erwärmung verbraucht werden. Der Rest wird für Verdunstung der Feuchtigkeit im Beton verbraucht oder geht als Erdstrom verloren.

Für durchschnittlich bewehrten Beton (Pfeiler und Balkenlage) tritt durch die elektrische Erwärmung eine Verteuerung um 17 bis 18% ein, die bei massivem Beton auf 12 bis 14% sinken, bei dünnen Bauteilen auf 20 bis 25% steigen kann. Doch sind bei geübten Leuten und guter Einrichtung Einsparungen möglich.

Dr. Saller.

## Neuartige Schutzvorrichtung an einem schrankenlosen Bahnübergang in Nordamerika.

Im Staate Indiana in den Vereinigten Staaten von Nordamerika wurde eine neue Straße mit starkem Verkehr in Benutzung genommen, die eine eingleisige Eisenbahn schienengleich kreuzt. Die Eisenbahn hat einen täglichen Verkehr von sechs Personenzügen und zehn bis fünfzehn Güterzügen. Auf der Straße verkehren durchschnittlich an Wochentagen je 400 Lastwagen und 1100 Personenkraftwagen, an Sonntagen 200 Lastwagen und 1800 Personenkraftwagen.

Wie die Abbildung zeigt, sind beiderseits des Gleises in einem Abstand von je 15 m von demselben Schutzvorrichtungen angebracht, die im Ruhezustand, also wenn kein Zug zu erwarten ist, so weit versenkt sind, daß sie mit der Straßenoberfläche bündig liegen, die Straßenfahrwerke mithin ungehindert über sie hinwegfahren können. Bei Annäherung eines Zuges werden sie in die Sperrlage emporgehoben. Jede der Schutzvorrichtungen wird durch einen Elektromotor angetrieben, der durch Schienenstrom in Wirksamkeit gesetzt wird. Die Betätigung des Schienenstromes geschieht durch den sich nähernden Zug. Fährt ein Zug in den überwachten Streckenabschnitt ein, so beginnt eine Warnungsglocke zu läuten und jede Schutzvorrichtung hebt sich um 10 cm über Straßenoberfläche und verbleibt 10 Sek. in dieser Stellung. Gleichzeitig erscheinen auf der Schutzvorrichtung nach der Straße zu vier rote Blinklichter und neben denselben fünf rote Aufschriften „Halt“ (Stop). Falls ein Straßenfahrzeug



während dieses Zeitraums gegen die Schutzvorrichtung fährt, wird sie durch die Räder des Wagens bis zur Straßenoberfläche vorübergehend herabgedrückt und hebt sich dann selbsttätig wieder; weder am Wagen noch an der Schutzvorrichtung wird hierdurch eine Beschädigung verursacht.

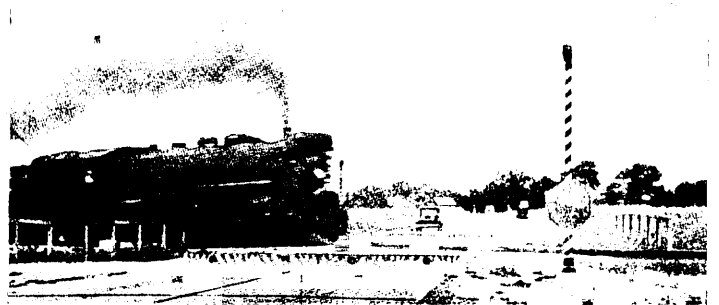
Nach Ablauf der 10 Sek. hebt sich die Schutzvorrichtung auf ihre volle Höhe von 25 cm und hat dann nach der Straße zu eine gekrümmte Oberfläche, die der Krümmung eines Kraftwagengrades annähernd angepaßt ist. Sollte jetzt ein Wagen auf dem Bahnkörper eingeschlossen sein, so kann er auf der nach dem Gleis zu befindlichen Schräge der Schutzvorrichtung auflaufen und diese niederdrücken, worauf diese durch eine Feder wieder emporgehoben wird. Fährt jedoch ein Fahrzeug von der Straßenseite her gegen die voll aufgerichtete Schutzvorrichtung, so stoßen die Vorderräder gegen die gekrümmte Oberfläche und prallen von dieser ab, wobei die Räder gleichzeitig etwas angehoben werden. Die Radreifen aus Gummi wirken hierbei als Polster. Angeblich haben besetzte Personenwagen mit einem Gewicht von etwa 2½ t und bei einer Geschwindigkeit von 48 km/h derartige Stöße ohne Nachteile für die Wagen oder ihre Insassen ausgehalten.

Der Schienenstrom zur Betätigung der Schutzvorrichtungen tritt 30 Sek. vor Ankunft des schnellsten Personenzuges auf dem Wegübergang in Wirksamkeit, so daß dann die Hebung der Schutzvorrichtung beginnt; 15 Sek. vor Ankunft des Zuges befindet sich die Schutzvorrichtung in voller Höhe. Sie bleibt in dieser Stellung, bis der Zugschluß den Übergang überfahren hat. Während dieser Zeit läuten die Warnglocken und blinken die Lichter.

Nach Vorbeifahrt des Zuges senkt sich die Schutzvorrichtung wieder bis auf Straßenoberfläche und das Läuten der Warnglocke hört auf. Das Senken der Schutzvorrichtung beansprucht dann etwa 5 Sek. Die Schutzvorrichtung liegt in einem eisernen Kasten unter dem Straßenpflaster, der unten und oben offen ist. Sie ist in der Straßenmitte geteilt in zwei Hälften von je 3 m Länge. Beide Hälften sind an einem Ende um ein Gelenk drehbar

und ihr Gewicht ist durch Schraubenfedern ausgeglichen. Die Drehung in beiden Richtungen erfolgt durch den Motor.

Rechts von der Schutzvorrichtung steht auf der Straße ein Mast, auf welchem die vorerwähnte Warnglocke angebracht ist. An demselben befindet sich außerdem ein sechseckiges Schild mit den Worten „Selbsttätige Schranke“ und einem Pfeil, der auf die Schutzvorrichtung hinweist.



Schutzvorrichtung an einem schrankenlosen Bahnübergang in Nordamerika.

Auf der rechten Straßenseite stehen außerdem in einer Entfernung von 240 m vom Wegübergang ein Schild mit der Aufschrift „Langsam fahren“, in einer Entfernung von 120 m ein Schild mit der Aufschrift „Schnelles Halten zu erwarten“. Außerdem sind die seitens der Aufsichtsbehörde allgemein vorgeschriebenen Warnungszeichen an der Straße aufgestellt.

Eine Prüfung der Bewährung der Schutzvorrichtung ergab, daß diese etwa einmal wöchentlich in halbaufgerichteter Stellung von einem Fahrzeug überfahren worden war, daß jedoch kein Straßenfahrwerk sie in vollaufgerichteter Stellung überfahren hatte. (Rly. Age.) Sr.

## Bücherschau.

74. VDI-Hauptversammlung Darmstadt 1936 und Achtzigjahrfeier des VDI. (Berichtsheft) Format DIN A 4, 406 Seiten mit 567 Abbildungen und 47 Zahlentafeln, 1936. Broschiert 6. — *R.M.* (VDI-Mitglieder 5,40 *R.M.*).

Das Heft bringt alle anlässlich der Hauptversammlung gehaltenen Vorträge, die nach folgenden Gruppen zusammengefaßt wurden:

Ingenieuraufgaben bei der Sicherung der Nahrungs- und Rohstofffreiheit des deutschen Volkes.

Verfahrenstechnik und ihre Auswirkungen auf Gestaltung und Herstellung.

Energiewirtschaftsfragen.

Schutz von Mensch und Sache.

Ingenieur und Wirtschaft.

Technikgeschichte.

Deutscher Kälteverein und Fachausschuß für die Forschung in der Lebensmittelindustrie.

Schon die Aufzählung dieser Hauptgruppen ergibt ein Bild von dem vielseitigen Inhalt des Sonderheftes, das geradezu einen Querschnitt der zeitgemäßen Ingenieurfragen und -aufgaben darstellt. Selbstverständlich findet daher auch der Eisenbahnfachmann eine Reihe von Aufsätzen, die ihn besonders fesseln werden. In der ersten Gruppe wird der Werkstoff „Holz“ mit seiner vielseitigen Verwendung behandelt. Die Möglichkeiten der Holzveredelung, die neue Anwendungsgebiete erschließen und die neuzeitliche Sperrholzverkleidung, die ja auch im Fahrzeugbau eine Rolle spielt, sind in weiteren Aufsätzen betrachtet. Über Werkstoffe berichten vier Aufsätze, von denen „Wege zum Heimstoff in Werkstoffauswahl und Formgebung der Lagermetalle“, sowie der Vorbericht über die besonderen Eigenschaften des Kunstkautschuks genannt seien. Im Aufsatz über die Lagermetalle sind die Ergebnisse der mühsamen Gemeinschaftsarbeit, an der auch die Deutsche Reichsbahn hervorragenden Anteil hat, über dieses Sondergebiet niedergelegt. Auch über die Altmetall-

frage findet man in diesem Bericht ausführliche Angaben, für deren Zustandekommen ebenfalls die Reichsbahn wertvolle Unterlagen liefern konnte. Aus der Untergruppe Brenn- und Treibstoffe sei der Bericht über Versuchsergebnisse an Fahrzeuggasserzeugern erwähnt, der im Hinblick auf die vermehrte Verwendung heimischer Kraftstoffe für den Kraftwagenverkehr allgemeines Interesse hat.

Aus der zweiten Hauptgruppe sollen nur die Arbeiten genannt werden, die sich mit Anstrichtechnik befassen. Der erste der beiden Berichte zeigt die Mittel und Wege, Farben aus überwiegend heimischen Rohstoffen herzustellen, bzw. Blei- und Leinölersparnisse bei der Farbengewinnung zu erzielen, während der zweite Bericht u. a. den Einfluß dieser Maßnahmen auf die Güte der Farbstoffe behandelt.

Energiewirtschaftsfragen spielen zur Zeit ebenfalls eine besondere Rolle. In dieser Gruppe wurden daher auf der VDI-Tagung eine Reihe interessanter Vorträge gehalten, die in dem genannten VDI-Sonderheft ebenfalls zu finden sind. Das Thema „Dampf oder Heißwasser als Wärmeträger“ bringt einen eingehenden Vergleich über das technische und wirtschaftliche Verhalten dieser beiden Wärmeträger, insbesondere im Hinblick auf ihre Verwendung für Heizungszwecke. Dabei wird festgestellt, daß zwar wichtige Unterschiede im Verhalten von Dampf und Heißwasser bestehen, daß aber vom wirtschaftlichen Standpunkt aus keine große Überlegenheit des einen Heizmittels über das andere vorliegt, und daß nur von Fall zu Fall die richtige Entscheidung für die eine oder andere Betriebsweise getroffen werden kann.

Zu dem schon immer umstrittenen Problem „Fremdstrom oder Eigenstrom“ liefert die Abhandlung „Stromversorgung der Industrie durch öffentliche Elektrizitätswerke und Eigenanlagen“ einige bemerkenswerte neue Hinweise. Besonders wertvoll dürfte hierbei die vom Verfasser ausgesprochene Forderung nach besserer Zusammenarbeit zwischen Industrie und den Elektrizitätswerken sein. Damit würde auch der Sinn des Energiewirtschaftsgesetzes voll und ganz erfüllt werden.

Aus der Untergruppe „Verbrennungsmotoren“ werde der Aufsatz „Zusammenwirken von Motor und Gebläse bei Aufladedieselmotoren“ erwähnt. Es wird in dieser Abhandlung ein vorzüglicher theoretischer Überblick der thermodynamischen und konstruktiven Zusammenhänge zwischen Motor und Gebläse gebracht. Auch die von der Reichsbahn in ihren Triebfahrzeugen verwendeten Auflademotoren findet man in dem genannten Aufsatz behandelt.

**Kraftfahrtechnik:** Nicht weniger als sieben Vorträge waren auf der Tagung diesem Teil der Technik gewidmet, ein Zeichen, daß das Kraftfahrwesen noch immer im Brennpunkt des Interesses steht. Erwähnt seien die Abhandlungen über „Schaltverschleiß bei Zahnrädern“, „Beurteilung der Beanspruchungsverhältnisse aus dem Bruchaussehen“ und „Die Weiterentwicklung der Gaserzeuger für Kraftfahrzeuge“. Der erste Aufsatz brachte wertvolle Versuchsergebnisse mit Zahnrädern aus vergütetem Stahl. Derartige Zahnräder erlauben eine bedeutend einfachere Herstellung, die sich besonders bei der Massenherstellung günstig auswirkt, ohne daß dabei technische Nachteile in Kauf genommen werden müssen. An Hand zahlreicher Beispiele (unterstützt durch gute Bilder) gibt der zweite Aufsatz einen Überblick über die verschiedenen Arten von Brüchen, ihre Ursachen und die Folgerungen, die man daraus für künftige bessere Formgebung ziehen kann. Da viele der Beispiele aus dem Fahrzeugbau entnommen sind, ist diese Abhandlung für den Eisenbahnfachmann von besonderem Interesse. Der dritte Aufsatz „Weiterentwicklung der Gaserzeuger für Kraftfahrzeuge“ gibt einen guten Überblick über die Fortschritte, die auf diesem für die heimische Kraftstoffversorgung so wichtigen Gebiete in dem letzten Jahre erreicht werden konnten. Wenn dabei auch noch nicht alle Wünsche der Verbraucher erfüllt werden können — wobei übrigens bemerkt sei, daß auch von dieser Seite her das Maß der Anforderungen in vernünftigen Grenzen gehalten werden sollte —, so zeigen doch die beschriebenen Gaserzeugerarten einen beachtlich hohen technischen Stand. Leider muß man aber aus der Abhandlung ersehen, daß die Frage der Versorgung und Verteilung mit festen oder gasförmigen Treibstoffen noch viele Schwierigkeiten bietet, die zu beseitigen allerdings weniger eine technische, als vielmehr eine wirtschaftlich-organisatorische Angelegenheit ist.

**Schutz von Mensch und Sache.** Der vermehrte Einsatz von Arbeitskräften hat leider eine Erhöhung der Betriebsunfälle mit sich gebracht. Die VDI-Tagung widmete daher auch dieser Frage ihre Aufmerksamkeit und das Sonderheft enthält daher mehrere Abhandlungen hierüber.

**Deutscher Kälteverein und Fachausschuß für die Forschung in der Lebensmittelindustrie.** Schließlich werde noch auf den Aufsatz „Neuzeitliche Probleme des Kühlwagenbaues“, der als Vortrag auf der Hauptversammlung des Deutschen Kältevereins im VDI gehalten wurde, hingewiesen. Neben den allgemeinen Baugrundsätzen für schnellfahrende Güterwagen sind hier besonders die Maßnahmen für den Wärmeschutz des Wagenkastens und die Versuche mit Kühlwagen neuester Bauart beschrieben.

Regierungsbaumeister E. Wohllebe.

**Tarnung und Verdunklung.** Von Oberregierungsrat Dr. Ing. Knothe, Berlin W 9: Wilhelm Ernst & Sohn, Preis 1,60 *RM*.

Dem Luftschutz kommt in der heutigen Zeit eine besondere Bedeutung zu. Grundsätze des Luftschutzes sind bei allen wichtigen Erzeugungs- und Versorgungsanlagen, insbesondere auch bei den Eisenbahnanlagen zu beachten. Abgesehen von den baulichen

Gesichtspunkten handelt es sich um wichtige Maßnahmen der Tarnung und Verdunklung. Die Schrift bezweckt hier, den interessierten Kreisen der Industrie, der Behörden und der Bau-technik eine Übersicht zu bieten und die im Laufe der letzten Jahre gewonnenen Erkenntnisse zur praktischen Verwendung wie als Anregung zu weiterer Entwicklungsarbeit bekannt zu geben. Das Büchlein erschien im September bereits in zweiter Auflage.

**Dieselmotoren VI.** Sonderheft der VDI-Zeitschrift. Berlin 1936. VDI-Verlag G. m. b. H. DIN A 4, 151 Seiten mit 256 Abbildungen und 9 Zahlentafeln. Broschiert 6,— *RM* (VDI-Mitglieder 5,40 *RM*).

Das Sonderheft, das nach bewährtem Muster die in den letzten Jahren in der „VDI-Zeitschrift“ und in der „Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens“ veröffentlichten Aufsätze über Dieselmotoren enthält, zeigt schon in der unterteilten Anordnung seines Inhaltes, daß zur Zeit im Dieselmotorenbau die theoretischen Aufgaben eine besondere Stellung einnehmen, und die wissenschaftliche Forschung für die Weiterentwicklung des genannten Sondergebietes von ausschlaggebender Bedeutung ist.

In einem ersten Abschnitt sind die Vorgänge der Brennstoffzufuhr in fünf Arbeiten ausführlich behandelt. Besondere Beachtung verdient der Aufsatz über die Brennstoffzufuhr zur Vorkammer des Kohlenstaubmotors, zumal Motoren für feste Brennstoffe sowohl im In- als auch im Ausland die größte Aufmerksamkeit entgegengebracht wird.

Der zweite, ebenfalls überwiegend mit theoretischen Abhandlungen ausgefüllte Teil des Heftes behandelt „Zündung und Verbrennung“. Erwähnt sei hieraus der Aufsatz „Steinhohlenteeröl als Treibstoff des schnelllaufenden Dieselmotors“, der die interessanten und aufschlußreichen Versuchsarbeiten der Technischen Hochschule Dresden auf diesem Gebiete darstellt.

Der dritte Abschnitt bringt Arbeiten über ausgeführte Motoren. Hier wird dem Eisenbahnfachmann auffallen, daß Aufsätze über die neueren, technisch besonders interessanten Lokomotiv- und Triebwagenmotoren leider fehlen. Es wäre vielleicht zweckmäßiger gewesen, die schon älteren Aufsätze über die russische Diesellokomotive bzw. über die Diesellokomotive mit unmittelbarem Antrieb durch die erwähnten, in der VDI-Zeitschrift veröffentlichten Arbeiten zu ersetzen. In diesem Falle wären dem Leser ferner die neueren Kraftübertragungsmöglichkeiten (z. B. den Flüssigkeitsgetrieben) vorgeführt worden.

Im vierten Teil, den man übrigens folgerichtig besser an dritte Stelle hätte setzen können (um den Zusammenhang der theoretischen Arbeiten zu erhalten), hat man einer Anzahl wissenschaftlicher Aufsätze über Strömungsvorgänge Raum gegeben.

Der letzte Teil bringt dann noch Sonderfragen, unter ihnen auch die Abhandlungen „Das Fremdverdichtungsverfahren zum Antrieb von Diesellokomotiven und Triebwagen“ und „Eignung der Diesellokomotive mit unmittelbarem Antrieb für Schnellfahrten“. In beiden Aufsätzen zeigen die Verfasser die Möglichkeiten, die ihrer Auffassung nach die bisher bestehenden Schwierigkeiten im Bau technisch und wirtschaftlich gleich guter Diesellokomotiven überwinden könnten.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß das Dieselmotorenheft VI sich würdig seinen Vorgängern (den Dieselmotorenheften I—V) anreihet und mit seinem wertvollen Inhalt auch jedem an diesem Sondergebiet interessierten Eisenbahn- und Verkehrsfachmann zur Beschaffung empfohlen werden kann.

Regierungsbaumeister E. Wohllebe.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.*

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter G. m. b. H. in Wiesbaden.