

### Versuche der Italienischen Staatsbahnen mit Abdampfvorwärmern für Lokomotiven.

Mit Genehmigung des Verfassers bearbeiteter Auszug aus dem in der „Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane“ 1926, Bd. XXIX, [Nr. 4 und 5 veröffentlichten Aufsatz von Ing. G. Corbellini. (Schluß.)

#### 4. Einfluß der Betriebsverhältnisse auf die erreichbaren Ersparnisse.

Bei gleichartigen Betriebsverhältnissen ist die Wasser-speisung am wirtschaftlichsten, wenn man ebensoviel Wasser speist als verbraucht wird. Solche Gleichartigkeit ist aber selten gegeben, gewöhnlich ist der Betrieb infolge Fahrt-verlangsamung, außerordentlichen Aufhalten usw. ver-änderlich. Um in solchen Fällen eine dem Dampfverbrauch ständig entsprechende Speisung zu erzielen, müßte der Feuerungsbetrieb immer entsprechend verändert werden, was aber eine Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades zur Folge hätte.

Bei Verwendung von Abdampf-Vorwärmern erscheint es empfehlenswerter, die Feuerung gleichmäßig zu halten und nur während der Fahrt bei offenem Regler zu speisen.

Es ist nicht notwendig, oft nicht einmal empfehlenswert, eine den Verbrauch sogleich ergänzende Speisung anzustreben, weshalb die Regulierbarkeit des Speiseapparates im allgemeinen keine große Rolle spielt und die Überlegenheit der Speise-pumpen in dieser Beziehung dem Abdampfinjektor gegenüber praktisch bedeutungslos ist. Viel wichtiger ist, die Speise-apparate so zu bemessen, daß sie bei mittlerer Speisung, die am häufigsten erfordert wird, am wirtschaftlichsten arbeiten.

Hat der Kesseldruck beim Anfahren nach der ersten Senkung wieder die normale Höhe erreicht, dann setzt man den Speiseapparat in Betrieb und reguliert ihn auf eine Förderung, die den Wasserspiegel möglichst konstant hält. Nähert sich der Zug einer Haltestelle oder einem längeren Gefälle (Fahrt mit geschlossenem Regler), muß rechtzeitig das Feuer gemindert werden, damit der Kesseldruck sinkt, um zu verhindern, daß bei gleichzeitigem Schließen des Reglers und des Speise-apparates infolge plötzlicher Drucksteigerung die Sicherheits-ventile abblasen.

Nur auf diese Art ist es möglich, eine Höchstleistung des Vorwärmers zu erzielen und ein Speisen während der Fahrt mit geschlossenem Regler zu vermeiden.

Dieser Vorgang wird um so schwieriger, je häufiger der Regler (z. B. bei Personenzügen mit vielen Stationen) ge-schlossen werden muß. Es kann in solchen Fällen eine derart veränderliche Feuerhaltung notwendig werden, daß der Rück-gewinn aus dem Abdampf die Nachteile nicht aufzuwiegen vermag.

#### 5. Ergebnisse der Fahr- und Standproben.

Aus der Zusammenstellung 3 sind die Ergebnisse der Fahrproben ersichtlich, die hier mit Berücksichtigung der ergänzenden Standproben erörtert werden sollen.

##### a) Fahrproben.

Die mittlere stündliche Verdampfung, bezogen auf den Kohlenverbrauch bei offenem und bei geschlossenem Regler, mit und ohne Vorwärmung ist in Zusammenstellung 3 er-sichtlich.

Zusammenstellung 3.

	Knorr-Apparat		A. C. F. I.-Apparat, Type RM		Friedmann-Apparat Type LF	
	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer
Mittlerer Tenderwasser-Verbrauch/Stunde kg	4720	4970	4780	4570	4511	4108
Stündlicher Wasserverbrauch auf 1 m <sup>2</sup> Heizfläche . . . . . kg	30,9	32,5	31,2	29,9	29,5	26,9
Wasserverbrauch für 1 kg Kohle . . . . .	7,15	8,10	7,23	7,35	7,45	7,26
Stündlicher Kohlenverbrauch auf 1 m <sup>2</sup> Rostfläche . . . . . kg	236	220	234	222	216	202

Die Zusammenstellung zeigt, daß das Verhältnis zwischen dem verdampften Wasser und dem Brennstoffverbrauch beim Knorr-Vorwärmer um 13,3 % und die stündlich verdampfte Wassermenge bei nahezu gleichbleibender Leistung um 5,3 % höher war als beim normalen Injektor. Dies bedeutet einen Mehrverbrauch an Dampf, eine Erhöhung der Kesselleistung. Dieser Mehrverbrauch ist das Ergebnis der sekundären Erscheinungen, die mit der Verwendung eines Vorwärmers verbunden sind, vermehrt um den Dampfverbrauch der Pumpe. Da sich aber die erwähnten sekundären Erscheinungen gegen-seitig ausgleichen, können sie vernachlässigt werden und der Mehrverbrauch ist ausschließlich auf den Frischdampfverbrauch der Pumpe zurückzuführen.

Die Zusammenstellung 4 (Seite 62) zeigt den Wasser-verbrauch, bezogen auf die Leistung der Lokomotive.

Tenderwasser- und Kohlenverbrauch sind bei den drei Vorwärmern nicht wesentlich verschieden. Daß die Leistungen bei den Pumpenapparaten nahezu gleich, beim Abdampf-injektor aber geringer sind, ist auf Umstände zurückzuführen, die später erörtert werden.

##### b) Standproben.

##### 1. Knorr-Vorwärmer.

Die mit dem Vorwärmer, Bauart Knorr, vorgenommenen Standproben, bei denen der Frischdampf einem zweiten Kessel mit gleicher Spannung entnommen wurde, hatte die aus Zusammenstellung 5, Seite 62 ersichtlichen Ergebnisse.

Die stündliche Liefermenge der erprobten Pumpe beträgt 7200 l, d. h. bei den Standproben arbeitete die Pumpe nicht mit ihrer Höchstleistung, sondern mit einer mittleren Leistung, wie sie den Betriebsbedingungen entspricht, denn die Höchst-verdampfung wird im Betrieb nur selten — und dann nur für kurze Zeit — erreicht. Daher rührt der größere Dampf-

verbrauch gegenüber den bei Laboratoriumsversuchen u. U. erreichbaren Zahlen.

Übrigens wirkt auch die Tatsache, daß die Pumpe mit Naßdampf arbeitet, auf den Dampfverbrauch ungünstig ein.

Die Pumpen waren im normalen Betrieb stets in Ordnung und bei den Standproben wurde ihrem Zustand eine ganz besondere Aufmerksamkeit gewidmet.

Zusammenstellung 4.

	Knorr-Apparat		A. C. F. I.-Apparat, Type RM		Friedmann-Apparat, Type LF	
	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer
Mittlere Gesamtarbeit am Zughaken des Tenders . . . . t	555720	556858	548606	560800	477520	473698
Mittlere nutzbare Leistung am Zughaken des Tenders . . . . PS	424	423	418	423	366	364
Mittlere effektive Leistung am Radkranz der Triebräder . . . PS <sub>e</sub>	496	495	489	495	432	427
Mittlere Belastung . t	802	811	792	799	810	812
Mittlere Fahrgeschwindigkeit . . km/Std.	42,6	42,6	42,6	42,3	43,3	43,1
Tenderwasser-Verbrauch für . . . . . 1 PS	11,10	11,75	11,50	10,08	12,35	11,30
Tenderwasser-Verbrauch für . . . . . 1 PS <sub>e</sub>	9,550	10,020	9,817	9,272	10,436	9,639

Zusammenstellung 5.

Standprobe mit dem Knorr-Apparat Daten für die Speisepumpe	
1. Stündlich aus dem Tender gespeistes Wasser . .	5550 kg
2. Anzahl der stündlichen Kolbenhübe der Pumpe .	1050
3. Mit jedem Kolbenhub gespeistes Wasser . . . .	5,26 kg
4. Liefermenge für Kolbenhub . . . . .	7,10 l
5. Mittlerer volumetrischer Wirkungsgrad der Pumpe R = 100 . $\frac{5,26}{7,18}$ . . . . .	73,5 %
6. Stündlicher Dampfverbrauch der Pumpe . . . .	233 kg
7. Mittlerer Dampfverbrauch für 100 kg gespeistes Tenderwasser . . . . .	4,20 kg

## 2. A. C. F. I.-Vorwärmer.

Um die rückgewonnene Abdampfmenge festzustellen, wurden während der Fahrt Messungen vorgenommen, die es ermöglichten, diese Frage auf folgende Weise zu lösen:

Sieht man von unbedeutenden Wärmeverlusten ab, so ergibt sich folgende Gleichung:

$$(1 + P_s) \cdot t_2 = t_0 + C_s \cdot P_s; \quad P_s = \frac{t_2 - t_0}{C_s - t_2}$$

Die mittleren Versuchswerte waren:

$t_2 = 91^\circ \text{C}$ ,  $t_0 = 14^\circ \text{C}$ ,  $C_s = 642 \text{ kcal}$  bei  $108^\circ \text{C}$  und 1,2 ata. Daraus ergibt sich  $P_s = 0,14$ . In besonderen Fällen wurde als Maximum von  $P_s = 0,158$ , als Minimum  $P_s = 0,106$  festgestellt.

Der Dampfverbrauch der Speisepumpe wurde mitstehender Lokomotive wie beim Knorr-Apparat bestimmt.

Bei einer sechsständigen Probe ergaben sich folgende Mittelwerte:

## Zusammenstellung 6.

Standprobe mit dem A. C. F. I.-Apparat, Type RM	
1. Stündlich aus dem Tender gespeistes Wasser . .	4490 kg
2. Stündliche Verdampfung, angenommen mit $4490 + 0,14 \cdot 4490$ . . . . .	5120 kg
3. Anzahl der stündlich einfachen Kolbenhübe . . .	1490
4. Von der Kaltwasserpumpe mit jedem Kolbenhub gespeistes Tenderwasser, abzüglich des heißen Überlaufwassers, das durch das Saugrohr zurück- kommt . . . . .	3,05 kg
5. Von der Heißwasserpumpe mit jedem Kolbenhub in den Kessel gedrücktes Wasser . . . . .	3,43 kg
6. Liefermenge für 1 Hub der Heiß- und Kalt- wasserpumpe: $d = 166$ , $s = 230 \text{ mm}$ . . . . .	4,67 l
7. Frischdampfverbrauch für den Betrieb der Pumpe in der Stunde, gemessen vor dem in der Speise- leitung befindlichen Dampftrockner . . . . .	201 kg
8. Mittlerer volumetrischer Wirkungsgrad der Heiß- wasserpumpe, $R = 100 \cdot \frac{3,43}{4,67}$ . . . . .	73,4 %
9. Mittlerer Frischdampfverbrauch für 100 kg ge- speistes Tenderwasser . . . . .	4,49 kg
10. Mittlerer Frischdampfverbrauch für 100 kg ver- dampftes Wasser . . . . .	3,93 kg

## 3. Abdampfinjektor, Bauart Friedmann.

Die Standproben wurden mit dem Abdampfinjektor in der gleichen Weise durchgeführt wie mit den beiden anderen Vorwärmern. Festgestellt wurden die Größen:  $C_v$ ,  $C_s$ ,  $t_2$ ,  $t_v$ ,  $x_v$ ,  $t_0$ ,  $x_v$  wurde mit Hilfe eines Râteau-Apparates bestimmt. Ferner wurde die stündliche Tenderwassermenge  $Q_t$  und die stündliche Frischdampfmenge  $Q_v$  gemessen.

Die im Druckwasser enthaltene Wärme ist  $t \cdot (Q_t + Q_v + Q_s)$  während die dem Abdampfinjektor zuströmende Wärme durch  $Q_t \cdot t_0 + Q_v \cdot C_v + Q_s \cdot C_s$  ausgedrückt ist. Von unwesentlichen Wärmeverlusten abgesehen, ergibt sich:

$$t_2 (Q_t + Q_v + Q_s) = Q_t \cdot t_0 + C_v \cdot Q_v + C_s \cdot Q_s,$$

woraus  $Q_s$  zu bestimmen ist.

$$Q_s = \frac{t_2 (Q_t + Q_v) - t_0 Q_t - C_v \cdot Q_v}{C_s - t_2}$$

In der Zusammenstellung 7 sind die Werte  $\frac{Q_v}{Q_t} = P_v$

und  $\frac{Q_s}{Q_t} = P_s$  als mittlere Werte von drei Messungen von je drei Stunden Dauer angegeben.

Schon aus Zusammenstellung 4 war zu ersehen, daß die erzielte mittlere Leistung bei gleicher Belastung und Geschwindigkeit für den Abdampfinjektor geringer war als für die Vorwärmer mit Pumpen. Nun zeigt auch Zusammenstellung 8, daß der Kohlenverbrauch je Arbeitseinheit bei den Pumpenvorwärmern annähernd gleich, für den Abdampfinjektor aber weniger günstig erscheint. Diese auffallende Differenz ist auf die Jahreszeit, in der die Versuchsfahrten stattfanden, zurückzuführen. Es ist bekannt, daß in der warmen Jahreszeit die Zugwiderstände geringer sind; ein Umstand, der für den Abdampfinjektor ungünstig ist, weil einer geringeren Leistung ein geringerer Abdampfdruck entspricht. Während bei den Pumpen-Vorwärmern der Einfluß des Abdampfdruckes nicht von entscheidender Bedeutung ist, nimmt die im Abdampfinjektor verwertete Abdampfmenge mit dem Druck desselben ab. Es war deshalb wichtig, bei den Proben die Gewißheit zu erhalten, daß der Friedmann-Abdampfinjektor Klasse LF auch bei geringer Arbeitsleistung der Lokomotive noch mit bedeutendem Vorteil arbeitet.

## Zusammenstellung 7.

Standprobe mit dem Abdampfinjektor Friedmann. Klasse LF Nr. 9	Gegendrücke des Abdampfes in kg/cm <sup>2</sup>		
	1,2	1,4	1,6
1. Gespeiste Tenderwassermenge in der Stunde . . . . . $Q_t$	4770 kg	6050 kg	7700 kg
2. Mittlere Tenderwassertemperatur $t_0$	18°	19°	19°
3. Mittlere Temperatur im Druckrohr der Speiseleitung . . . . . $t_2$	84°	91°	89°
4. Mittlere Speisezeit in der Stunde . . . . .	39'	50'	59'30''
5. Frischdampfverbrauch in der Stunde . . . . . $Q_v$	305 kg	320 kg	340 kg
6. Mittlere Feuchtigkeit des Frischdampfes $Q_v$ , gemessen nach dem Entnahmeventil . . . . .	0,951	0,943	0,940
7. Temperatur $t_s$ des Abdampfes $T_s$	108°	112°	116°
8. Je Stunde verwerteter Abdampf . . . . .	320 kg	480 kg	630 kg
9. Je Stunde gespeistes Wasser $Q_t + Q_s$	5090 kg	6530 kg	8330 kg
10. In einer Minute der effektiven Speisezeit verwerteter Abdampf . . . . .	8,2 kg	9,4 kg	10,6 kg
11. Wert $\frac{100 Q_s}{Q_t}$ . . . . . $P_s$	6,70	7,95	8,20
12. Wert $\frac{100 Q_v}{Q_t}$ . . . . . $P_v$	6,40	5,30	4,42
13. Wert $(P_v + P_s) \cdot 100$ . . . . .	13,10	13,25	12,62
14. Wert $\frac{1 + P_v + P_s}{P_v} \cdot 100$ . . . . .	5,94	7,05	7,25
15. Wert $\frac{1 + P_v + P_s}{P_v + P_s} \cdot 100$ . . . . .	5,66	4,68	3,92
16. Wert $\frac{1 + P_v + P_s}{1 + P_v + P_s} \cdot 100$ . . . . .	11,62	11,73	11,17

## 6. Brennstoffersparnis.

## a) Prüfung der Ergebnisse.

## Zusammenstellung 8.

	Knorr-Apparat		A. C. F. I.-Apparat, Type RM		Friedmann-Apparat, Type LF	
	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer
Mittlerer Kohlenverbrauch auf 1 Fahrstunde . . . . . kg	661	615	662	622	604	565
Mittlerer Kohlenverbrauch je m <sup>2</sup> Rostfläche und Stunde kg	236	220	234	222	216	202
Mittlerer Kohlenverbrauch . . . . . kg/km	15,5	14,45	15,5	14,7	14,0	13,12
Mittlerer Kohlenverbrauch f. d. PS-Stunde am Zughaken . . . . . kg	1,555	1,450	1,580	1,470	1,640	1,555
Mittlerer Kohlenverbrauch f. d. PS-Stunde am Radkranz d. Triebräder d. Lokomotive kg	1,333	1,241	1,356	1,260	1,400	1,325
Mittlere Kohlenersparnis die mit den Probeapparaten erreicht wurde . . . . .	6,9%		7,08%		5,35%	
Jahreszeit in der die Proben ausgeführt wurden . . . . .	Frühling		Herbst		Sommer	
Mittlere Tenderwassertemperatur im Tender	13,5°	14°	13°	13°	18°	19°
Mittlere Temperatur im Druckrohr des Kessels	—	92°	—	91°	—	79,5°

Ein anderer, für jede Art Vorwärmer ungünstiger Umstand, die höhere Temperatur des Tenderwassers, muß gleichfalls bei Beurteilung der Ergebnisse in Betracht gezogen werden. Je wärmer das Tenderwasser ist, desto weniger Wärme kann zurückgewonnen werden. Bei den Versuchsfahrten mit dem Abdampfinjektor war das Wasser um 5 bis 6° C wärmer als bei den Versuchen mit den anderen Vorwärmern; es konnten also von etwa 706 kcal um 5 bis 6 kcal weniger aufgenommen werden, woraus eine Verringerung des Wärmerückgewinnes um nahezu 1% folgt.

Alles zusammengenommen ergeben sich für die mit den Probeapparaten erzielten Kohlenersparnisse folgende Ziffern:  
Vorwärmer mit Pumpe Bauart Knorr . . . . . 7%,  
Vorwärmer mit Pumpe A.C.F.I., Type R.M. . . . . 7%,  
Abdampfinjektor Bauart Friedmann, Klasse LF . . . . . 6%.

## b) Thermische Bilanz.

Gleichzeitig mit den Proben wurden Messungen vorgenommen, um deren Richtigkeit sicherzustellen.

## 1. Knorr-Vorwärmer.

Die Menge des Abdampfes, die zur Erwärmung des Speisewassers verbraucht wird, läßt sich unmittelbar messen. Der den Vorwärmer erreichende Abdampf wurde in einem Behälter gesammelt, wo Temperatur und Volumen des Kondensates bestimmt wurden. Die mittleren Werte der Messungen von drei Zugsgarnituren sind aus Zusammenstellung 9 ersichtlich.

## Zusammenstellung 9.

Knorr-Vorwärmer  
Mittlere Betriebsdaten des Vorwärmers

		Anmerkungen
1. Verdampftes Wasser, abzüglich der Wasserverluste . . . . .	24320 kg	$t_1$ gemessen am Einströmrohr zu den Zylindern,
2. Aus dem Abdampf kondensiertes Wasser . . . . .	3550 kg	$t_8$ gemessen im Ausströmrohr vor dem Blasrohr,
3. Verhältnis zwischen kondensiertem und verdampftem Wasser . . . . .	0,146	$t_0$ gemessen beim Ausfließen aus dem Kondensator,
4. Durchschnittliche Temperatur des überhitzten Dampfes bei der Admission $t_1$ . . . . .	260°	$t_a$ gemessen im Druckrohr d. Speisepumpe vor dem Rückschlagventil.
5. Durchschnittliche Temperatur des Abdampfes $t_s$ . . . . .	106°	Die Ablesungen wurden in festgesetzten Intervallen und bei jeder Änderung der Betriebsverhältnisse der Lokomotive oder der Speisepumpe vorgenommen. Sodann wurde aus den gefundenen Werten durch graphische Integration das Mittel gezogen.
6. Durchschnittliche Temperatur des im Vorwärmerkasten kondensierten Wassers $t_c$ . . . . .	90°	
7. Durchschnittliche Temperatur des Kesselspeisewassers $t_a$ . . . . .	92°	
8. Durchschnittliche Temperatur des Tenderwassers $t_0$ . . . . .	14°	

Auf Grund der mittleren Daten der obigen Tabelle war es möglich, eine annähernde Wärmebilanz wie folgt aufzustellen:

- In 1 kg Admissionsdampf von  $t_1=260$  und  $p_v = 11,5 \text{ kg/cm}^2$  sind  $C_1 = 704 \text{ kcal}$  enthalten.
- Im Admissionsdampf enthaltene Wärme  $C_1 = 704 \times 24320 = 17200000 \text{ kcal}$ .
- Aus dem Abdampf rückgewonnene Wärme  $C_s = 24320 \times (92-14) = 1900000 \text{ kcal}$ .
- Das Verhältnis  $\frac{C_s}{C_1} = \frac{1,9 \times 10^6}{17,2 \times 10^6} = 0,1105$ .
- In 1 kg Abdampf von 1,2 ata und 105° enthaltene Wärme  $C_9 = 643 \text{ kcal}$ .

6. In dem aus dem Kondensator abgeleiteten Abdampf enthaltene Wärme  $C_s = 3550 \times (643 - 90) = 1970000$  kcal.

7. Der thermische Wirkungsgrad des Oberflächenvorwärmers beträgt somit  $\frac{1,9 \cdot 10^6}{1,97 \cdot 10^6} = 0,965$ .

Das Verhältnis  $\frac{100 C_s}{C_i} = 11,05$  zwischen der rückgewonnenen und der erzeugten Wärme stellt den gesamten thermischen Nutzen des Vorwärmers für den Kessel dar, von dem der Wärmeverbrauch der Pumpe abzuziehen ist.

Für 100 kg erzeugten Kesseldampf wurden  $4,20 \times 645 = 2710$  kcal aufgewendet, d. h. die Pumpe verbraucht:

$$100 \times 2710$$

$$704(100 - 4,20) + 4,20 \times 645 = 3,86\%$$

Die mit dem Apparat erreichte reine Wärmeersparnis beträgt folglich 11,05 bis 3,86%, d. i. 7,19%, die mit der im vorhergehenden Abschnitt angegebenen gut übereinstimmt.

### 2. A.C.F.I.-Vorwärmer.

Aus den Fahrproben (Zusammenstellung 10) und den Standproben (Zusammenstellung 6) kann man die thermische Bilanz des Apparates wie folgt aufstellen:

1. In 1 kg Admissionsdampf sind bei  $t_1 = 262^\circ$  und  $p_v = 11,4$  kg/cm<sup>2</sup>,  $C_i = 704$  kcal

enthalten.

2. Verdampftes Wasser (verbrauchte Tenderwassermenge, vermehrt um die rückgewonnene Abdampfmenge)

$$Q = 22460 + 0,132 \times 22460 = \text{kg } 25420.$$

3. Die im Admissionsdampf enthaltene Wärme

$$C_i = 25420 \times 704 = 17900000.$$

4. Rückgewonnene Abdampfmenge  $Q_s = \text{kg } 2960$ .

5. In 1 kg Abdampf von 1,2 ata und 105<sup>o</sup> enthaltene Wärme  $C_s = 643$ .

6. Aus dem Abdampf rückgewonnene Wärme

$$2960 \times 643 = 1910000 \text{ kcal.}$$

7. Das Verhältnis  $\frac{100 C_s}{C_i} = 10,7\%$ .

Von der Ersparnis von 10,7% ist auch in diesem Falle der Verbrauch der Pumpe abzuziehen.

Für 100 kg erzeugten Kesseldampf wurden  $3,93 \times 645$  d. i. 2540 kcal aufgewendet, wobei der von der Pumpe verbrauchte Dampf als Naßdampf (Feuchtigkeit 0,95) angenommen wurde.

Der größere Wärmeverbrauch war folglich

$$100 \times 2540$$

$$704(100 - 3,93) + 3,93 \times 645 = 3,55\%$$

Die thermische Bilanz des A.C.F.I.-Apparates, Type RM, zeigt somit eine reine Ersparnis von 10,7 — 3,55 d. i. 7,15%, welche ebenfalls mit den bei den Fahrproben erzielten Werten gut übereinstimmt.

### 3. Abdampfinjektor Bauart Friedmann Klasse. LF.

Die Geschwindigkeit des aus einer Düse ausströmenden Dampfes hängt vom Dampfzustand vor und hinter der Düse und von der Düsenform ab.

Um den zuströmenden Dampf mit der jeweiligen Höchstgeschwindigkeit aus der Düse eintreten zu lassen, müßte sich die Form der Düse entsprechend dem schwankenden Kessel- bzw. Abdampfdruck verändern. Eine solche Konstruktion ist technisch undurchführbar. Die Düsen haben daher eine „mittlere“ Form, die den Injektor befähigen, innerhalb der im Lokomotivbetrieb gegebenen Grenzen einwandfrei zu arbeiten.

Die Düse erzeugt infolgedessen nicht immer die verschiedenen Drücken entsprechenden Höchstgeschwindigkeiten  $V_v$  bzw.  $V_s$ , sondern viel niedrigere. Um die (Abschnitt 3b) angegebenen Formeln anzuwenden, müßte ein, den verschiedenen Werten von  $p_v$  und  $p_s$  entsprechender Beiwert  $\frac{1}{u}$

eingeführt und lange Berechnungen durchgeführt werden, die sich durch folgende angenäherte aber praktisch ausreichende Rechnung vermeiden lassen.

Aus den Standproben (s. Zusammenstellung 7) ist ersichtlich, daß bei 1,2 ata Abdampfdruck 8,2 kg Abdampf in der Minute effektiver Speisezeit verwertet wurde. Die Speisedauer

### Zusammen-

Durchschnitts-Ergebnisse der Vergleichs-Proben zwischen Vorwärmern und normalem Injektor auf der

Datum (1925)	Proben mit	Speisung mit	Während der Fahrt bei offenem Regler												
			Belastung		Mittlere Geschwindigkeit	Gesamtarbeit am Zughaken	Mittlere Zugkraft am Zughaken	Mittlere Leistung am Zughaken	Länge der Strecke	Fahrzeit	Mittlere Geschwindigkeit	Mittlere Zugkraft	Mittlere Leistung am Zughaken	Verhältnis zwischen der induzierten Leistung und der Leistung am Zughaken	Mittlere, effektive Leistung am Radkranz
			P	T											
t	Sek.	km/Std.	kgm	kg	PS	km	Sek.	km/Std.	kg	PS		PS			
9. II. bis 7. IV.	Knorr (Lokomotive 740.148)	normalem Injektor	802	17 603	42,7	559 706 000	2680	424	193,3	15 330	45,5	2900	486	1,135	574
		Vorwärmer . . .	811	17 581	42,9	556 858 000	2675	423	193,4	15 237	45,9	2880	487	1,131	571
		normalem Injektor	510	18 722	40,5	508 720 000	2470	363	145,5	11 330	46,3	3500	597	1,21	675
		Vorwärmer . . .	515	17 655	42,6	484 680 000	2327	362	146,1	11 258	46,7	3370	584,7	1,21	730
12. X. bis 27. X.	A.C.F.I. (Lokomotive 740.124)	normalem Injektor	795	17 570	42,6	548 606 000	2667	422	193,9	15 626	45,2	2852	478	1,13	562
		Vorwärmer . . .	799	17 694	42,3	560 000 000	2700	423	194,3	15 353	45,3	2880	489	1,13	573
22. VI. bis 14. VIII.	Friedmann (Lokomotive 740.081)	normalem Injektor	810	17 316	43,3	477 520 000	2262	367	193,8	15 310	45,5	2460	417	1,13	491
		Vorwärmer . . .	812	17 416	43,1	473 698 400	2277	364	193,7	15 085	46,4	2440	418	1,13	494

betrug 9650'', woraus sich ein Abdampfrückgewinn von  $8,2 \cdot \frac{9650}{66} = 1320 \text{ kg}$  ergibt. Bezogen auf den Gesamt-Dampfverbrauch (19900 kg) ergibt sich 6,18%.

Der rückgewonnene Dampf mit  $t_s = 106^\circ \text{C}$  und  $p_s = 1,2 \text{ ata}$ , enthält 634 kcal, der vom Überhitzer entnommene Dampf  $t_v = 263^\circ \text{C}$   $p_v = 12,5 \text{ atü}$  enthält 706 kcal, woraus sich die Wärmeersparnis mit 5,55 ergibt, ein Wert, der ebenfalls mit den Mittelwerten der Fahrproben gut übereinstimmt.

Der Umstand, daß die Speisezeit (9650'') beträchtlich kürzer war als die Fahrzeit mit offenem Regler (15080''), d. h. nur 64% betrug, wirkte ungünstig auf die Menge des verwerteten Abdampfes. Hier äußerte sich der Einfluß der aus Zusammenstellung 8 ersichtlichen hohen Tenderwassertemperatur (durchschnittlich  $19^\circ \text{C}$ , maximal  $23^\circ \text{C}$ ). Je höher die Temperatur des zufließenden Wassers ist, eine desto größere Menge Wasser ist erforderlich, um den zum Injektorbetrieb notwendigen Dampf zu kondensieren. Der Injektor kann in einem solchen Fall nicht mit seiner Mindestliefermenge arbeiten, die Liefermenge wird höher als der Verbrauch im Kessel, d. h. der Injektor muß dann abgestellt werden, trotzdem der Regler noch offen ist.

Einer größeren Liefermenge entspricht aber auch eine niedrigere Druckwassertemperatur, weil die zuströmende Frischdampf- und Abdampfmenge konstant ist. Obwohl oft eine Wassertemperatur von  $90^\circ \text{C}$  erreicht wurde, betrug die durchschnittliche Temperatur nur  $79,5^\circ$ . Rechnet man davon die Temperatur des Tenderwassers ( $19^\circ \text{C}$ ) ab, so bleibt eine Erwärmung um 60,5 kcal, von denen 39 dem Abdampf, 21,5 dem Frischdampf entnommen sind.

Hätte der Abdampfinjektor — so wie die Pumpenvorwärmer — während der ganzen Fahrzeit mit offenem Regler gespeist, müßte der Rückgewinn an Abdampf  $6,18 \cdot \frac{15080}{9650} = 9,7\%$  betragen.

stellung 10.

Strecke Bologna—Rogoredo und zurück. Tatsächliche Länge 208 km, virtuelle Länge (Durchschnitt) 209,5 km.

### 7. Vergleich der Probeergebnisse mit den Ersparnissen im normalen Betrieb.

Um zuverlässige Vergleiche zwischen zwei verschiedenen Lokomotivgruppen ziehen zu können, müssen folgende Umstände in Rechnung gezogen werden, deren Vernachlässigung Bewertungsfehler verursachen würde:

a) Der Kohlenverbrauch einer Lokomotive wird immer einschließlich des Verbrauches für Anfeuern und Stationieren festgestellt. Gelegentliche Ersparnisse oder Verluste können auf Betriebsursachen zurückzuführen sein, die, wie z. B. Änderung des Turnus, mit der Lokomotive und dem Probeapparat nichts zu tun haben.

b) Zugverspätungen, die einen größeren Kohlenverbrauch verursachen, können bedeutende Differenzen zur Folge haben und die Ergebnisse wesentlich beeinflussen.

c) Zahl und Dauer der Aufenthalte des Zuges sind von bedeutendem Einfluß. Die untenstehende Zusammenstellung 10 zeigt, daß bei einem Zug mit sechs bis sieben Aufenthalten und einem solchen mit 30 Aufenthalten (s. Knorr-Proben, Spalte 37) auf derselben Strecke und bei gleichen übrigen Verhältnissen, der Brennstoffverbrauch 0,0153 bzw. 0,0220 je Brutto-Tonnenkilometer (Spalte 35) beträgt, d. h. um 43% variiert.

d) Die am Ende einer Betriebsperiode auf dem Tender verbleibende Brennstoffmenge, die erst in der nächstfolgenden Periode verbraucht wird, kann einen mehr oder weniger hohen Anteil des mittleren Verbrauches darstellen.

e) Instandhaltungszustand der Lokomotive und insbesondere Genauigkeit und Geschicklichkeit des Maschinenpersonals spielt eine bedeutende Rolle.

Ein zuverlässiger Vergleich zwischen wenigen Lokomotiven und auf kurze Zeit bezogen ist nicht möglich. Nur wenn die Lokomotiven den gleichen Dienst versehen, wenn eine größere Anzahl Lokomotiven in langer Betriebszeit beobachtet wird, können die Fehler sich ausgleichen und auf ein Maß verringern, das praktisch vernachlässigt werden darf.

Angenäherte, indizierte Leistung während der gesamten Fahrt	Arbeit der Lokomotive in Brutto-Tonnen-Kilometern		Verbrauchtes Tenderwasser									Verbrauchte Kohle								Verdampfungsziffer C	Anzahl der Auffahrten	
	N <sub>i</sub>	A	A'	Gesamtverbrauch abzügl. d. Verluste und abzügl. d. Verbrauches für die Dampfheizung		für die wirklichen Kilometer	für 1 PS-Stunde am Zughaken	für die effektive PS-Stunde	für 1 Fahrstunde	für 1 m <sup>2</sup> Heizfläche und Stunde	für den Netto-Tonnen-Kilometer	für 1 Brutto-Tonnen-Kilometer	desgl. abzügl. Anfeuern, Stationierung und Dampfheizung	für 1 wirklichen Kilometer	für 1 PS-Stunde am Zughaken	für die effektive PS-Stunde	für 1 Fahrstunde	für 1 m <sup>2</sup> Rostfläche und Stunde	für 1 Netto-Tonnen-Kilometer			für 1 Brutto-Tonnen-Kilometer
				A	A'																	
17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37		
PS	virt.ton.km	virt.ton.km	Liter									Kilogramm										
496	168 015	211 443	23 100	111,0	11,1	9,55	4720	31,6	0,138	0,1095	3235	15,5	1,555	1,333	661	286	0,0192	0,0153	7,15	5,83		
496	171 227	215 545	24 320	112,0	11,75	10,02	4975	32,5	0,1415	0,1130	3000	14,45	1,450	1,241	615	220	0,0175	0,01395	8,10	7,15		
453	106 562	149 990	23 725	113,4	12,60	10,15	4560	29,8	0,222	0,158	3300	15,9	1,74	1,40	633	226	0,0309	0,0220	7,20	30,5		
454	107 890	151 320	23 800	111,4	13,8	10,70	4870	30,7	0,220	0,157	3185	15,4	1,80	1,43	650	232	0,0293	0,0211	7,75	30,8		
469	166 212	209 630	23 470	112	11,5	9,817	4850	31,2	0,140	0,1115	3251	15,5	1,58	1,356	667	238	0,0193	0,0153	7,23	4		
495	167 495	210 923	22 460	108,4	10,96	9,272	4593	30,1	0,1357	0,1070	3060	14,7	1,47	1,273	626	222	0,0184	0,0145	7,35	4		
432	169 267	212 756	21 778	105	12,29	10,436	4511	29,5	0,129	0,103	2916	14,0	1,64	1,400	604	216	0,0172	0,0137	7,42	4,5		
427	171 026	215 149	19 900	95	11,3	9,639	4110	26,9	0,116	0,0925	2733	13,1	1,534	1,325	565	202	0,0160	0,0127	7,30	5		

Da die Möglichkeit bestand, eine genügend große Anzahl von Lokomotiven, die mit Knorr-Apparaten versehen waren, zu beobachten, wurden diese mit anderen Maschinen gleicher Type verglichen, die aus dem gleichen Heizhaus (Ancona) stammten, denselben Dienst versahen, den gleichen Brennstoff erhielten und sich im gleichen Instandhaltungszustand befanden, jedoch mit normalen Injektoren gespeist wurden.

Die Ergebnisse waren folgende:

1. Gesamt-Brennstoffverbrauch von mit Knorr-Vorwärmern ausgerüsteten neun Stück Lokomotiven in den Jahren 1924 und 1925 11816000 t. Gesamtleistung dieser Lokomotiven 4500141 Brutto-Hekto-tkm, ergibt im Durchschnitt 2,62 t je Brutto-Hekto-tkm.

2. Gesamt-Brennstoffverbrauch von mit normalen Injektoren ausgerüsteten neun Stück Lokomotiven in den Jahren 1924 und 1925 11438350 t. Gesamtleistung dieser Lokomotiven 4192059 Brutto-Hekto-tkm, ergibt im Durchschnitt 2,72 t je Brutto-Hekto-tkm.

Es ergibt sich aus der Differenz  $2,72 - 2,62 = 0,10$  eine Ersparnis von 3,68 %.

Wenn man die Gesamtersparnis nur auf den Kohlenverbrauch während der Fahrt bezieht, der bei den Maschinen der italienischen Staatsbahnen rund 0,75 des Gesamtverbrauches ist, wäre die erzielte Ersparnis  $\frac{3,68}{0,75} = 4,9$  %.

Der Unterschied zwischen dieser Zahl und der bei den Proben erhaltenen ist vorwiegend darauf zurückzuführen, daß die normalen Züge von Ancona wesentlich mehr Aufenthalte haben als die Probezüge, daß die Druckwassertemperaturen in Ancona stark schwankten und vor allem, daß das Maschinenpersonal weit weniger exakt arbeitet als der die Proben ausführende Ingenieur.

## 8. Vergleich der Rentabilität der verschiedenen Vorwärmer.

### a) Einfluß der Haltestellen-Entfernung.

Zusammenstellung 11, in der die wichtigsten Daten der Hauptzusammenstellung enthalten sind, zeigt, daß bei Zügen mit kurzer Entfernung der Haltestellen der Brennstoffverbrauch bei Verwendung von Pumpenvorwärmern vergrößert wird. Infolge kurzer Speisezeit bei offenem Regulator und stark wechselnder Feuerführung wird bei dieser Zugtype der Dampfverbrauch der Pumpe größer als der erreichte Wärmerückgewinn.

Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die Brennstoffersparnis mit zunehmender Entfernung der Haltestellen steigt. In

Abb. 6 sind als Abszissen die Entfernungen der Haltestellen aufgetragen, als Ordinaten die Ersparnisse (Verhältniswerte), die Kurve N entspricht den einzelnen Werten der Koordinaten für einen bestimmten Vorwärmer.

Für Anheizen, Stationieren usw. werden rund 25 % des Gesamtverbrauches an Brennmaterial benötigt, so daß sich der in Rechnung kommende Verbrauch während der Fahrt in der Kurve  $N' = \frac{N}{1+0,25}$  darstellt. Instandhaltungskosten, Verzinsung und Tilgung des Vorwärmers sind konstant und werden durch die Linie LM (in v. H. der Kohlenersparnis) ausgedrückt.

Bei C bis C<sub>0</sub> sind diese Ersparnisse gleich Null, da sie von den Kosten aufgezehrt werden; die Strecke O bis C<sub>0</sub> stellt somit jene Entfernung der Haltestellen dar, bei deren Überschreitung erst der Vorwärmer effektive Ersparnisse ergibt. Je kleiner die Gesamtkosten des Vorwärmers sind (s. L' bis M') um so kleiner wird jene Entfernung der Haltestellen, bei der sich der Vorwärmer bezahlt macht, d. h. je billiger der Vorwärmer ist, für desto mehr Zugattungen eignet er sich.

### b) Einfluß des jährlichen Kohlenverbrauches.

Von noch größerer Wichtigkeit für die Rentabilität des Vorwärmers ist der jährliche Kohlenverbrauch der Lokomotive.

Die Spesen, die ein Vorwärmer verursacht, bleiben konstant, aber je kleiner der jährliche Kohlenverbrauch ist, desto ungünstiger wird das Verhältnis der Ersparnisse zu den jährlichen Gesamtkosten des Apparates. Ein bestimmter Vorwärmer kann sich nur bei einem bestimmten Mindestverbrauch lohnen.

In Abb. 7 erscheint als Abszisse der jährliche Gesamtkohlenverbrauch, als Ordinate die erzielten Ersparnisse. Die zur Abszissenachse parallele Linie LM zeigt die konstant bleibenden Spesen eines teureren, die Linie L'M' die eines billigeren Vorwärmers. Selbst wenn die Brutto-Ersparnisse des Vorwärmers, der der Linie LM entspricht, nach dem v. H.-Satz größer sind als die des billigeren, werden die Netto-Ersparnisse (S) bei Zügen mit großem Kohlenverbrauch nur unbedeutend größer sein, als die Ersparnisse (S') des Vorwärmers, der der Linie L'M' entspricht.

Jedoch bei einem kleinen Kohlenverbrauch (etwa weniger als 300 t jährlich) sind die Netto-Ersparnisse des teureren Vorwärmers bereits Null, während der billigere Vorwärmer noch Netto-Ersparnisse entsprechend der Strecke x liefert.

So wie bei Abb. 6 zeigt sich auch hier, daß das Anwendungsgebiet eines Vorwärmers um so größer wird, je niedriger (bei gleichen v. H.-Sätzen der Ersparnisse) die Anschaffungs- und

## Zusammenstellung 11.

Linie Bologna—Rogoredo. Versuche mit dem Knorr-Vorwärmer.

	Ohne Zwischenstationen		Mit allen Zwischenstationen	
	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer	Normales Speisen	Speisen mit Vorwärmer
Mittlere Zugbelastung . . . . .	802	811	510	515
Mittlere Fahrgeschwindigkeit . . . . .	42,6	42,6	40,3	42,6
Geleistete Arbeit am Zughaken . . . . .	559 720 000	556 858 000	508 720 000	484 680 000
Durchschnittliche Leistung am Zughaken in PS . . . . .	424	423	363	362
Effektive mittlere Leistung am Radkranz des Triebrades PS <sub>e</sub> . . . . .	496	495	453	454
Dampfverbrauch/PS-Stunde . . . . .	9,55	10,02	10,15	10,70
Kohlenverbrauch/PS-Stunde . . . . .	1,333	1,241	1,40	1,43
Verdampfungsziffer $\frac{A}{C}$ . . . . .	7,15	8,10	7,20	7,46
Anzahl der Anfahrten . . . . .	6,15	7,15	30,5	30,8
Anzahl der Haltestellen . . . . .	2	2	32	33
Mittlere Entfernung zwischen zwei aufeinander folgenden Aufenthalten km . . . . .	104	104	6,05	6,3

Instandhaltungskosten sind. Mit Apparaten, die der Linie L'M' entsprechen, können auch kleinere Lokomotiven ausgerüstet werden, für die teure Vorwärmer nicht mehr in Betracht kommen.

### e) Einfluß des Vorwärmer-Gewichtes.

Eine Einschränkung der Anwendbarkeit eines Vorwärmers, die nicht übersehen werden darf, kann unter Umständen das Gewicht des Apparates sein. Bei einer Lokomotive mittlerer Leistung (ca. 1000 PS) wiegt ein Vorwärmer mit Pumpe samt Rohren u. dergl. 2000 kg, d. i. rund 3% des Dienstgewichtes.

Diese Mehrbelastung hat nicht nur eine höhere Beanspruchung des Triebwerkes zur Folge, es ist oft nicht möglich, das Gewicht in geeigneter Weise auf die Achsen der Lokomotive zu verteilen. Eine geringe Gewichtsvermehrung kann manchmal genügen, um eine Maschine, die auf wichtigen Linien gerade noch zugelassen war, von diesen auszuschließen.

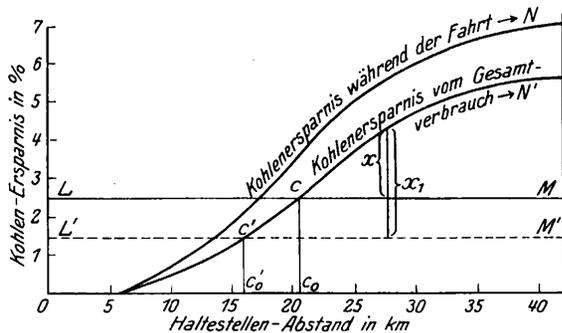


Abb. 6.

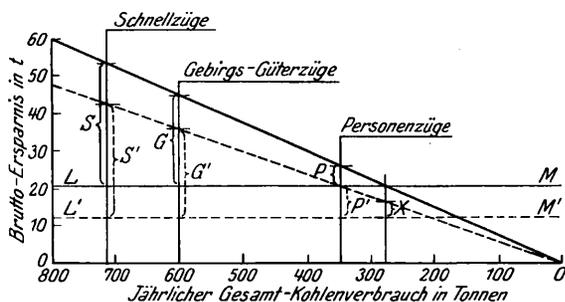


Abb. 7.

Die meisten neuen italienischen Lokomotiven für schwere Züge befinden sich an dieser Gewichtsgrenze, so daß es nicht möglich ist, schwere Vorwärmer Typen anzubringen.

### 9. Ausmaß der wirklich erreichbaren Vorteile.

Vom Gesamtkohlenverbrauch der Lokomotive müssen rund 30% für Anfeuern, Stationieren, Dampfheizung und Bremsluftpumpe gerechnet werden, d. h. also für Zwecke, bei denen ein Wärmerückgewinn nicht möglich ist; vom verbleibenden Rest sind außerdem noch die Beträge für Anschaffung bzw. Tilgung sowie für die Instandhaltung des Vorwärmers abzuziehen.

Die jährlichen Zinsen der Anschaffungskosten des Vorwärmers und der entsprechende Tilgungsbetrag hängt von der Lebensdauer des Apparates ab. Dieser Betrag kann, je nach dem Preis des Apparates, 20 bis 35% der Ersparnisse betragen und kann höchstens um den Betrag für einen normalen Injektor vermindert werden, wenn dieser durch den Vorwärmer wirklich erspart wird.

In die Instandhaltungsspesen des Apparates sind auch die entsprechenden Zinsen- und Tilgungsbeträge der Lagerhaltung der Ersatzteile einzurechnen. Die Höhe dieses Betrages hängt von der Konstruktion des Apparates ab und es ist leicht einzusehen, daß eine Pumpe mit vielen beweglichen Teilen mehr Ausbesserungskosten und Ersatzteile erfordert als ein gewöhnlicher Injektor. Für Apparate mit Pumpe werden diese Spesen mit 3% vom Anschaffungspreis angenommen.

Aus den Proben ergab sich, daß der Abdampf-Injektor, Bauart Friedmann, die geringsten Instandhaltungskosten verursachte.

### 10. Schlußfolgerungen.

Durch die Versuche wurde festgestellt:

a) In bezug auf Brennstoffersparnis sind alle Vorwärmer mit Pumpen gleichwertig.

b) Die teilweise Reinigung des Wassers ist bei den in Italien vorherrschenden Wasserarten ohne Bedeutung\*).

c) Die Erhöhung des Dampfverbrauches, also auch des Wasserverbrauches für die Knörr-Pumpe beträgt 5%, die Brennstoffersparnis 7%.

d) Der effektive Gesamtrückgewinn an Abdampf, also Wasserersparnis, beim Einspritzvorwärmer A. C. F. I., Type RM beträgt 5,5%, die Brennstoffersparnis 7%.

e) Der effektive Gesamtrückgewinn an Abdampf, also Wasserersparnis, beim Abdampf-Injektor Bauart Friedmann beträgt 7,65%, die Brennstoffersparnis 6%.

f) Die Pumpenvorwärmer verursachen eine Gewichtsvermehrung der Lokomotiven um 2 t, so daß es oft nicht möglich ist, dieses Gewicht unterzubringen, ohne daß die Maschine vom Verkehr auf vielen Linien dadurch ausgeschlossen ist.

g) Die Gewichtsvermehrung durch den Abdampf-Injektor ist praktisch bedeutungslos.

Vom technischen und ökonomischen Standpunkt aus folgt dann:

1. Beide Pumpenvorwärmer sind praktisch gleichwertig.
2. Der Nutzen eines Vorwärmers überhaupt ist beschränkt auf Schnellzüge und Gebirgszüge, bei denen die Maschine während der Fahrt mit offenem Regler gespeist werden muß, sinkt aber in anderen Fällen und kann sich bei Zügen mit vielen Aufenthalten auf Null vermindern und sogar negative Werte ergeben.
3. Infolge des Gewichtes wird das Anwendungsgebiet beschränkt.
4. Für die einzelnen Apparate im besonderen ergibt sich:
  - a) daß der A. C. F. I.-Apparat, Type RM, eine Heiß- und Kaltwasserpumpe verwendet, nur um eine gute Reinigung des Wassers zu erzielen, die praktisch unbedeutend ist,
  - b) daß der Knörr-Apparat viel einfacher ist, aber teurer,
  - c) daß der Friedmann-Abdampf-Injektor trotz geringerer thermischer Leistung den Pumpen-Apparaten vorzuziehen ist, teils infolge geringer Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, teils des geringen Gewichtes wegen.

Schließlich sei noch bemerkt, daß bei den Italienischen Staatsbahnen seit Beendigung der hier besprochenen Proben die Abdampf-Injektoren im normalen Betrieb in größerem Maßstabe weiter erprobt werden.

\* Dasselbe wurde bei den mit Frischdampf arbeitenden Wasserreinigern festgestellt.

## Absteckungsarbeiten für den Gleisvorbau mit maschinellen Hilfsmitteln.

Von Oberlandmesser Diekmann in Elberfeld.

Hierzu Tafel 1.

Für den Gleisvorbau mit maschinellen Hilfsmitteln müssen die Absteckungsarbeiten mit besonderer Sorgfalt ausgeführt werden; denn ihre mehr oder minder große Genauigkeit wirkt fördernd oder hemmend auf den Fortgang der Arbeit ein. (Vergleiche dazu den Aufsatz: Gleisumbau mit maschinellen Hilfsmitteln. Von Reichsbahnoberrat Bach in Heft 4, Jahrgang 1927 dieser Zeitschrift.)

Bislang unterblieb in den engeren Kurven der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken, vielmehr verlegte man dort von Hand. Die Wirtschaftlichkeit des maschinellen Vorbaues wird aber bedeutend gehoben, wenn es gelingt, auch durch die engsten Kurven die Joche mit dem Kran zu verlegen, erst recht in einer Gegend, in der sich Kurve an Kurve reiht. Der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken durch die Kurven gelingt aber dann, wenn die Joche schon auf dem Montageplatz gebogen werden. Dabei müssen die Stöße dieser gekrümmten Joche, auf Grund einer vorher auszuführenden genauen Berechnung, so montiert werden, daß sie trotz der Differenzschienen und der Verschiedenartigkeit der Halbmesser immer genau aneinander passen. Außerdem müssen dann noch die Schwellen genau nach dem Mittelpunkt eingestellt werden. Diese Lage der Schwellen in den gekrümmten Jochen ist notwendig, um die Krümmung festzuhalten. Wie aus Abb. 5, Taf. 1 ersichtlich ist, werden dadurch Trapeze aneinandergereiht, die die Krümmung bestimmen und infolge der Verschraubung festhalten. Wenn die Verkürzung der Schwellenentfernungen an der inneren Fahrschiene auch nur ganz gering ist, so genügt sie doch, um bei fester Verschraubung unbedingte Gewähr dafür zu geben, daß sich die Joche nicht wieder grade biegen, wenn sie mit dem Kran gehoben werden.

Im folgenden soll gezeigt werden, wie die Anzeichnung an den Lehrschienen und an den Jochen auf dem Montageplatz, nach Berechnung vor sich gehen muß, wenn der maschinelle Vorbau auf Schwellenbänken durch die Kurven glatt vonstatten gehen soll.

Der maschinelle Vorbau soll ohne Nacharbeit durch Stopfen und Höherziehen das Gleis schon in der endgültig richtigen Lage festlegen. Die Absteckungsarbeiten sind nun dieser Forderung anzupassen. In den Geraden bietet das keine Schwierigkeiten. Anders ist es dagegen in den Kurven.

Die Schwierigkeiten dabei sind schnell aufgezeigt. Die Überhöhung der Lehrschienen, auf denen die Schwellenkästen hängen, die zur Herstellung der Schwellenbänke dienen, ist eine andere wie die der Fahrschienen, und zweitens sind die Abstände der Stöße und der Schwellenmitten auf den beiden Lehrschienen verschieden und auch verschieden von den entsprechenden Entfernungen auf den fertigen Jochen.

Aus Abb. 4, Taf. 1 ist zu erkennen, daß die Überhöhung der äußeren Lehrschiene um den doppelten Betrag  $b$  größer ist, als die Überhöhung der äußeren Fahrschiene. Die innere Lehrschiene ist nämlich um denselben Betrag tiefer als die innere Fahrschiene zu legen, wie die äußere Lehrschiene höher liegen muß als die äußere Fahrschiene. Die Gesamtüberhöhung der äußeren Lehrschiene gegenüber der inneren ist also  $a + 2b$ , wenn  $a$  die für das Gleis vorgeschriebene Überhöhung ist.

Aus Abb. 5, Taf. 1 ist zu erkennen, daß die Entfernungen von Stoß zu Stoß und von Schwellenmitte zu Schwellenmitte auf der äußeren Lehrschiene größer, auf der inneren Lehrschiene kleiner sind als die entsprechenden Entfernungen auf der äußeren Fahrschiene. Alle Absteckungen für die Stöße und Schwellenmitten müssen auf die äußere Fahrschiene bezogen werden, weil sie allein die normale Länge hat, während die inneren Fahrschienen in den Kurven verkürzt sind. Wie noch

gezeigt werden soll, braucht bei den Absteckungen auf den Lehrschienen keine Rücksicht auf die Differenzschienen genommen zu werden, das geschieht bei der Montage der Joche, vielmehr ist die Absteckung immer so zu machen, daß die Stöße und die Schwellenmitten genau radial verlaufen.

Rechenarbeiten für die Absteckungen an den Lehrschienen lassen sich durch Benutzung der beigedruckten Nomogrammtafel (Abb. 1, Taf. 1) ganz vermeiden.

Um die Überhöhung der Lehrschienen zu ermitteln, benutzt man die Teilungen I und II und den Punkt 0. Verbindet man den Punkt 0 mit der für eine bestimmte Kurve vorgeschriebenen Überhöhung auf Teilung I, so schneidet diese grade Verbindungslinie (die durch einen gespannten Faden oder einen auf durchsichtigem Pauspapier gezogenen Strich dargestellt werden kann) auf der Teilung II das Maß  $b$  ab, um das die innere Lehrschiene tiefer und die äußere Lehrschiene höher liegen muß als die zugehörige Fahrschiene. Ist z. B. für das Gleis eine Überhöhung von 80 mm vorgeschrieben, so wird an II als Maß abgelesen 47 mm. Die innere Lehrschiene muß also 47 mm tiefer liegen, als der Höhenpfahl oder ein anderes Kennzeichen (Nachbargleis) angibt. Die Überhöhung der äußeren Lehrschiene über der inneren ist dann insgesamt  $80 + 47 + 47 = 174$  mm.

Werden die Lehrschienen auf diese Art verlegt, dann hat das spätere fertige Gleis genau die vorgeschriebene Höhenlage. Wenn noch ein Sackmaß zu berücksichtigen ist, so muß das zum Höhenpfahl hinzugefügt werden. Bei gewalzter Bettung genügt ein Sackmaß von 20 mm. Die Gesamtüberhöhung von der inneren zur äußeren Lehrschiene muß immer das vorgeschriebene Maß  $a + 2b$  behalten.

Nachdem die Lehrschienen auf Höhe gelegt sind, müssen sie in den Kurven genau gerichtet werden. Das Richten geschieht mit Hilfe der vorhandenen Achsabsteckung. Im Direktionsbezirk Elberfeld sind dafür in Abständen von etwa 20 m Kurvensteine vorhanden, die auch gleichzeitig die Höhenlage anzeigen. Das Richten der Lehrschienen in den Kurven ist schwieriger, als das Richten des Gleises selbst, weil die Lehrschienen leichter sind, losere Unterlage haben und sich daher leichter wieder verschieben. Es ist gut, wenn in bestimmten Abschnitten die Krümmung mit Hilfe einer Schnur überprüft wird. An den Teilungen III und IV der Nomogrammtafel kann die Durchbiegung (Pfeilhöhe) für einen 15 m langen Abschnitt abgelesen werden. Den Halbmessern der Teilung III stehen in Teilung IV die zugehörigen Pfeilhöhen für einen 15 m langen Abschnitt genau gegenüber. Beim Halbmesser 400 m liest man z. B. gegenüber 71 mm Pfeilhöhe ab.

Um die Forderung zu erfüllen, daß die Stöße und die Schwellenmitten genau radial liegen sollen, benutzt man die Teilungen III und V und die Punkte J und A.

Zieht man den Faden vom Halbmesser auf Teilung III über den Punkt A zur Teilung V, so kann man hier am Schnitt des Fadens mit der Teilung das Maß in mm ablesen, um das die Stoßentfernung auf der äußeren Lehrschiene verlängert werden muß. Bei Halbmesser 400 m z. B. um 32 mm. Führt man den Faden von demselben Halbmesser über den Punkt J, so schneidet der Faden auf Teilung V das Maß ab, um welches die Stoßentfernung verkleinert werden muß. Beim Halbmesser 400 m ergibt das z. B. 87 mm.

Für die Absteckung an den Lehrschienen muß dieselbe Latte benutzt werden, die auf dem Montageplatz für die Herstellung der Joche verwendet worden ist. Eine Latte also von 15 m Länge, die gleichzeitig um den Betrag der Stoßlücken (Wärmelücke) vergrößert ist, und auf der die Schwellen-

einteilung eingesägt ist. Die einzelnen Schwellenmitten werden numeriert, z. B. beim Reichsoberbau von 1 bis 24. Durch die Verlängerung der Latte um die Stoßlücke wird erreicht, daß man beim Anzeichnen nicht immer Rücksicht auf die Wärmelücke zu nehmen braucht.

Am Beginn der Kurve müssen die Stöße rechtwinklig zueinander liegen. Man wird also mit einem Holzwinkel den ersten Stoß herüberwinkeln. Auf der äußeren Lehrschiene fügt man nun zu der am ersten Stoß bündig angelegten Latte das auf Teilung V über A abgelesene Maß mit dem Zollstock hinzu und erhält so den nächsten Stoß. Auf der inneren Lehrschiene verfährt man ebenso, nur daß das auf V über J abgelesene Maß vom Ende der Latte abgezogen werden muß. Diese jetzt so bezeichneten Stöße liegen genau im Halbmesser gegenüber und ihre Verbindungslinie geht über das Ende der äußeren Fahrschiene. Die Rechtwinkligkeit könnte mit einem großen Holzwinkel geprüft werden. Das Herüberwinkeln in den Kurven hat aber nur dann wirklich den Wert einer Kontrolle, wenn die Lehrschienen genau in Richtung liegen; andernfalls ist es zwecklos. Man wird bald feststellen, daß das Herüberwinkeln in den Kurven ungenauer ist, als das Anzeichnen durch Messung nach der vorbeschriebenen Art. Man tut darum gut, zunächst eine Anzahl von Längen auf beiden Lehrschienen anzuzeichnen, und dann erst durch Herüberwinkeln zu prüfen, ob ein grober Fehler bei der Messung unterlaufen ist.

Nun sollen aber nicht nur die Stöße, sondern alle Schwellenbänke genau im Halbmesser liegen. Daher sind die Differenzlücken auf der äußeren und inneren Lehrschiene über alle Schwellenmitten zu verteilen. Auch hier kann die Rechnung vermieden werden, wenn man sich die Schwellenmitten auf Millimeterpapier aufzeichnet und durch Tuschestriche darstellt, wie es auf Abb. 2, Taf. 1 angedeutet ist. Die Schwellen sind hier von 1 bis 24 numeriert. Die Stoßschwellen bleiben von der Austeilung frei, sie liegen beim Reichsoberbau immer 120 mm von der Stoßmitte entfernt. Das Verteilungsmaß für die anderen Schwellen liest man an einem Faden ab, den man vom Punkte a zu dem Punkte über b zieht, der die Gesamtausteilung anzeigt. Sind z. B. wie beim Halbmesser 400 m auf der äußeren Lehrschiene 32 mm auszuteilen, so zieht man den Faden von a nach dem Punkte 32 mm über b und kann nun bei den einzelnen Schwellen die Teilmaße als Abstände des Fadens von der Grundlinie a b in Millimetern ablesen. Um diese Maße sind dann die Abstände der Schwellen vom Stoße zu verlängern. Man stellt sich die Austeilmaße am besten vorweg in einer kleinen Hilfstabelle für die Arbeit auf dem Bauplatze zusammen.

Die Arbeit des Anzeichnens geht nun so vor sich, daß die Latte bündig an dem Maß z. B. auf der äußeren Lehrschiene angelegt wird. Die Latte hat Einschnitte für die Schwellenmitten, wie sie an der äußeren Fahrschiene verteilt sein müssen. Mit einem Zollstock wird nun bei jeder Schwellenmitte das dieser Schwelle entsprechende Maß hinzugefügt, und erst dort wird auf der Lehrschiene der Strich für die Schwellenmitte gemacht. Die Numerierung der Schwellen auf der Latte erleichtert die Übersicht sehr. Das Maß, das zu den einzelnen Schwellenmitten hinzugefügt werden muß, wird natürlich von Schwelle zu Schwelle größer. Macht man die Absteckung auf der inneren Lehrschiene, so sind die für diese Schiene ermittelten Maße von den einzelnen Schwellenmitten abzuziehen.

Auf die abgesteckten Schwellenbänke müssen die Schwellen der auf dem Montageplatz fest verschraubten Joche genau passen. Dabei tritt als selbstverständlich die Forderung auf, daß die Joche gebogen sein müssen, und daß die Schwellen genau im Halbmesser liegen. Die Erfahrung hat in Elberfeld gezeigt, daß die gebogenen Joche ihre Krümmung beibehalten, auch wenn sie durch den Kran gehoben werden.

Die Durchbiegung der 15 m langen Schiene kann mit Hilfe der Teilungen III und IV sofort festgestellt werden, wie oben bei den Lehrschienen beschrieben ist. Die Schwelleneinteilung der äußeren Fahrschiene kann von der Latte sofort mit Buntstift auf den Schienenkopf übertragen werden. Nur für die Anzeichnung der Schwellenmitten auf der inneren Fahrschiene sind einige Überlegungen notwendig, weil ja nur Paßschienen von 14,96/92/88 m Länge zur Verfügung stehen, und nicht aber die zu jedem Halbmesser genau passenden.

Jedem Halbmesser entspricht eine bestimmte Verkürzung der inneren Fahrschiene. Diese Sollverkürzung muß in jedem Falle ermittelt werden, damit man von vornherein angeben kann, um wie viele mm die Differenzschiene gegenüber dem Sollbetrage zu kurz oder zu lang ist; denn um diesen Betrag muß der erste Stoß der inneren Fahrschiene beim nächsten Joche gleich aus dem Winkel montiert werden, damit dieses Joch beim Vorbau auch genau an das vorhergehende paßt.

Mit Hilfe der Teilungen III und V und des Punktes F ermittelt man das Maß, um das die innere Fahrschiene kürzer sein müßte als die äußere, wenn die Stöße genau rechtwinklig zueinander liegen sollen. Beim Halbmesser 400 m macht diese Verkürzung z. B. 54 mm aus.

Mit Hilfe dieses Maßes könnte man sich schon die Verschiebungen aus der radialen Richtung berechnen, die der erste Stoß der inneren Fahrschiene bei jedem Joch erfahren muß, und den Montageplan danach aufstellen. Aber durch die Vorschrift, daß vor den Kurven Übergangsbogen einzubauen sind, deren Krümmungshalbmesser von  $\infty$  bis zum Halbmesser des Kreises stetig abnehmen, wird die Sache verwickelter. An jeder Stelle des Übergangsbogens ist der Krümmungshalbmesser nämlich ein anderer, und infolgedessen sind auch die Verkürzungen der inneren Fahrschiene an jeder Stelle anders, ebenso wie auch die Entfernungen der Schwellenmitten sich stetig ändern. Die Übergangsbogen sind bis zu 80 m lang und werden vielleicht noch länger werden, und die Verschiedenheit der Verkürzungen in diesem Bogenteil ist sehr beträchtlich, jedenfalls so groß, daß sie beim Bau der Joche nicht vernachlässigt werden dürfen.

Den Forderungen der Praxis genügt es nun, die Übergangsbogen entsprechend der Jochlänge in Abschnitte von 15 m Länge zu zerlegen, für die Mitten dieser Abschnitte die Krümmungshalbmesser zu bestimmen und diese dann für die ganze Jochlänge anzunehmen. Diesen Krümmungshalbmessern der Jochmitten entsprechen dann wiederum bestimmte Verkürzungen, die ermittelt und in Rechnung gestellt werden müssen, um die Forderung nach radialer Lage der Schwellen im Übergangsbogen einigermaßen zu erfüllen und den Unterschied zwischen der tatsächlich vorhandenen Verkürzung durch die Differenzschiene und der errechneten ermitteln zu können.

Angenommen, es beginne 5 m vor dem Anfang eines Übergangsbogens ein neues Joch. Dann liegt das Joch noch 10 m im Übergangsbogen, und die Mitte dieses Joches ist 2,5 m vom Übergangsbogenanfang entfernt. Die Abstände der Mitten der folgenden Joche vom Übergangsbogenanfang sind nacheinander 17,5; 32,5; 47,5; 62,5; 77,5. Der Übergangsbogen soll 80 m lang sein. Für die Punkte 2,5, 17,5 usw. des Übergangsbogens sind nun die Krümmungshalbmesser zu bestimmen. Das geschieht mit Hilfe der Abb. 6. Taf. 1. Zu dem Zwecke zieht man auf durchsichtigem Pauspapier ein Weiskreuz (zwei rechtwinklig sich kreuzende Striche). Den einen Strich führt man auf der x-Teilung über die soeben ermittelten Maße 2,5; 17,5 usw. und bei der Teilung auf a über die Länge des Übergangsbogens. In unserem Falle also immer über 80. Nun muß der senkrecht zu diesem Strich verlaufende Kreuzbalken soweit verschoben werden, daß er durch den Halbmesser der Kurve, in unserem Falle also durch 400, auf der r-Teilung geht. Dabei muß die Richtung über x und a bestehen bleiben,

dann zeigt die Verlängerung des Balkens, der durch den Halbmesser geht, auf der Teilung R den Krümmungshalbmesser des Übergangsbogens an, den er beim Punkte a, also bei 2,5; 17,5 usw. hat. Die Ergebnisse schreiben wir in Formblatt 1. Für die Halbmesser ermittelt man sich auf besonderem Blatt, auch tabellarisch, die Verlängerung der äußeren und die Verkürzung der inneren Lehrschiene, sowie die Verkürzung der inneren Fahrschiene. Das Formblatt soll dazu dienen, die Maße zu ermitteln, die für den Bauplan notwendig sind. Aus dem nun folgenden Beispiel ist der Gang der Rechnung ohne weiteres ersichtlich. (Hierzu die Stationierungsskizze Abb. 3, Taf. 1.)

Formblatt 1.

Joch Nr.	Des Übergangsbogens		S o l l		6 Verkürzungsstufen	7 Schienenlänge	H a b e n		9 Soll weniger Haben 5 bis 8	10 Pfeilhöhe
	Abszissen m	Krümmungshalbmesser m	Verkürzung der inneren Fahrschiene pro Joch mm	insge- samt mm			Durch die innere Schiene tatsächlich erreichte Verkürzung mm			
1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	2,5	∞	0	0	0	15,00	—	—	0	—
3	17,5	1800	12	12	0	15,00	+ 0	+ 12	16	rechts
4	32,5	1000	22	34	1	14,96	40	— 6	28	„
5	47,5	700	31	65	2	96	80	— 15	40	„
6	62,5	550	39	104	3	96	120	— 16	51	„
7	77,5	400	54	158	4	96	160	— 2	70	„
8	—	400	54	212	5	96	200	+ 12	70	„
9	—	400	54	266	7	14,92	280	— 14	70	„
10	75,5	450	48	314	8	96	320	— 6	63	„
11	60,5	550	39	353	9	96	360	— 7	51	„
12	45,5	750	29	382	10	96	400	— 18	38	„
13	30,5	1100	20	402	10	15,00	400	+ 2	26	„
14	15,5	2100	10	412	10	15,00	400	+ 12	14	„
15	0,5	∞	0	408	10	00	400	+ 8	0	„
16	—	∞	0	404	10	00	400	+ 4	0	„
17	—	∞	0	400	10	00	400	0	0	„

In Spalte 5 wird durch fortlaufende Addition der Zahlen der Spalte 4 die Gesamtverkürzung ausgerechnet, die die innere Fahrschiene bis zum Ende des betreffenden Joches haben sollte. Dividiert man also die Zahlen der Spalte 5 durch 40, so erhält man in dem auf ganze Zahlen abgerundeten Quotienten die Zahl, die angibt, wie viele Verkürzungsstufen bis zu jedem Joch eingebaut werden müssen, wodurch sich wiederum die Länge der Differenzschienen ergibt. Beträgt der Zuwachs in Spalte 6 von einer Zeile zur andern 1, so wird eine 96er Schiene eingebaut, beträgt er 2 (wie z. B. von Joch 8 nach 9) so wird eine 92er Schiene verwendet. Nachdem man in Spalte 7 die entsprechenden Schienenlängen eingetragen hat, addiert man in Spalte 8 fortlaufend die tatsächlich erreichte Verkürzung. In Spalte 9 wird nun die Differenz zwischen Soll und Haben eingetragen. Die Zahlen der Spalte 9 geben also an, um wie viele mm der Endstoß der inneren Fahrschiene des betreffenden Joches aus dem rechten Winkel ragt. Das Zeichen + bedeutet dabei ein Überstehen, das Zeichen — ein Zurückbleiben im Sinne des Vorbaues. Nach diesen Maßen müssen die Jochanfänge montiert werden, und zwar muß z. B. bei Joch 4 der Anfangsstoß der inneren Schiene 12 mm nach vorn in Richtung des Vorbaues aus dem Winkel geschoben werden, weil am Ende des Joches 3 die innere Schiene 12 mm übersteht. Im Montageplan, Formblatt 2, schreibt man daher diese Zahlen immer eine Zeile weiter zum nächsten Joch. Der Montageplan sieht nun so aus:

Formblatt 2. Bauplan.

1	2	3	4	5	6	7	8
Joch Nr.	Schienen- länge m	Radius m	Ver- kürzung der inneren Schiene mm	Ver- schiebung des Anfangs- stoßes mm	Pfeil- höhe mm	Spur- erweiterung mm	Innere Fahr- schiene liegt
1	15,00	∞	0	0	0	—	
2	00	∞	0	0	0	—	
3	00	1800	12	0	16	3	rechts
4	14,96	1000	22	+ 12	28	6	„
5	96	700	31	— 6	40	9	„
6	96	550	39	— 15	51	12	„
7	96	400	54	— 16	70	15	„
8	96	400	54	— 2	70	15	„
9	14,92	400	54	+ 12	70	15	„
10	96	450	48	— 14	63	15	„
11	96	550	39	— 6	51	12	„
12	96	750	29	— 7	38	9	„
13	15,00	1100	20	— 18	26	6	„
14	00	2100	10	+ 2	14	3	„
15	00	∞	0	+ 12	0	—	„
16	00	∞	0	+ 8	0	—	„
17	00	∞	0	+ 4	0	—	„
18	00	∞	0	0	0	—	„

Zu Spalte 5 dieses Montageplans sei noch einmal wiederholt: das Vorzeichen + bedeutet eine Verschiebung der inneren Schiene nach vorn, das Vorzeichen — eine Verschiebung nach rückwärts, alles im Sinne des Vorbaues.

Mit Hilfe der Sollverkürzung aus Spalte 4 wird die Schwelleneinteilung auf der inneren Fahrschiene so vorgenommen, daß die Schwellen radial zu liegen kommen. Um das zu erreichen, verfährt man folgendermaßen. Ist z. B. das Joch 9 zu montieren, so legt man die 15 m lange Holzlatte mit der Schwelleneinteilung so auf die 92er Schiene, daß die Latte 12 mm über den Anfangsstoß zurückreicht. Die Sollverkürzung beträgt 54 mm (Spalte 4), diese muß auf die einzelnen Schwellenmitten verteilt werden. Mit Hilfe der auf Millimeterpapier gezeichneten Schwellenverteilung (Abb. 2, Taf. 1) ermittelt man für die Schwellen 1 bis 24 die entsprechenden Reduktionsmaße 0, 2, 5, 7, 9, 12, 14, 16 usw. Diese Millimeterzahlen müssen nun auf der Holzlatte von jeder Schwellenmitte nach rückwärts abgesetzt, also abgezogen werden, und erst bei dieser Stelle wird der Strich auf den Schienenkopf gemacht, der dann die richtige Schwellenmitte anzeigt. Auf der äußeren Fahrschiene sind die Schwellenmitten von der Holzlatte ohne Reduktion zu übertragen. Wenn nun die Schwellen genau so verlegt werden, wie sie angezeichnet sind, die Durchbiegung der Schiene mit Hilfe der Zahlen in Spalte 6 vollzogen wird und die Schrauben fest angezogen werden, dann hält das Joch fest, weil sich durch die Trapezbildung von Schwellenmitte zu Schwellenmitte ein festes Gefüge ergibt, das nicht gegeneinander verschoben werden kann.

Die Stoßschwellen werden nicht an die Joche geschraubt, sondern von Hand auf die Schwellenbänke gelegt, so lange die Lehrschienen noch stehen; sie dienen als Richtpunkte für den Vorbau.

Der maschinelle Gleisvorbau nach den vorstehenden Ausführungen ist in Elberfeld in jüngster Zeit ausgeführt worden und es hat sich gezeigt, daß der maschinelle Vorbau auf diese Art glatt und ohne Aufenthalt auch durch die Kurven vor sich geht, weil die gekrümmten Joche jetzt genau aneinander passen.

## Der Bauzug der Reichsbahndirektion Essen.

Von Reichsbahnbauführer Rensinghoff, Witten.

Hierzu Tafel 2.

Die Reichsbahndirektion Essen entschloß sich im vergangenen Jahre für eine Streckenbauabteilung einen Wohnzug herrichten zu lassen, dem gleichzeitig Wagen zur Aufnahme und Beförderung der Gerätschaften und Maschinen, wie sie bei neuzeitlichen Oberbauarbeiten in so zahlreichem Maße Verwendung finden, beigegeben werden sollten.

Der „Bauzug“ stellt keine Neuerung dar. Bereits vor dem Kriege haben in einzelnen Direktionen derartige Züge bestanden. Das in den letzten Jahren unter dem Druck der Verhältnisse auf allen Gebieten des Eisenbahnbetriebes erzwungene Streben nach erhöhter Wirtschaftlichkeit, ergab auch für die Oberbauerneuerung die Notwendigkeit, alle zur wirtschaftlichen Ausführung des Streckenumbaus geeigneten Mittel anzuwenden. So wurde von einer Reihe von Direktionen der Gedanke der Schaffung von Bauzügen in Erkenntnis der Vorteile, die sie zu bieten vermögen, neu aufgegriffen.



Abb. 1. Schlafräum des Mannschaftswagens.

Seine Verwendung ist überall da von Nutzen, wo in ländlichen Gegenden größere Streckenumbauten vorzunehmen sind, und in den örtlichen Bahnmeistereien nicht genügend tüchtige Arbeitskräfte zur Verfügung stehen. Dort ist es durch Einsatz starker geschulter Kolonnen bei bester Ausnutzung der Arbeitszeit möglich, die Leistungen zu steigern, und damit die Umbauzeit zu verkürzen.

Den Auftrag zur Herrichtung des Bauzuges bekam das Reichsbahn-Ausbesserungswerk Witten. Räume und Einrichtungen des Zuges sollten ohne Aufwendung großer Mittel, wohnlich gestaltet werden um den Bewohnern für die Zeit ihrer Abwesenheit von Haus eine einigermaßen zufriedenstellende Unterkunft zu geben.

Für Mannschaften, Rottenführer und Bahnmeister sind je besondere Wagen hergerichtet worden. Jeder Wagen ist in Schlaf- und Wohnraum unterteilt. Im Schlafräum eines Mannschaftswagen sind acht Betten, je zwei übereinander, aufgestellt, dazu acht Kleiderschränke (Textabb. 1 und Abb. 6, Taf. 2). Die Betten sind längs den Seitenwänden angeordnet,

die sämtlichen Seitenfenster sind durch Holzfüllungen ersetzt. Die Oberlichter und das Türfenster geben dem Raum hinreichend Licht. Der Schlafräum kann sowohl vom Wohnraum als auch von der angrenzenden Endbühne aus betreten werden. Die Betten haben Patentmatratzen und dreiteilige Seegraspolster. Die Einrichtung des Wohnraumes besteht aus einem langen Tisch, einer Bank, einer Anzahl Schemel und einem Ofen für Kohlenfeuerung. Im Rottenführerwagen (Abb. 7,

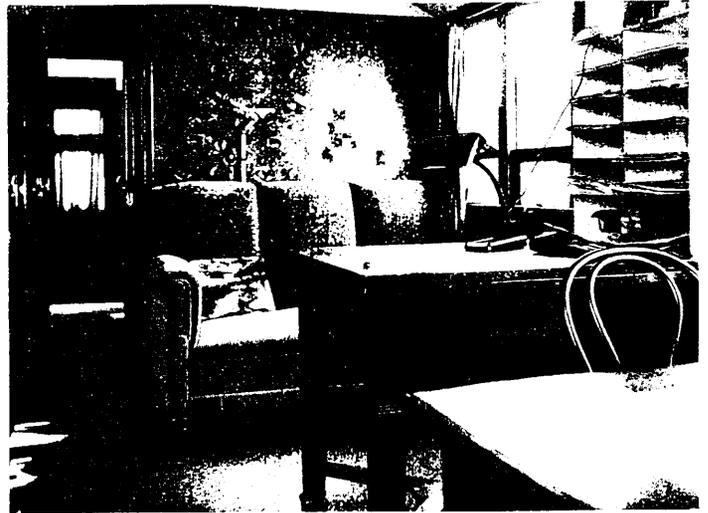


Abb. 2. Wohn- und Arbeitsraum des Bahnmeisters.



Abb. 3. Waschwagen.

Taf. 2), in dem auch der Schreiber wohnt, ist der kleinere Raum Schlaf- und der größere Wohnraum. Hier sind im Schlafräum auch Waschbecken angebracht. Wasser wird in Kannen vorrätig gehalten. Zum kurzen Ausruhen ist im Wohnraum an einer Seitenwand eine lange Liegebank — für zwei Mann ausreichend — aufgestellt. Die sechs Mannschafts- und der Rottenführerwagen sind ausgemusterte zweiachsige 4.-Klassewagen mit Endbühnen.

Der Wohnwagen des Bahnmeisters ist ein alter zweiachsiger 2.-Klassewagen mit Ballondach (Textabb. 2 und Abb. 5, Taf. 2). Die vorhandene Unterteilung des Wagens

kam einer zweckmäßigen Einrichtung sehr zu statten. Neben Wohn-, Schlaf- und Waschraum enthält der Wagen noch die Schreibstube. Auf die Beibehaltung des Abortes ist aus hygienischen Gründen verzichtet worden. Der Ausstattung der Räume dieses Wagens ist besondere Sorgfalt zugewandt. Die Lohnzahlung soll von der Schreibstube aus erfolgen. Das Türfenster ist zu diesem Zwecke unterteilt. Bei Zahlungen wird die untere Fensterhälfte herabgelassen und zwischen Schrank und Schreibtisch ein Zahlbrett eingeschoben. Die Arbeiter betreten die Endbühne von einer Seite, nehmen ihr Geld am Schalter in Empfang und verlassen sie nach der anderen Seite. Näheres über die Einrichtung des Wagens ist aus Abb. 5, Taf. 2 ersichtlich.

Neben diesen sieben Wohnwagen sind dem Zuge weiter beigegeben ein Waschwagen für die Mannschaften, ein Küchenwagen, ein Wagen zur Aufnahme der Kruppschen Stromerzeugersätze, ein Gerätewagen und ein Bettungswalzenbeförderungswagen. Als Waschwagen dient ein G-Wagen des Gattungsbezirks „Dresden“ von 10 m Kastenlänge mit flachem Dach (Textabb. 3 und Abb. 10, Taf. 2). Ein ausgemusterter Wagen mit Ballondach dieser Gattung, der wegen seiner größeren Höhe zweckmäßiger gewesen wäre, war leider nicht zu bekommen. Zur Beheizung des Wagens wurde in der Mitte ein Ofen aufgestellt, um bei nasser Witterung die feuchten Kleidungsstücke trocknen zu können, die an beiderseits unter

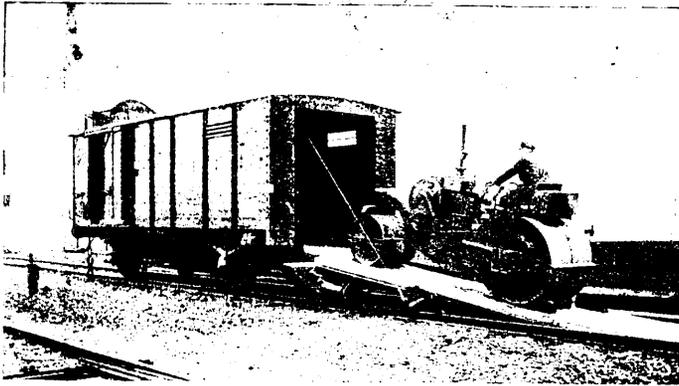


Abb. 4. Einfahrt der Bettungswalze in den Walzenbeförderungswagen.

dem Wagendach angebrachten Stangen an Bügeln aufgehängt werden. Um den Wagen, der mittels vorgesetzter Treppen zu besteigen ist, ohne jedesmaliges Bewegen der Schiebetüren besser geschlossen halten zu können, sind an beiden Eingängen Windfänge mit je zwei Türen eingebaut. Rechts und links von der Mitte in der Längsachse des Wagens sind zwei doppelseitige Waschanlagen mit je zwölf Becken aufgestellt. Über die zweckmäßigste Mitführung des Wassers waren die Meinungen geteilt. Schließlich entschied man sich für den Einbau von Wasserbehältern mit einem Vorrat für einige Tage. Unter dem Dach hängen an besonderen Traggerüsten zwei miteinander verbundene Behälter (Gaskessel von je 540 l Inhalt) — über jede Waschanlage einer —, die von jeder Seite des Wagens aus gefüllt werden können. Das Füllen besorgt die Baulokomotive und geschieht mit Schlauch vom Füllstutzen am Kesselventil aus.

Der Küchenwagen (Abb. 8, Taf. 2) ist ein Personenzug-Gepäckwagen. Das Zugführerabteil dient als Vorratsraum. Das ehemalige Hundcabteil ist in vier verschließbare Einzelächer geteilt zur Aufbewahrung von Kohlen, Holz usw. An Öfen sind zwei mit Kessel von je 100 l Fassungsinhalt aufgestellt, vorgesehen ist noch ein Herd. Die Zubereitung des Essens liegt den Leuten ob. Es ist geplant, den ganzen Küchenbetrieb an zwei Frauen, die auch die Reinhaltung des

Zuges übernehmen sollen und von den Mannschaften zu entlohnen sind, zu übertragen.

Geräte- und Maschinenwagen (Abb. 9, Taf. 2) sind Güterzug-Gepäckwagen. Die alten Inneneinrichtungen sind bis auf die Trennwände entfernt. Im Maschinenwagen fand im Nebenraum eine Feilbank mit Schraubstock Aufstellung, um kleinere Ausbesserungen an den Maschinen an Ort und Stelle ausführen zu können. Im Nebenraum des Gerätewagens sind Gestelle zur Unterbringung von Werkzeugen und sonstigem Kleineisenzeug angebracht.

Der Bettungswalzenbeförderungswagen (Abb. 1 bis 4, 11 und 12, Taf. 2), der auch außerhalb des Bauzuges verwendet werden soll, wurde für die Reichsbahndirektion Essen bereits in zwei Ausführungen geliefert. Er ist aus einem G-Wagen mit Bremse hergerichtet. Die Einfahrt der Walze geschieht von der Stirnseite des Wagens aus, deren Wand in 1820 mm Breite um zwei untere Bolzen aufklappbar ist und mit zwei Verlängerungen die Auffahrrampe bildet (siehe Textabb. 4). Um den Neigungswinkel der Rampe klein und damit die Rampe selbst kurz zu halten, ist der Boden zwischen den Langträgern auf 5600 mm Länge um 390 mm, an der Stirnseite sogar um 480 mm abgesenkt. Zu diesem Zwecke sind die alten Langträgerverbindungen entfernt und durch einen kräftigen Rahmen aus doppeltem U-Eisen ersetzt worden. Die Puffer auf der mit der Klappe verbundenen kastenförmigen Pufferbohle mußten gleichfalls um eine Lotachse schwenkbar gemacht werden (Abb. 4 und 12, Taf. 2). Um ein einseitiges Befahren der Rampe zu verhindern, ist sie mit seitlichen Führungsschienen versehen. Die klappbare Stirnwand stützt sich mit einer an ihrem freien Ende angebrachten Querstück auf die Schienen ab. Das erste Verlängerungsstück wird durch hinter dieses fassende Klauen mit der Klappe fest verbunden. Beim Abbruch der Rampe wird es mit den an seiner Unterseite angebrachten Laufrollen auf die Führungsschienen der Klappe gesetzt, vorgeschoben und mit der Klappe durch eine Verriegelungsstange verbunden, worauf beide Teile durch zwei an den Langträgern befestigte von außen zu betätigende Winden, deren Seile an beiderseits des Querstückes angebrachte Ösen befestigt sind, hochgezogen und, um ein Herabfallen mit Sicherheit zu verhüten, innen nochmals verriegelt werden. Das letzte kürzere Verlängerungsstück der Auffahrrampe muß in und aus dem Wagen getragen werden. Im unversenkten Teil des Wagens findet zur Vornahme kleinerer Ausbesserungen eine Werkbank mit Schraubstock Aufstellung, ferner ein Kleiderschrank und eine Bank. Da die durchgehende Zugstange entfallen mußte (Abb. 11, Taf. 2) kann der Wagen nur als Schlußwagen laufen.

Der vorbeschriebene Wagen eignet sich zur Aufnahme der meist gebräuchlichen Walzen von 5 bis 7 t mit höchstens 1300 mm Walzenbreite. Die Aufnahme breiterer, also schwererer Walzen scheidet an dem Umstand, daß die Radreifen in den versenkten Raum hineinragen und das äußerste Maß zwischen den Verkleidungen der hineinragenden Teile der beiden Radreifen einer Achse 1340 mm beträgt. Da über die bestgeeignete Walzenschwere noch kein abschließendes Urteil vorliegt und von einigen Direktionen die Beschaffung schwererer Walzen erwogen wird, ist ein neuer Entwurf eines Walzenbeförderungswagens in Arbeit, der die Aufnahme von Walzen bis 2,3 m Gesamtbreite gestattet.

Der Bauzug erhielt mit Ausnahme des Geräte- und Walzenwagens elektrische Beleuchtung. Die Gasbeleuchtung ist wegen Feuersgefahr und aus gesundheitlichen Gründen entfernt worden. Eine ausgebaute D-Zugwagen-Akkumulatorenbatterie von 370 Amperestunden Kapazität liefert Strom von 24 Volt Spannung. Sie besteht aus elf Stamm- und drei mittels Zellschalter zuschaltbaren Zellen. Sie ist ähnlich wie bei den

D-Zugwagen seitlich unter den Wagenkasten des Rottenführerwagens gehängt und auf beide Seiten je zur Hälfte verteilt (Abb. 7, Taf. 2). Um den Spannungsabfall klein zu halten, ist der Batteriewagen in die Mitte des Zuges gesetzt und die Hauptleitung in einen rechts- und linksseitigen Zweig geteilt worden. Jede der beiden Hauptleitungen und jeder Wagen ist gesichert. Zum Aufladen der Batterie, die für etwa 14 Tage Strom hergibt, dient der Kruppsche Maschinensatz, welcher Gleichstrom von 220 Volt Spannung liefert. Ein im Rotten-

führerwagen unter der Schalttafel aufgestellter kleiner Einankerumformer, dessen sekundärer Strom zwischen 24 und 38 Volt regelbar ist, dient zur Umformung des 220 Volt-Stromes in den erforderlichen Ladestrom. Die Schaltung ist so getroffen, daß im Falle eines Schadhafwerdens der Batterie, der Umformer unmittelbar ins Netz speist. Sämtliche elektrischen Apparate, wie Spannungs- und Strommesser, Zellschalter, Sicherungen, Anlasser, Regler usw. sind auf einer Tafel übersichtlich angebracht.

### Beitrag zur Theorie der ebenen Fachwerke \*).

Von Baurat Prof. Dr. W. Effenberger, Privatdozent in Leoben.

Hierzu Tafel 3.

Bezeichnen  $M_1$  und  $M_2$  die auf die Endpunkte I und II (Abb. 1, Taf. 3) des Füllungsstabes bezogenen Momente sämtlicher am linken Trägerabschnitt wirkenden Außenkräfte, bzw. dieser Lasten und der Stabkräfte außerhalb ODU, bedeuten ferner  $R$  die aus der Auflast und den erwähnten Stabkräften abgeleitete und positiv nach aufwärts gerechnete lotrechte Querkraft und  $H$  die entsprechende wagrechte und positiv von links nach rechts gezählte Teilkraft des linken Trägerabschnittes, so ist in der üblichen Darstellung

$$D \cos \beta = R + \frac{M_1}{h_1} \operatorname{tg} \sigma_u - \frac{M_2}{h_2} \operatorname{tg} \sigma_o, \quad \dots \quad 1)$$

$$\text{bzw. } D \sin \beta = -H - \left( \frac{M_1}{h_1} - \frac{M_2}{h_2} \right) \dots \quad 1a)$$

$$\text{und } V = -R - \left( \frac{M_1}{h} \operatorname{tg} \sigma_u - \frac{M_2}{h} \operatorname{tg} \sigma'_o \right) \dots \quad 2)$$

für den lotrecht belasteten und gestützten Pfostenbalken

$$D = \frac{M_2}{h_2 \sin \beta} - \frac{M_1}{h_1 \sin \beta} = \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \dots \quad 1a')$$

$$\text{und } V = -R - \frac{M}{h} (\operatorname{tg} \sigma_u - \operatorname{tg} \sigma'_o) \dots \quad 2')$$

Es läßt sich nun zeigen, daß die einfache Darstellung der Stabkraft in der Form 1a') ganz allgemein für jeden Füllungsstab (auch für den Pfosten) beibehalten werden kann, gleichgültig, welchem Tragsystem das Fachwerk angehört, wenn nicht die Stabendpunkte, sondern die benachbarten Knoten, in denen die Fahrbahn aufgehängt oder gestützt ist, als Momentenpunkte gewählt werden.

#### A. Pfostenfachwerk.

1. Kraft in der rechtsfallenden Diagonale. Sind allgemein im Sinne der Einleitung  $M_1$  und  $M_2$  die Momente für die Punkte I und II in der Abb. 2, Taf. 3, so ergibt sich aus der Momentengleichung für I)

$$M_1 + Oo_1 + Dr_1 = 0 \text{ mit } O = -\frac{M_2}{o_2}$$

$$D = \frac{M_2 \frac{o_1}{o_2} - M_1}{r_1};$$

da aber  $o_1 : o_2 = a_1 : a_2$  und  $a_1 : a_2 = r_1 : r_2$  ist, gilt

$$D = \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \dots \quad 1)$$

Beziehen sich die Momente  $\bar{M}_1$  und  $\bar{M}_2$  auf die Punkte  $\bar{I}$  und  $\bar{II}$ , so erhält man aus

\*) Da bei der weitgehenden Erneuerung der eisernen Brückenüberbauten der Frage der Fachwerksberechnung besonderes Interesse entgegengebracht wird, glauben wir mit der Veröffentlichung dieses Beitrags zur Fachwerkstheorie unseren Lesern einen Dienst zu erweisen.

$$\bar{M}_2 - Uu_2 - Dr_2 = 0 \text{ mit } U = \frac{\bar{M}_1}{u_1} \text{ und } u_1 : u_2 = r_1 : r_2$$

$$D = \frac{\bar{M}_2}{r_2} - \frac{\bar{M}_1}{r_1} \dots \quad I')$$

2. Linksfallende Diagonale (Abb. 3, Taf. 3). Aus der Momentengleichung für II  $M_2 + Oo_2 + Dr_2 = 0$  folgt mit

$$O = -\frac{M_1}{o_1} \text{ und } \frac{o_1}{o_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

$$D = -\left( \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \right) \dots \quad II)$$

Bei Wahl der Momentenpunkte  $\bar{I}$  und  $\bar{II}$  erhält man auch hier

$$D = -\left( \frac{\bar{M}_2}{r_2} - \frac{\bar{M}_1}{r_1} \right) \dots \quad II')$$

3. Pfosten bei rechtsfallender Diagonale. (Abb. 4, Taf. 3). Aus der Momentengleichung für den Punkt II

$$(Fahrbahn unten) \text{ erhält man mit } O = -\frac{M_1}{o_1}$$

$$M_2 - M_1 \frac{o_2}{o_1} + V \cdot r_2 = 0.$$

Zieht man durch I eine Parallele zu der durch II gehenden Diagonale\*), so sind die Dreiecke  $I \bar{II} \alpha$  und  $II \bar{II} \beta$  ähnlich und mithin  $o_1 : o_2 = r'_1 : r_2$ . Aus obiger Bestimmungsgleichung für  $V$  folgt daher

$$V = -\left( \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1} \right) [\text{Last unten}] \dots \quad III)$$

Greifen die Lasten oben an, so geht man von den Punkten  $\bar{I}$  und  $\bar{II}$  aus. In der für  $\bar{I}$  geltenden Gleichung

$$\bar{M}_1 - \bar{M}_2 \frac{u_1}{u_2} - Vr_1 = 0 \text{ kann man den Wert } \frac{u_1}{u_2} \text{ zu } \frac{r_1}{r'_2} \text{ be-}$$

stimmen, wenn man jetzt durch  $\bar{II}$  eine Parallele zu der durch  $\bar{I}$  gehenden Diagonale zieht und die hierdurch entstehenden ähnlichen Dreiecke  $I \bar{II} \gamma$  und  $I \bar{II} \delta$  beachtet. Diese Beziehung liefert aber sofort die Pfostenkraft wieder in der Form

$$V = -\left( \frac{\bar{M}_2}{r'_2} - \frac{\bar{M}_1}{r_1} \right) [\text{Last oben}] \dots \quad III')$$

4. Pfosten bei linksfallender Diagonale (Abb. 5, Taf. 3). Die Momentengleichung um I ist mit  $O = -\frac{M_2}{o_2}$

$$M_1 - M_2 \frac{o_1}{o_2} + Vr_1 = 0.$$

\*) Die gleiche Hilfskonstruktion findet sich bei O. Mohr in Abhandlung XII (S. 412) und XIII (S. 490) der 2. Aufl. seiner „Abhandlungen“ und bei Müller-Breslau, „Graph. Statik“, S. 487 der 4. Aufl. des I. Bandes.

Die Parallele durch II zur Diagonale durch I ergibt die ähnlichen Dreiecke  $II\bar{I}\alpha$  und  $I\bar{I}\beta$ , aus denen  $o_1: o_2 = r_1: r'_2$  folgt. Also ist

$$V = \frac{M_2}{r'_2} - \frac{M_1}{r_1} \text{ [Last unten] . . . . IV)$$

Eine ganz analog gehende Ableitung für die Punkte  $\bar{I}$  und  $\bar{II}$  bei Lastangriff an den oberen Knoten ergibt bei Beachtung der Ähnlichkeit der Dreiecke  $II\bar{I}\gamma$  und  $II\bar{II}\delta$  für den gleichen Pfosten wie vorher den gleichgeformten Ausdruck

$$V = \frac{\bar{M}_2}{r_2} - \frac{\bar{M}_1}{r'_1} \text{ [Last oben] . . . . IV')$$

## B. Fachwerk mit schräggestellten Füllungsstäben.

### 1. Rechtsfallende Schräge (Abb. 6 a bis d, Taf. 3).

Je nachdem die Momente  $M_1$  und  $M_2$  oder  $\bar{M}_1$  und  $\bar{M}_2$  zur Bestimmung der Kraft im Füllungsstabe herangezogen werden erhält man nach der gleichen einfachen Rechnung wie vorher zufolge der beiden Paare ähnlicher Dreiecke  $I\bar{I}\beta'$ ,  $II\alpha\beta$  und  $I\bar{I}\gamma'$ ,  $II\alpha\gamma$

$$\left. \begin{aligned} D &= \frac{M_2}{r'_2} - \frac{M_1}{r_1} \text{ [Last unten] } \\ \text{und } D &= \frac{\bar{M}_2}{r_2} - \frac{\bar{M}_1}{r'_1} \text{ [Last oben] } \end{aligned} \right\} \dots \dots A)$$

2. Für die linksfallende Schräge ergeben sich die entsprechenden Beziehungen mit

$$\left. \begin{aligned} D &= - \left( \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1} \right) \text{ [Last unten] } \\ \text{und } D &= - \left( \frac{\bar{M}_2}{r'_2} - \frac{\bar{M}_1}{r_1} \right) \text{ [Last oben] } \end{aligned} \right\} \dots \dots B)$$

Für die Ermittlung der jeweilig gültigen Abstände  $r'_1$  bzw.  $r'_2$  ist festzuhalten, daß die bestimmenden Parallelen immer von den entsprechenden lastübertragenden Knotenpunkten (als zu wählenden Momentenpunkten) ausgehen.

Zur Erläuterung der im vorhergehenden Abschnitte entwickelten neuen Darstellung soll nun im folgenden an einigen Beispielen gezeigt werden, wie sich ganz allgemein für jedes Tragsystem die Einflußlinie der Kraft im Füllungsstabe unmittelbar durch Übereinanderlegen der zwei entsprechenden und sinngemäß reduzierten Momenten-Einflußlinien ergibt.

## C. Beispiele.

1. In Abb. 2, Taf. 3 ist die in allen Beispielen verwendete zeichnerische Reduktion der Momenteneinflußlinien für die Punkte I und II ersichtlich, wobei für den hier betrachteten freiaufliegenden Träger die Richtigkeit der Ordinaten auf der Senkrechten durch das Lager (A) mit  $\frac{x_1}{r_1}$  bzw.  $\frac{x_2}{r_2}$  unmittelbar aus den zwei Paaren der ähnlichen rechtwinkligen Dreiecke erhellt. Bei Benützung der Lastscheide  $\mathcal{E}$  genügt die Angabe einer einzigen Ordinate zum Zeichnen der Einflußlinie für die Diagonale.

2. Gerberträger (Abb. 7, Taf. 3). Für die linksfallende Schräge D gilt Gleichung B)  $D = - \left( \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r'_1} \right)$ , worin  $M_1$  und  $M_2$  die Momente des Gerberbalkens für die Orte I und II sind. Die Konstruktion der Einflußlinie ist aus der Figur unmittelbar klar.

3. Für den Gelenkträger mit Hängegurt in Abb. 8, Taf. 3 wurde zunächst die Einflußlinie „H“ gezeichnet

mit Hilfe der Ordinate  $H_c$  dieser Linie für die Gelenkstelle C, welche Größe  $H_c = 1 \frac{\overline{BC}}{h}$  ist. Allgemein gilt für den

linksfallenden Stab  $D = - \left( \frac{M_2}{r_2} - \frac{M_1}{r_1} \right)$ , welcher Ausdruck hier wegen  $M_1 = \mathfrak{M}_1 + Hy_1$  und

$$M_2 = \mathfrak{M}_2 + Hy_2 \text{ gleich ist } D = - \left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right) - H \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right),$$

wobei  $\mathfrak{M}_1$  und  $\mathfrak{M}_2$  die Momente des Gerberträgers zur Lotrechten bei I und II bedeuten. Bei Last am Außenarm ist  $H = 0$ , also D wie beim einfachen Gerberbalken; bei Last im Mittelfelde und zwar bei Berücksichtigung, daß

$$\mathfrak{M}_1 \text{ und } \mathfrak{M}_2 \text{ negativ, } D = + \left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right) - H \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right).$$

Im Mittelfelde wurde dementsprechend in der Lotrechten durch das Gelenk C von der Ordinate der Einflußlinie für D des gewöhnlichen Gerberträgers die Größe  $H_c \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right)$  abgezogen, deren Bestimmung aus der Figur ersichtlich ist\*).

### 4. Dreigelenkbogen (Abb. 9, Taf. 3). Für den Stab D

gilt hier  $D = \left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right) - H \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right)$ , worin  $\mathfrak{M}_1$  und  $\mathfrak{M}_2$  die Momente des Balkenträgers AB und H der Horizontal Schub des Bogens ist. Man konstruiert die Einflußlinie  $\left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right)$  und am Orte der Lastscheide  $\mathcal{E}$  (Balkenträger)

die Ordinate  $\mathfrak{H} \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right)$  wenn  $\mathfrak{H}$  die Ordinate der H-Linie in der Lotrechten durch  $\mathcal{E}$  ist. Bei Benützung der beiden Lastscheiden  $\mathcal{E}$  und  $\mathcal{E}$  genügt die Erhebung einer einzigen Ordinate. Die Einflußlinie für V ist in genau der gleichen Weise wie die für D ermittelt.

### 5. Balken mit Sprenggurt (Abb. 10, Taf. 3).

Wieder gilt für den rechtsfallenden Stab die Beziehung

$$D = \left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right) - H \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right), \text{ wonach also die Linie } \left( \frac{\mathfrak{M}_2}{r_2} - \frac{\mathfrak{M}_1}{r_1} \right) \text{ für den freiaufliegenden Träger zu zeichnen}$$

und zweckmäßig der Ausdruck  $\mathfrak{H} \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right)$  zu bilden ist, wenn  $\mathfrak{H}$  die Horizontalkraft bei Stellung der Last 1 in der Lotrechten durch die Lastscheide  $\mathcal{E}$  für den freiaufliegenden Träger bedeutet. In der Abbildung ist leicht ersichtlich, wie  $\mathfrak{H}$  ermittelt wird. Bei Benützung der Lastscheide  $\mathcal{E}$  für das Tragsystem kann auch die Ermittlung des Klammerausdruckes  $\mathfrak{H} \left( \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} \right)$  entfallen.

6. Für den Versteifungsbalken am Kettengurt in der Abb. 11, Taf. 3 gilt für das Mittelfeld  $M_x = \mathfrak{M}_x - Hy$  ( $\mathfrak{M}_x$  dem bei G geschlossenen Gerberträger entsprechend), woraus aus der Bedingung, daß bei G eine Gelenkstelle werden soll, sich leicht die Ordinate der H-Linie an der

Stelle G mit  $1 \cdot \frac{\overline{BG}}{y_m}$  ergibt, deren abgebildete Konstruktion

\*) In Abb. 8, Taf. 3 sind die Ordinaten y eigentlich vom Hängegurt bis zu den Punkten I und II zu zählen. Die Einflußlinie ist in diesem Falle aber dennoch richtig, da nach Abb. 8 a, Taf. 3 folgt, daß

$$\begin{aligned} y_1 &= \bar{y}_1 + h_1 = \bar{y}_1 + r_1 \sec \alpha, \\ y_2 &= \bar{y}_2 + h_2 = \bar{y}_2 + r_2 \sec \alpha \text{ und daher} \\ \frac{y_2}{r_2} - \frac{y_1}{r_1} &= \frac{\bar{y}_2}{r_2} + \sec \alpha - \frac{\bar{y}_1}{r_1} - \sec \alpha = \frac{\bar{y}_2}{r_2} - \frac{\bar{y}_1}{r_1} \text{ ist.} \end{aligned}$$

demnach gerechtfertigt ist. Die Ermittlung der D-Linie ist ganz die gleiche wie in den vorhergehenden Trägern.

In den angeführten Beispielen sind die hier geradlinig begrenzten Einflußflächen ausschließlich zeichnerisch ermittelt, von welchem Vorgehen vielleicht in anderen Fällen vorteilhaft abzusehen sein wird.

Von einiger Bedeutung erscheint der Umstand, daß für die Auswertung der Pfostenkräfte keine Querkraftlinien benötigt werden.

#### D. Eine besondere Beziehung

ergibt sich noch aus den Gleichgewichtsbedingungen um vier Knotenpunkte, wenn man diese in solcher Weise als aufeinanderfolgend in der Bezifferung anordnet, daß man vom Knoten 1 des Ober- oder Untergurtes ausgehend längs

der Ausfachung zum Knoten 2 des anderen Gurtes, von da entlang der anschließenden Schräge zum Knoten 3 auf den Ausgangsgurt und weiter zum 4. Knoten des zweiten Gurtes gelangt, indem dann die Knotenpunktmomente der streng zyklisch geformten Gleichung genügen:

$$\begin{aligned} & M_1 [x_2(y_3 - y_4) + x_3(y_4 - y_2) + x_1 y_2 - y_3] - \\ & - M_3 [x_4(y_1 - y_2) + x_1(y_2 - y_4) + x_2(y_4 - y_1)] = \\ & = M_2 [x_3(y_4 - y_1) + x_1(y_1 - y_3) + x_1(y_3 - y_4)] - \\ & - M_4 [x_1(y_2 - y_3) + x_2(y_3 - y_1) + x_3(y_1 - y_2)]. \end{aligned}$$

worin  $x_r, y_r$  die rechtwinkligen Koordinaten der Knoten sind. Diese für das einfache Fachwerkband gültige Gleichung kann bei einem bestimmten Tragsystem zum Ausgang von Untersuchungen über eine günstige Anordnung der Knotenpunkte auf vorgegebenen Gurtungen benützt werden.

### Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen.

Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen hatte im Jahre 1908 beschlossen, die Dampflokomotiven durch Kennzeichnung ihrer Achszahl und Achsanordnung mit Ziffern und Buchstaben einheitlich zu bezeichnen. Diese Bezeichnungsweise hat in weiten Kreisen auch über das Vereinsgebiet hinaus Anwendung gefunden. Im Jahre 1923 beschloß die Vereinsversammlung in Dresden diese Bezeichnung auch auf elektrische Lokomotiven auszudehnen. Außerdem fügte sie weitere Kennzeichen über einige wesentliche Eigenschaften der Fahrzeuge hinzu. Diese Bezeichnungsregeln haben bei ihrer Anwendung auf neuere Fahrzeugarten gewisse Mängel gezeigt und der Verein entschloß sich daher bei seiner Versammlung in Salzburg, die Bezeichnungsweise zu verbessern und gab dann im November 1925 die Vereinsdrucksache: „Einheitliche Bezeichnung der Lokomotiven, Tender und Triebwagen“ neu heraus.

Bekanntlich wird die Anzahl der angetriebenen Achsen, die in einem gemeinsamen Rahmengestell gelagert sind, durch denjenigen Buchstaben bezeichnet, dessen Stellung im Alphabet der wiederzugegebenden Zahl entspricht. Beispielsweise bedeutet also

B = zwei gekuppelte Treibachsen.

Bei elektrischen Lokomotiven führte die Entwicklung mehr und mehr zum Antrieb einzelner Achsen ohne Verbindung durch Kuppelstangen. Eine solche einzeln angetriebene Achse wurde durch den Buchstaben A bezeichnet. Folgen mehrere solcher Achsen in einem Rahmengestell aufeinander, so wurde nach der früher geltenden Regel der Buchstabe A so oft wiederholt, als angetriebene Achsen vorhanden sind. Beispielsweise wurde also eine Lokomotive mit zwei Rahmengestellen und je drei mit selbständigen Motoren versehenen Treibachsen in jedem Gestell

AAA + AAA

genannt. Diese Häufung eines Buchstabens war unbequem in Aussprache, Schrift und Druck. Vielfach versuchte Abhilfe durch Schreibweisen wie:

A<sub>3</sub> oder 3 × A

stand mit den Grundregeln der Bezeichnung nicht in Einklang. Man beschloß daher, auch bei getrennt angetriebenen Achsen den Buchstaben, dessen Stellung im Alphabet der Achszahl entspricht, anzuwenden, und das Fehlen von Kuppelstangen durch die Beiziffer „o“ auszudrücken. Es bedeutet also

1 B<sub>o</sub> 1

eine Lokomotive mit zwei einzeln angetriebenen Achsen in der Mitte und zwei Laufachsen an den Enden.

Die Bedeutung des Pluszeichens blieb unverändert, obgleich aus elektrotechnischen Kreisen angeregt wurde, eine Unterscheidung zwischen Lokomotiven mit einzeln, selbständig verfahrbaren Bestandteilen und Lokomotiven mit Triebgestellen, über denen ein gemeinsamer Aufbau brückenartig gelagert ist, einzuführen. Für den letzteren Fall schlug man statt des Pluszeichens einen Bindestrich vor. Mit Rücksicht auf die im Dampflokomotivbau (Mallet-Lokomotiven) allgemein verbreitete Anwendung des Pluszeichens auch beim Vorhandensein eines die Triebgestelle verbindenden Fahrzeugobertheiles wurde jedoch dieser Vorschlag, der für elektrische Lokomotiven große Klarheit und Eindeutigkeit gebracht hätte, nicht gutgeheißen, vielmehr versuchte man die Unterscheidung aus zwei selbständigen Fahrgestellen bestehender Lokomotiven von den übrigen durch die Zusatzbezeichnung „Doppellokomotive“ darzustellen.

Zusatzbezeichnungen für weitergehenden Bedarf sind bei elektrischen Lokomotiven in folgender Weise eingeführt worden:

Die Kraftquelle wird gekennzeichnet durch

g = Gleichstrom (aus einer Fahrleitung),

w = Wechselstrom,

d = Drehstrom,

a = Akkumulatoren.

Ferner wird die Anzahl der Motoren innerhalb einer Lokomotive durch eine hinter das Stromartzeichen gesetzte Ziffer dargestellt und schließlich dient ein weiterer Buchstabe zur Darstellung der Antriebsart, nämlich:

u = Übersetzungsvorgelege und Kuppelstangen,

k = Kurbelantrieb ohne Vorgelege,

e = Einzelachsenantrieb mit hochliegenden Motoren,

st = Einzelantrieb in Straßenbahnform.

Die vollständige Bezeichnungsweise einer elektrischen Güterzuglokomotive mit zwei selbständigen Fahrgestellen zu je drei Treibachsen mit Tatzenmotoren und je einer am Pufferende befindlichen Laufachse für Einphasen-Wechselstrom lautet demnach:

1 C<sub>o</sub> + C<sub>o</sub> 1 — w 6 st Doppellokomotive.

Die in der vorletzten Ausgabe der erwähnten Druckschrift angegebenen Zusatzbezeichnungen für Dampflokomotiven erfahren keine Änderung.

Ähnliche Ausdrücke ergeben sich auch unter Anwendung der oben beschriebenen Zeichen für Triebwagen. Wegen weiterer Einzelheiten verweisen wir auf die im Verlag von C. W. Kreidel in München erschienene Druckschrift des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen. Tetzlaff.

# Berichte.

## Allgemeines.

### Bemerkenswerte italienische Bahnbauten.

Die italienische Hauptstadt ist vor wenigen Jahren mit ihrem Hafen Ostia durch eine zweigleisige elektrische Vollbahn verbunden worden, die 22 km lang ist, eine größte Steigung von 19 ‰ und kleinste Halbmesser von 500 m hat.

In Rom und Ostia sind Tageslichtsignale verwendet. Die Weichen in diesen beiden Endstationen haben elektrischen Antrieb nach dem System der AEG Berlin. Die Abhängigkeiten sind dieselben wie bei den deutschen elektrischen Stellwerkanlagen; darüber hinaus wurde jedoch die Einrichtung getroffen, daß von Fahrzeugen besetzte Weichen selbsttätig gesperrt werden.

Für die Betätigung der Weichenmotore dient Einphasenstrom von 220 Volt; mittels Transformatoren werden die anderen Einrichtungen gespeist, so die Relais mit 3,5 Volt, die dazu dienen, den Hebel einer Weiche zu sperren, wenn sie von Fahrzeugen besetzt ist, die Versuchs-signale mit 110 Volt für die Beleuchtung und die Streckensignale mit 12 Volt ebenfalls zur Beleuchtung. Ein Quecksilbergleichrichter mit einer Pufferbatterie liefert den Gleichstrom für die Überwachungsstromkreise und die Fahrstraßenblockung.

Die Telegraphenapparate haben die gewöhnliche Morsetype mit einem Übertragungsrelais; die Stromkreise der Apparate sind vollständig von denen der Linie getrennt, wodurch die Apparate von hohen Spannungen geschützt werden, denen die Leitungen, da sie ja als Freileitungen ausgeführt sind, zufälligerweise unterworfen sind. Aus dem gleichen Grunde sind die Sprechstellen, die alle im Nebenschluß zu einem einzigen Stromkreis stehen, mit antiinduktiven Telefonen nach System Peregó ausgestattet, bei denen der Apparatstrom von der Sekundärspule eines Transformators geliefert wird, in der durch die Sättigung des Kerns die Spannung 59 Volt nicht übersteigen kann, wie hoch auch die Spannung im Primärkreis sein mag.

Die Unterstation Acilia, die die gesamte Anlage speist, ist eingerichtet für die Umformung von Drehstrom zu 30 000 Volt und 46 Perioden in Gleichstrom zu 2600 Volt. Die Schutz- und Meßeinrichtungen haben normale Ausbildung.

Die Fahrleitung besteht aus Kupferdraht von 80 mm<sup>2</sup> Querschnitt (in den Bahnhöfen 50 mm<sup>2</sup>) und ist 5,60 m, in den Bahnhöfen 6 m über Schwellenoberkante gespannt. Die Aufhängung in der Längsrichtung erfolgt an einem Stahlseil von 50 mm<sup>2</sup> Querschnitt mit Stützen in 60 m Entfernung. Für die Stützen des Trageisls dienen Gittermaste mit Auslegern, in den Bahnhöfen Querjoche.

Die Lokomotiven haben im mittleren Teil den Hochspannungsraum und Führerstände bei den Enden; sie sind mit zweiachsigen Drehgestellen ausgerüstet und haben ein Gesamtgewicht von 45 t. Jede Lokomotive hat vier Motoren mit je 230 PS-Stundenleistung. Die Lokomotiven vermögen bei einer Geschwindigkeit von 60 km/h in der Ebene 186 t zu fördern; die gleiche Last wird in der höchsten Steigung von 19 ‰ mit 37 km/h

gefördert. Die Stromabnahme erfolgt durch zwei Parallelogrammstromabnehmer mit Aluminiumschleifschuhen mit Schmiernuten. Die elektrische Ausrüstung der Triebwagen ist ähnlich der der Lokomotiven; die stündliche Leistung dieser beträgt 380 PS und die Förderlast in der Ebene bei 60 km/h 75 t.

Die Betriebsverhältnisse weichen von anderen Nebenbahnen gänzlich ab; die Güterbewegung beträgt nur ein Zehntel der Gesamtleistung und die Personenbeförderung im Verhältnis vom niedrigsten Winter- und höchsten Sommerbetrieb beträgt 1:50. Durch entsprechende Diensterteilung, Einstellung von Verstärkungspersonal wird diesen besonderen Verhältnissen Rechnung getragen. Im stärksten Sommerbetrieb werden täglich oft über 80 Züge von je sieben Wagen geführt. Bei Zwischenräumen von 15 Minuten werden im Mittel 5000 Personen in der Stunde befördert. —

Eine Schmalspurbahn mit 0,95 m Spurweite, die Linie Spoleto—Norcia wurde vor Jahresfrist dem Verkehr übergeben. Sie hat 52 km Länge, 45 ‰ Höchststeigung und kleinste Halbmesser von 70 m; sie ist ausgerüstet mit Schienen von 25 kg/m. Die Zuförderung erfolgt elektrisch mit Gleichstrom von 2400 Volt Spannung.

Die Linie hat einen sehr unebenen Verlauf. Sie geht aus von der Station Spoleto in 305 m Höhe und steigt rasch mit 45 ‰ bis zum Paß von Caprareccia in 620 m Höhe. Nach Durchquerung des Apennin mit einem Tunnel von 1950 m Länge fällt die Bahn mit 45 ‰ bis auf 289 m (Bahnhof S. Anetolia) im Neratal. Dieser Abstieg auf eine Länge von 9 km, der sich wegen des zerklüfteten Geländes auf beschränktem Gebiet entwickeln mußte, erfolgt in vier großen Kehren, teils getunnelt, teils offen. Von der Station S. Anetolia steigt die Bahn wieder im Neratal und dann im Tal des Pernozaflusses bis zur Station Seravalle. Schließlich verläuft sie im Tal des Sordo (eines Zuflusses des Corno) und erreicht Norcia in 590 m Höhe als Endstation.

Der Gleichstrom wird mit zwei Maschinensätzen von Brown-Boveri in einem etwa in Bahnmittte gelegenen Unterwerk, dem hochgespannter Drehstrom zugeführt wird, erzeugt.

Das rollende Material besteht aus fünf Triebwagen von 35 t Gewicht, die je vier Motoren von 103 PS Stundenleistung haben, acht Anhängewagen und 35 Güterwagen, teils offene, teils gedeckte, mit 10 t Tragfähigkeit.

Der Betrieb wird derzeit geführt mit täglich fünf Paaren von Personen- und gemischten Zügen; die Fahrzeit ist etwa zwei Stunden. Die Tarife sind infolge der schwierigen Betriebsverhältnisse etwas höher als bei den Staatsbahnen, stellen sich aber um ein beträchtliches niedriger als die der Autotransporte auf den Straßen. Bemerkenswert ist die sparsame Organisation, die die Gesellschaft der Betriebsführung zu verleihen verstand. Das ganze Personal, das dem Verkehr, der Zuförderung, der Erhaltung des Oberbaues und der Leitungsanlage zugewiesen ist, erreicht nicht ganz 75 Angestellte. R.

Riv. tecn. 1927, H. 5/6.

## Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

### Seitliche Verschiebungen von Eisenbrücken auf italienischen Staatsbahnen.

Wie die Eisenbahnen anderer Länder stehen auch die italienischen Staatsbahnen vor der Notwendigkeit allgemeiner Brückenverstärkung und allgemeinen Brückenumbaus. Teilweise sind die Brücken durch Rosteinflüsse vom benachbarten Meere her stark angegriffen, teilweise liegen Material- oder Konstruktionsfehler vor. Der weitaus größte Teil der Brücken muß aber deshalb umgebaut werden, weil er den neuzeitlichen Eisenbahnlastenzügen nicht mehr entspricht. Ist doch noch z. B. die noch in Benutzung befindliche Pobrücke bei Piacenza für dreiachsige Lokomotiven und 12 t Achsdruck erbaut. Aus diesen Verhältnissen ergeben sich für den Betrieb manche Erschwernisse namentlich durch die Notwendigkeit der Einschränkung der Geschwindigkeit. Man geht jetzt fast durchweg daran, vollständig neue Brücken ein-

zubauen, da sie auch nicht teurer kommen als Verstärkungen der alten und weil dabei der Betrieb wenig oder gar nicht in Mitleidenschaft gezogen zu werden braucht. Wo es möglich ist, geht man auf gemauerte Brücken oder solche aus bewehrtem Beton über, in den meisten Fällen müssen aber wieder Eisenbrücken angewendet werden. Bei Beginn des Jahres 1927 waren etwa 250 Brückenträger für einige Kilometer Länge im Bau und für eine Reihe von Jahren ist ein Fortgang dieser Arbeiten vorauszusehen. Wie auch anderwärts ist man auch in Italien durch die Rücksicht auf die Aufrechterhaltung des Betriebs dahin gekommen, die Auswechslung der Brücken in Betriebspausen, oft in kurzen Zupausen bei Nacht, vorzunehmen, die neuen Brücken seitlich auf Behelfsgerüsten zu bauen und sie dann samt der alten Brücke seitlich ein- bzw. auszuschieben, wobei dann die alte Brücke auf ein zweites Behelfsgerüst zu stehen kommt. Hierzu waren natürlich besondere, immer wieder anwendbare Geräte und

Hilfsmittel erforderlich und da die einzubauenden Brückenfirmen der Sache nicht immer gewachsen waren, auch die Einrichtungen nicht immer wirtschaftlich ausnutzen konnten, so haben sich die Staatsbahnen selbst daran gemacht, die Anordnungen bei solchen Verschiebungen eingehend durchzustudieren und zu vereinheitlichen und einen Vorrat an Geräten und Werkzeugen für solche Verschiebungen zu beschaffen, um den Brückenfirmen mindestens aushelfend an die Hand gehen zu können, und zum gleichen Zweck auch einen Stamm geschulten Personals heranzuziehen. Diese Gerätesammelstation mit der Bezeichnung „Verschiebewerkstätte“ befindet sich beim Gerätelager von Roma-Tusculana. Hier finden sich Hebevorrichtungen, Verschieberollen und -wagen aller Art. Hand- und hydraulische Winden, Taukloben, ein Vorrat an Telephonen, Megaphonen, wasserdichten Anzügen, Beleuchtungseinrichtungen mit Elektrizität, Akkumulatoren, Azetylen, Petroleumgas usw. Man behauptet mit dieser Einrichtung auch wirtschaftlich recht günstige Erfahrungen gemacht zu haben.

Die Verschiebeeinrichtungen sind von den unsrigen nicht allzu verschieden. Man findet bei kleinen Brücken das einfache Einschleiben auf eingefetteter oder geschmierter Rutschbahn, dann für mittlere Brücken Verschiebewagen mit Laufrollen und endlich bei uns unbekanntere Verschieberahmen mit freien Rollen. Zu unterst werden auf die ganze Verschiebelänge Schienenfahrbahnen erstellt, auf diesen läuft durch einen an der Fahrbahn geführten Rahmen zusammengehalten eine Anzahl von Stahlwalzen von einem der Last entsprechenden Durchmesser und auf diesen bewegt sich eine Platte, auf welche die Brücken — die alte sowohl wie die neue, die gleichzeitig verschoben werden sollen — aufgelagert sind. Preßwasserzylinder, die seitlich auf dem Gerüst aufgestellt sind, bewegen mittels Flaschenzügen die Brücken mit der Laufbühne auf der Schienenfahrbahn an ihre vorgesehene Stelle.

In Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane 1927, Nr. 1, der wir diesen Bericht entnehmen, ist letzteres Verfahren an Hand von Lichtbildern und Tafeln insbesondere noch an der Einschlebung einer Brücke über den Reno an der Strecke Ferrara—Rimini (dreifeldrig mit 56 m Mittelöffnung und je 45 m Seitenöffnungen, wobei eine kontinuierliche Brücke durch eine getrennt dreifeldrige ersetzt wurde und beide Brücken zusammen verschoben wurden) und dann der Brücke über die Dora di Cesana der Strecke Turin—Modane eingehend geschildert. Dr. Saller.

### Schwellen aus Altschienen.

Bei einer amerikanischen Eisenbahn werden probeweise seit etwa einem Jahr Schwellen aus Altschienen verwendet, die sich bisher gut bewährt haben. Sie bestehen aus zwei Breitfußschienen von 2,44 m Länge, die mit dem Kopf nach oben in etwa 2,5 cm Abstand zwischen den benachbarten Fußkanten nebeneinander liegen. Verwendet werden Schienen von 45 kg/m Gewicht. Über ihre Köpfe ist eine Unterlagplatte für die Fahrschienen gelegt, und ihre Füße sind an den Stirnen durch ein Winkelleisen miteinander verbunden. Unterlagplatten und Winkelleisen sind mit den die Schwelle bildenden Schienen verschweißt (Abb. 1). Die Unterlagplatten

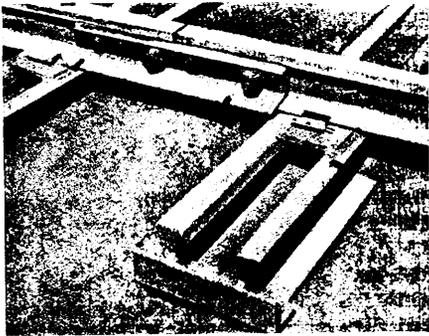


Abb. 1.

sind 20 × 30 cm groß und 16 mm stark. Die 30 cm langen Winkel haben einen wagrechten, 8 cm breiten Schenkel und einen 10 cm breiten, aufrechten Schenkel, der nach oben gerichtet ist, sich also gegen die Stirnfläche der Schienen legt, so daß diese durch

ihn, wenn das Gleis mit Schotter verfüllt ist, gegen seitliche Verschiebung gesichert werden.

Die Fahrschienen werden auf den Unterlagplatten durch Krampen befestigt, die mit einem Schenkel durch ein Loch in der Platte unter diese, mit dem anderen Schenkel über den Schienenfuß greifen: die Krampen werden ihrerseits durch Federkeile in ihren Löchern gesichert (Abb. 2).

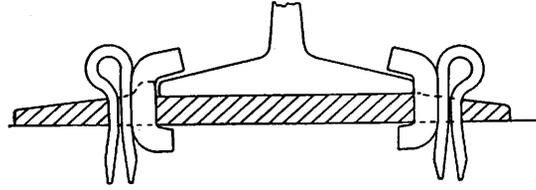


Abb. 2.

Die Schwellen aus Doppelschienen sind zwar erheblich schwerer als Holzschwellen und sind infolgedessen beim Auf- und Abladen unbequemer zu handhaben; dafür liegen sie aber sicher im Gleis, teils wegen ihrer breiten Auflagerfläche, teils wegen ihres Gewichts. Bei geringer Höhe haben sie ein großes Trägheitsmoment, können also auf Biegung hoch beansprucht werden. Gegen Wandern bieten sie weitgehende Sicherheit. Die Probestrecke lag zu der Zeit, als die Zeitschrift Railway Age in ihrer Nr. 1 vom 2. Juli 1927 über sie berichtete, seit 14 Monaten, ohne daß Unterhaltungsarbeiten nötig gewesen wären: allerdings ist nicht gesagt, wie stark die Belastung durch den Verkehr war. Es ist aber anzunehmen, daß sie hoch war, denn die Probestrecke liegt im Zufahrtgleis zu einem Verschiebebahnhof. Die bisherigen Ergebnisse der Versuche sind derart, daß eine besondere Schweißanlage geschaffen werden soll, um solche Schwellen in größeren Mengen herzustellen. Da es sich dabei um Altschienen handelt, sind die Kosten derartiger Schwellen gering. Unter Berücksichtigung des Rückgewinnes betragen sie nicht viel mehr als die 60 Cents, die für das Verschweißen ihrer Teile aufzuwenden sind.

Wernecke.

### Versuche mit Unkrautvertilgung mittels chemischer Mittel auf russischen Bahnen.

In Station Starij Peterhof der russischen Nordwestbahn wurde die Unkrautvertilgung mittels chemischer Mittel eingehend erprobt. Die Mischungen wurden im Laboratorium hergestellt, das Besprengen erfolgte mittels Gießkanne. Die begossenen Pflanzen wurden gleichmäßig nach einer Stunde, dann nach 2, 3, 7 und 30 Tagen beobachtet. Die Versuche wurden gleichlaufend im Gleis und auf einem Felde durchgeführt. Leinkraut, Löwenzahn, Schachtelhalm und Knöderich wurden nach örtlichem Vorkommen zuerst ausgewählt, ferner einige Arten, die vermöge ihrer Wurzelkraft oft den ganzen Gleisbereich überwuchern, nämlich Ackerschachtelhalm, liegendes Mastkraut, Feldknöderich und einjähriges Rispengras, endlich 32 Arten ohne zusammenhängende Bedeckungen, darunter 23 seltene.

Am wirksamsten zeigten sich arseniksaures Natron, Ätznatron, Naphthasäure, Quecksilberchlorid, Formalin, Chlorzink, Natriumchlorat, Bertoletsalz, Salmiak, Ätzkali, Fluornatrium, Schwefelcyankalium, doppelchromsaures Natron, Weinsäure, Kreosotmischung, Kupfervitriol, Eisenvitriol. Als erforderliche Mindestmenge auf 1 m<sup>2</sup> Fläche ergaben sich: 25 g arseniksaures Natron, 50 g Ätznatron, 25 g Sublimat usw. Eine Herabsetzung der Menge des Lösungsmittels erhöhte hierbei oft die Wirkung. Die Besprengungen nach vorheriger Durchnässung, also nach Regen, waren weit wirksamer. Chlorkalk wirkte sichtlich nur auf die organischen Bodenstoffe, nicht auf die Pflanzen. Die Wirkung trat verschieden schnell ein, bei Eisenvitriol z. B. eine Stunde nach der Besprengung, bei arseniksaurem Natron erst nach 10 bis 15 Tagen. Strecken, die mit langsam wirkenden Stoffen begossen sind, verwachsen längere Zeit nicht. Die Kosten der chemischen Unkrautbeseitigung stellten sich auf 2 bis 13 Pfg. auf 1 m<sup>2</sup>. Viele der versuchten Stoffe können nach dem Kostenpunkte mit dem gewöhnlichen Jäten in Wettbewerb treten (arseniksaures Natron, Chlorzink, Alkalien u. a.). Durch Verwendung von Halbfabrikaten, Nebenerzeugnissen usw. können noch wesentliche Verbilligungen erzielt werden.

(Scheljeznodoroschnoje Džels. Put. 1927, Nr. 1—2. A. Bertels und N. Elmanowitsch.)

Dr. S.

## Lokomotiven und Wagen.

### Anwendung der Spurrandschweißung bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Die mehrere Jahre mit der Vorrichtung zum Aufschweißen der Radspurkränze nach Gollwitzer\*) im Bereiche der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft angestellten Dauerversuche haben sehr gute wirtschaftliche Erfolge ergeben. In einem Ausbesserungswerk wurden folgende Feststellungen gemacht: Die Leistung einer Schweißmaschine mit zwei Elektroden betrug in 22 Monaten 100 Lokomotiv- und 2568 Wagenradreifen. Da die Arbeitszeit für einen Lokomotivradreifen gleich der 2,5fachen derjenigen für einen Wagenradreifen beträgt, entspricht diese Leistung einer solchen von 2818 Wagenradreifen oder einer durchschnittlichen Tagesleistung von 5,1 Wagenradreifen. Es wurden hierzu 9197 kg Schweißdraht und 41181 kWh Strom verbraucht. Die Gesamtausgaben für Stoffe, Löhne, Strom, allgemeine Unkosten und Verzinsung, jedoch ohne Tilgung beliefen sich auf 18313 *R.M.* Dagegen wurden an Radreifenstahl 113462 kg im Werte von 72071 *R.M.* erspart. Der Reingewinn ergab sich in den 22 Monaten demnach zu 53758 *R.M.* Die Beschaffungs-, Aufstellungs- und Anschlußkosten der Maschine waren bereits nach einer Betriebszeit von 10 1/2 Monaten getilgt. Darüber hinaus wurde in den weiteren 11 1/2 Monaten bereits ein Überschuß erzielt.

Mit Rücksicht auf die Wirtschaftlichkeit des Aufschweißens abgenutzter Radreifen hat daher die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in einer Verfügung vom Juni 1927 die Beschaffung einer größeren Anzahl solcher Spurrandschweißmaschinen für Eisenbahnausbesserungswerke mit Wagenunterhaltung veranlaßt.

Die Versuche mit der Spurrandschweißung an Lokomotivradern sind in größerem Umfange im Gange, aber noch nicht vollständig abgeschlossen.

Bttgr.

### Gedeckter Güterwagen der Chicago, Milwaukee und St. Paul Bahn für die Beförderung von Kraftwagen.

Für die Beförderung von Kraftwagen, vor allem der empfindlichen Personenkraftwagen, wird neuerdings die Verwendung gedeckter Güterwagen vorgezogen, während man sich bisher meist

\*) Siehe Organ 1924, S. 255 ff.

mit offenen Wagen begnügte und die Kraftwagen mit einer Wagendecke schützte. In Europa werden für den genannten Zweck Großraumwagen mit Stirnwandtüren benutzt; in den Vereinigten Staaten verwendet man Wagen mit weiten, seitlichen Doppelschiebetüren, bringt also die Kraftwagen nicht über die Stirnseite, sondern von der Seite aus in den Wagen. Es mag erwähnt werden, daß dieselbe Anordnung auch bei dem neuen Fährbootwagen der Deutschen Reichsbahn getroffen ist, die wegen ihrer beschränkten Anzahl für möglichst viele Zwecke verwendbar sein müssen.

Der neue Wagen der Chicago, Milwaukee und St. Paul Bahn ist ein Muster für die amerikanische Bauform. Er hat ein Eigengewicht von 25,7 t und ein Ladegewicht von 51 t. Mit seiner Ladelänge von 15,4 m übertrifft er allerdings die meisten anderen derartigen Wagen um 2 bis 3 m. Die Ladebreite beträgt 2,8 m, die Höhe 3,0 m, der Laderaum etwa 130 m<sup>3</sup>. Die Schiebetüren geben eine Öffnung von 3,65 m Breite und 2,95 m Höhe frei. Der Wagen ruht auf zwei Stahlguß-Drehgestellen der in Amerika für Güterwagen üblichen Form. Der Wagenkasten hat ein Formeisen-Gerippe mit Holzverschalung. Die Schiebetüren und die Stirnwand sind aus wellblechartig gepreßtem Stahlblech hergestellt. Zur Verstärkung des Wagenkastens sind über und unter der langen Türöffnung kräftige Blechversteifungen vorgesehen. Bei Probelastungen hat sich die Zweckmäßigkeit dieser Anordnung erwiesen; der Wagen zeigte trotz der weiten Öffnung nur ganz geringe Durchbiegungen. Zweifellos wird auch die Festigkeit des Wagenkastens, vor allem gegen seitliche Verdrehungen, durch den Wegfall der Stirnwandtüren stark erhöht.

Zum Einbringen der Kraftwagen besitzt der Wagen eine bewegliche Rampe, so daß man nicht an feste Rampen gebunden ist. Die tiefe Bodenlage der amerikanischen Güterwagen läßt diese Anordnung leichter zu als die Bodenlage bei den höher gebauten Güterwagen der europäischen Bauart. Um die Wagen freizügiger verwenden zu können, sind sie auch für den in Amerika sehr bedeutenden Getreideverkehr eingerichtet. Hierzu ist vor allem eine gute Abdichtungsmöglichkeit an den Türen vorgesehen, außerdem sind Füll- und Entladetrichter angeordnet, weil das Getreide offen in den Wagen geschüttet wird.

Die Bahn hat 500 derartige Wagen von der Pullman-Wagenbau-Gesellschaft beschafft.

R. D.

## Buchbesprechungen.

**Kohlenentladung aus Eisenbahnwagen.** Von Dr. Ing. C. Weicken. Beuth-Verlag Berlin. 3.50 *R.M.*

Das Buch behandelt die verschiedenen Entladearten von Hand, durch Becherwerk, Greifer und Kipper aus gewöhnlichen Eisenbahnwagen, ferner die Entladung aus Sonderwagen unter besonderer Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit. — O-Wagen, Kübelwagen und Selbstentladewagen werden hinsichtlich ihrer Verwendung und Zweckmäßigkeit besprochen. — Für Eisenbahn-Bekohlungsanlagen übt auf die Frage der Entladungsart naturgemäß auch die Frage der Weitergabe der Kohlen an die Lokomotiven bestimmenden Einfluß aus, die in der Schrift nicht behandelt ist.

U. e.

**Dipl.-Ing. Georg Kaufmann. Tabellen für Eisenbetonkonstruktionen.** Vierte Auflage. Berlin 1927. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn. Preis geheftet 9.— RM.

Der vorliegende Band bringt für Deckenplatten und Plattenbalken alle Angaben [über Biegemomente und Bemessung der Eiseneinlagen in gebrauchsfertiger Form, berechnet nach den Bestimmungen des deutschen Ausschusses für Eisenbeton von 1925. Im Eisenbahnbau wird das Buch für den Entwurf von Dienstgebäuden, namentlich von Güterschuppen, wertvolle Dienste leisten.

Dr. Bl.

## Verschiedenes.

### Die metallographischen Ferienkurse an der Technischen Hochschule zu Berlin

unter Leitung von Prof. Dr. Ing. Hanemann finden im März dieses Jahres statt.

Vom 5. bis 15. März dauert der Kurs I, (Technik der Metallographie, Kristallisationslehre, Zustandsschaubilder, Metallographie von Stahl, Grauguß, Temperguß, Hartguß, Grundzüge der Wärmebehandlung und Schmiedebehandlung, des Glühens, Härtens, Vergütens).

Vom 19. bis 25. März Kurs II, (Röntgenspektroskopie, ternäre Zustandsschaubilder, Verfestigung und Rekristallisation, spezielle Metallographie des Stahles und Graugusses).

Die Kurse bestehen aus täglich zwei Stunden Vortrag und vier Stunden Übungen. Die Teilnehmergebühr beträgt RM 175.— für Kurs I und RM 100.— für Kurs II.

Anfragen und Anmeldungen sind zu richten an das Außeninstitut der Technischen Hochschule, Charlottenburg 2, Berlinerstraße 171.