



trägt. Die Kappe des Domes ist zur Verminderung des Gewichtes als Körper gleicher Festigkeit, als Halbkugel ausgebildet.

Die Seitenwände der Feuerbuchse sind in der üblichen Weise mit den Wänden des Mantels durch kupferne Stehbolzen verbunden, die beiden flachen Decken durch senkrechte Anker, deren beide vorderen Reihen beweglich sind. Die flachen Teile der Seitenwände sind durch wagerechte Queranker abgesteift. Die hintere Mantelwand trägt Versteifungen aus T-Eisen, und zwei Längsanker gehen von dieser Wandung nach den flachen Teilen der vordern Mantelwand, vier andere nach dem Rundkessel. Die Feuerbuchsenrohrwand ist mittels der üblichen Schleppanker und die vordere Rohrwand durch zwei Blechanker mit dem Langkessel verbunden. Die Heizrohre sind glatt.

Die innen liegenden Hauptrahmen sind durch die Bufferbohle aus Stahlgufs, die Niederdruckzylinder, eine unter diesen befindliche, den Drehgestellzapfen enthaltende Blechplatte, einen Stahlgufskasten, sowie durch eine zwischen den beiden Triebachsen beginnende, bis dicht vor den Feuerkasten reichende Verstrebung aus drei Blechplatten mit einander verbunden, deren obere den mittlern Kesselträger aus Stahlgufs aufnimmt. Weitere Rahmenverstrebungen bilden ein vierkantiges Stück vor der hintern Laufachse, ferner ein Rundeisen zwischen den beiden Trägern der Ausgleichhebel und der hintere Zugkasten.

Haupt- und Sicherheitskuppelbolzen sind in einem Stahlgufsstücke gelagert.

Das Drehgestell hat zum Zwecke der Gewinnung von Raum für die Niederdruckzylinder und das innere Triebwerk Außenrahmen, die durch ein mittleres Stahlgufsstück, das als Führung für das Drehzapfenlager dient, und durch zwei geschmiedete Endverstrebungen verbunden sind. Die Rückstellung aus der Seitenverschiebung erfolgt durch zwei gemeinschaftlich wirkende Wickelfedern.

Das Drehgestell ruht auf vier unabhängigen Federn, die über den Achsbuchsen liegen. Die Last wird auf das Gestell durch zwei seitliche, unmittelbar unter dem Hauptrahmen liegende Kugelzapfen übertragen. Das Drehgestell kann also in der Längs-, aber nicht in der Querrichtung kippen.

Die Federn der Trieb- und hinteren Lauf-Räder sind unter den Achsbuchsen mittels Doppelgelenkes aufgehängt, ihre Schrauben werden nur auf Zug beansprucht. Die Tragfedern sind durch Ausgleichhebel verbunden.

Die Kurbelachse ist aus Nickelstahl hergestellt.

Die Bremse wirkt wegen baulicher Schwierigkeiten mit nur je einem Klotze auf die vier Triebräder und die hinteren Laufräder.

Der Tender faßt 20 cbm Wasser und 5 t Kohlen und ruht auf zwei Drehgestellen.

Die preufsische Regel-Tenderachse mit Buchsen, Federn und Führungen ist beibehalten, weshalb die Drehgestelle Außenrahmen besitzen, die durch eine mittlere und zwei Endverstrebungen und Schrägen versteift sind. Die Gestelle drehen sich um einen in die mittlere Verstrebung eingreifenden Zapfen ohne Seitenverschiebung und ruhen auf je vier unabhängigen, auf den Achsbuchsen sitzenden Federn. Die Last wird auf

diese unabhängig vom Drehzapfen durch zwei seitliche Kugelzapfen übertragen in der Art, daß die durch seitliche Schwankungen des Wassers entstehenden einschitigen Überlastungen möglichst kein Wanken des Tenders erzeugen können, da die seitlichen Kippbewegungen verhindert sind.

Der Tenderrahmen besteht aus zwei längslaufenden C-Eisen, die durch den Zugkasten, die die Drehzapfen der Gestelle tragenden Verstrebungen, ein den Bremszylinder tragendes Querstück in der Mitte des Tenders, die Bufferbohle und durch eingebaute Schrägen versteift sind. Zug- und Stofsvorrichtungen entsprechen der üblichen Bauart.

Der Wasserkasten hat obere flache Decke und ruht auf dem Rahmen so, daß er von diesem ohne Beeinträchtigung seiner Dichtigkeit abgenommen werden kann. Die Bremse wirkt mit zwei Klötzen auf jedes Rad. Die Handbremse wirkt unabhängig von der Luftdruckbremse als gewöhnliche Wurfhebelbremse.

Die Abmessungen und Verhältniszahlen sind in Zusammenstellung I angegeben.

## II Feststellungen an der Lokomotive vor den Versuchen.

Nach sorgfältiger Durchregelung der Steuerungen, sowohl auf Grund zweckmäßiger Voreilungen, als auch mit Bezug auf die im Betriebsdienste am meisten benutzten Füllungsgrade, wurden diese für jede Zahnücke der Steuerscheibe an allen vier Zylindern und auf beiden Kolbenseiten ausgemessen, wie in Abb. 1 und 2, Taf. XXVIII dargestellt ist, ebenso die Schieberwege der geraden Schieberöffnungen für alle Füllungsgrade von 10 zu 10 % des Kolbenhubes und die Grenzlagen der Steuerung gemäß Abb. 3 bis 6, Taf. XXVIII, die auch die Schieberabmessungen zeigen.

## III. Ausrüstung der Lokomotive für die Versuche.

- a) Zur Erkennung der benutzten Füllungsgrade wurden die betreffenden Zahnücken der Steuerscheiben von der mit 0 bezeichneten Mittelstellung aus bis zur Auslage der beiden Steuerungen mit den Ziffern von 0 bis 50 und 0 bis 48 versehen.
- b) Folgende Spannungsmesser wurden angebracht:
  1. an den Hochdruckschieberkästen und der Dampfeinströmung, um den Druckabfall zu beobachten,
  2. am Verbinder,
  3. an den linksseitigen Dampfzylindern zur Aufnahme der Spannungsteilungen für die daselbst angebrachten Schaulinienzeichner.
- c) Diese Schaulinienzeichner waren ohne Schnur mit Zahnstangenbetrieb, daher nach jeder Richtung zwangsläufig eingerichtet, so daß der Dampfzugang und die Spannungszeichnung selbst einfach und sicher vom Führerstande aus und zu den richtigen Zeitpunkten bewirkt werden konnte.)\*
- d) Zwei Unterdruckmesser zur Bestimmung der Luftver-

\*) Der Verfasser hat diese Einrichtung, die sich gut bewährt, schon seit Jahren angewandt und genaueres darüber in den Verhandlungen zur Beförderung des Gewerbeleißes, 1895, S. 72, veröffentlicht.

# Text-Tafel A.

Abb. I.

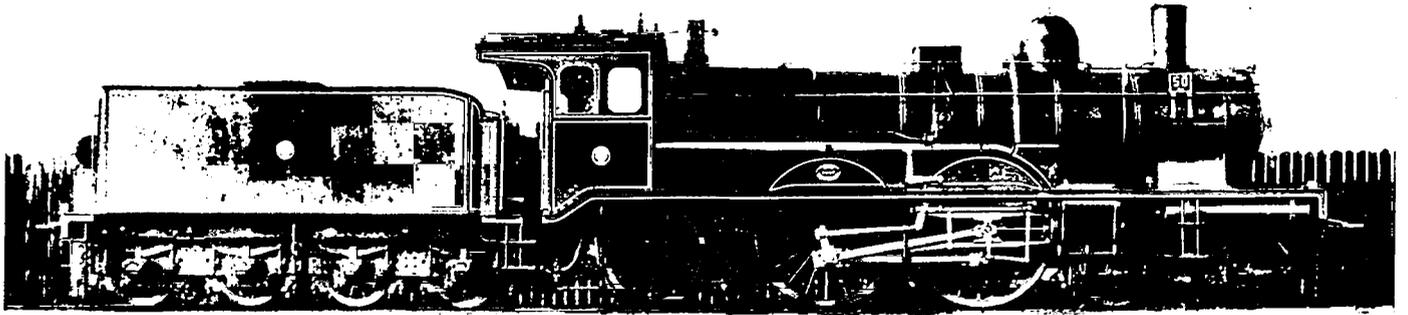
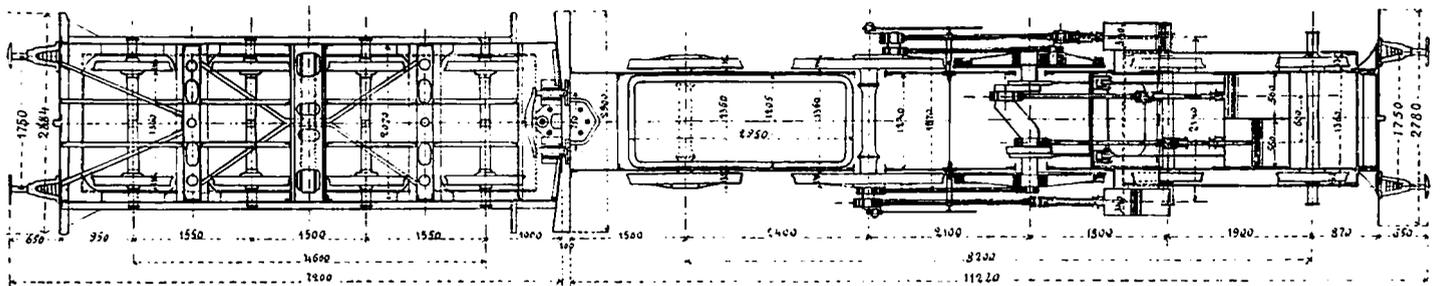
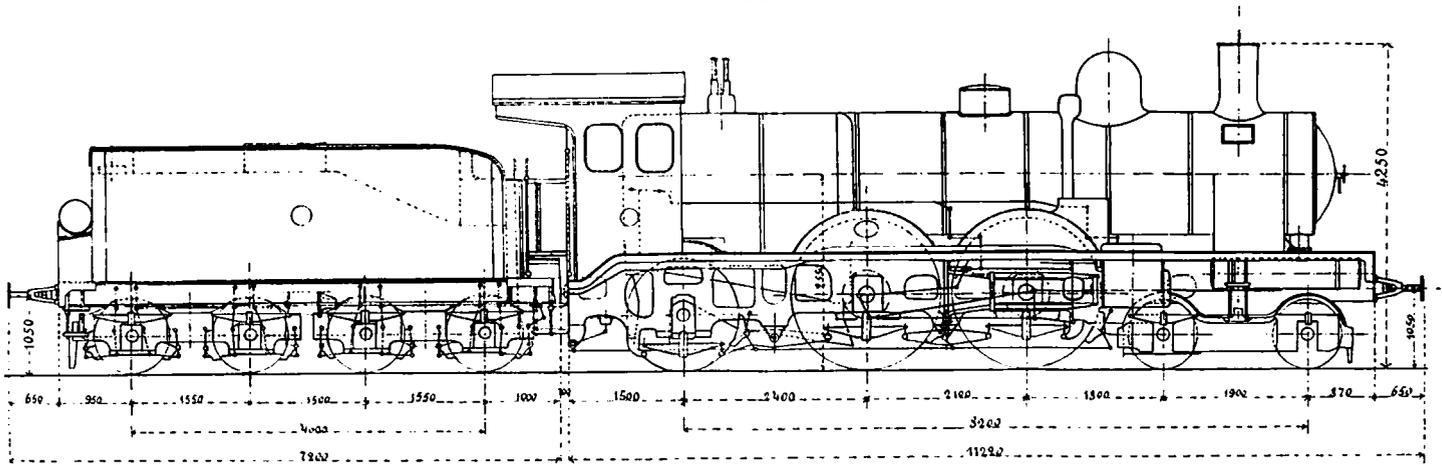


Abb. II.



## Zusammenstellung I.

	Einheit	Hochdruck	Niederdruck		Einheit	Hochdruck	Niederdruck
Zahl der Zylinder . . . . .	—	4		Äußere Deckung . . . . .	mm	27	27
Dienstzeit seit der Anlieferung . . . . .	—	1 Jahr 10 Monate		Innere " . . . . .	"	— 3	— 5
Seit der Anlieferung sind durchlaufen	km	133651		Höhe der Dampfkanäle . . . . .	"	300	480
Kolbendurchmesser d und d' . . . . .	m	0,340	0,560	Breite " . . . . .	"	40	42
Kolbenhub h . . . . .	"	0,640	0,640	Stärke der Radreifen . . . . .	"		75
Triebbraddurchmesser D . . . . .	"	1,967		Höhe der Kesselmitte über S.O. . . . .	"		2550
Rostfläche, ganze, F . . . . .	qm	2,72		Zulässige Geschwindigkeit . . . . .	km/St		100
Rostfläche, freie . . . . .	"	1,10		Laufbraddurchmesser, vorn . . . . .	mm		900
Feuerberührte Heizfläche der Feuerbuchse	"	14,55		" " , hinten . . . . .	"		1440
" " " Heizrohre . . . . .	"	140,72		Achsstand des Drehgestelles . . . . .	"		1900
Heizfläche, ganze, H . . . . .	"	155,27		Fester Achsstand zwischen Trieb- und			
Zahl der Heizrohre . . . . .	—	237		Kuppelachse . . . . .	"		2100
Durchmesser der Heizrohre innen . . . . .	mm	45		Ganzer Achsstand . . . . .	"		8200
" " " außen . . . . .	"	50		Ganze Länge von Lokomotive und Ten-			
Länge der Heizrohre zwischen den Rohr-				der mit Buffer, l . . . . .	"		11220
wänden . . . . .	"	4200		Bauart des Drehgestelles . . . . .	—		Grafenstaden
Lichter Durchmesser des mittlern Kessel-				Drehzapfen seitlich verschiebbar + . . . . .	mm		45
schusses . . . . .	"	1456		Drehung des Gestelles + . . . . .	o		3
Tiefe der Feuerbuchse zwischen Rost				Mittelstellvorrichtung Bauart . . . . .	—		Grafenstaden
und Heizrohren . . . . .	"	913		Anfangsspannung . . . . .	t		1,80
Dampfüberdruck p . . . . .	at	14		Endspannung . . . . .	"		3,85
Länge der Kurbelstange l', l'' . . . . .	mm	l' = 2200	l'' = 1800	Leergewicht der Lokomotive . . . . .	"		59
Stärke der Kolbenstange, vorn . . . . .	"	—	55	Dienstgewicht " " G <sub>1</sub> . . . . .	"		65
" " " , hinten . . . . .	"	65	65	Erste Achse . . . . .	"		9,4
Geradliniges Spiel der Kolben, vorn . . . . .	"	15	18	Zweite " . . . . .	"		9,4
" " " " , hinten . . . . .	"	20	12	Dritte " . . . . .	"		16
Innerer Durchmesser der Einströmrohre . . . . .	"	110	120	Vierte " . . . . .	"		16
" " " " Ausströmrohre . . . . .	"	120	200	Fünfte " . . . . .	"		14,2
Engster Querschnitt der Einströmung . . . . .	qcm	78,54	113,10	Triebachsgewicht G <sub>2</sub> . . . . .	"		32
" " " " Ausströmung . . . . .	"	113,10	196,14	Leergewicht des Tenders . . . . .	"		22
Querschnitt der größten Regleröffnung			62,72	Dienstgewicht " . . . . .	"		46,7
Blasrohrdurchmesser . . . . .	mm	136		1. Tenderachse . . . . .	"		11,6
Blasrohrquerschnitt . . . . .	qcm	145,27		2. " . . . . .	"		11,6
Höhe der Blasrohrmündung über Kessel-				3. " . . . . .	"		11,7
mitte . . . . .	mm	277		4. " . . . . .	"		11,8
Höhe der Unterkante der Regleröffnung				Ganzes Dienstgewicht der Lokomotive			
über dem mittlern Wasserspiegel . . . . .	"	916		und des Tenders G <sub>1</sub> . . . . .	"		111,7
Größe des mittlern Wasserspiegels . . . . .	qm	8,69		Kohlengewicht . . . . .	"		5
Dampfraum des Kessels . . . . .	cbm	1,8		Wassergewicht . . . . .	"		20
Wasserraum " " " . . . . .	"	5,7		$u = 100^2 \cdot \frac{0,34^2 \cdot 0,64}{1,967} =$	cm <sup>2</sup>		375,1
Schädlicher Raum in % des Hubinhaltes				$u(p+1) = 375,1 \cdot 1,15$	kg		5627
vorn . . . . .	%	16,5	8,2	Heizfläche : Rostfläche, H : F . . . . .	—		57
" " " " " hinten . . . . .	"	16,0	8,1	Heizfläche : u, H : u . . . . .	$\frac{qm}{cm^2}$		0,41
Dampfberührte Fläche des schädlichen				Heizfläche : u (p + 1), H : u (p + 1) . . . . .	$\frac{qm}{kg}$		0,028
Raumes, vorn . . . . .	qm	0,54	1,13	Heizfläche : Triebachslast, H : G <sub>2</sub> . . . . .	qm/t		4,86
Dampfberührte Fläche des schädlichen				Lokomotivgewicht ohne Tender: Ganze			
Raumes, hinten . . . . .	"	0,49	0,81	Länge, G <sub>1</sub> ' : l <sup>m</sup> . . . . .	t/m		5,79
Inhalt des Schieberkastens . . . . .	cbm	0,049	0,077	Lokomotivgewicht ohne Tender: Heiz-			
Dampfberührte Fläche des Schieber-				fläche, G <sub>1</sub> ' : H . . . . .	t/qm		0,419
kastens . . . . .	qm	1,31	1,82	Länge der Kurbelstangen: Kurbelhalb-			
Ganzer Inhalt des Verbinders . . . . .	cbm	0,438		messer . . . . .	—		$\left. \begin{array}{l} 2l' : h \\ = 6,875 \end{array} \right  \left. \begin{array}{l} 2l'' : h \\ = 5,625 \end{array} \right.$
Dampfberührte Fläche des Verbinders	qm	0,688		Verhältnis c der Kolbenflächen $\frac{d'^2}{d^2}$ . . . . .	—		2,71
Stärke des Kesselsteins auf der Feuerbuchse	mm	1		$u(p+1) : G_2$ . . . . .	kg/t		176
" " " " den Heizrohren . . . . .	"	1,5					
Mittenverschiebung . . . . .	"	90	90				
Voreilwinkel . . . . .	o	89	88 $\frac{1}{2}$				
Gerade Voreilung, vorn . . . . .	mm	7,5	7,5				
" " " , hinten . . . . .	"	6,5	6,5				

dünnung in der Feuerbüchse und Rauchkammer in ein Wassersäule.

- e) Eine Teilung für den Wasserstand im Kessel, neben dem Wasserstandsgläse.
- f) Eine Vorrichtung auf der vordern Bufferbohle zum Aufzeichnen der schlingernden Bewegungen.
- g) Ein selbstschreibender Kraftmesser zur Bestimmung der Zugkraft am Tenderzughaken.
- h) Vier Wasserstandsgläser an den Ecken des Tenders zur genauen Feststellung des Wasserverbrauches.

Von der Anbringung eines Geschwindigkeitsmessers wurde bei den eigentlichen Leistungsversuchen abgesehen, da die Beobachtungen des leitenden Beamten mit der Geschwindigkeitsuhr in Minutenabständen genügt.

#### IV. Vorversuche.

Zunächst wurde durch eine Reihe von Versuchsfahrten mit 40 Achsen auf wagerechter Strecke die zweckmäßigste Blasrohröffnung nach folgenden Gesichtspunkten ermittelt.

Mit vergrößerter Blasrohröffnung nimmt die zur Dampfbildung unentbehrliche Saugwirkung, demnach auch die Dampfbildung ab, ebenso mindern sich die durch den Auswurf entstehenden Kohlenverluste, von denen sich ein Teil in der Rauchkammer ansammelt und die Heizrohre zusetzt, sowie der schädliche Rückdruck in den Niederdruck-Zylindern. Daher muß es bei einer vorgeschriebenen Dampfentwicklung eine bestimmte Blasrohröffnung geben, die zwischen den unvermeidlichen Nachteilen und den gestellten Anforderungen vermittelt.

Der Verfasser hat bei früheren Versuchen\*) diese Verhältnisse näher untersucht und gefunden, daß es im allgemeinen zweckmäßig ist, die Saugwirkung größer zu nehmen, als bisher. Als Ergänzung ist den früheren Ergebnissen folgendes hinzuzufügen.

Aus den Abb. 7 und 8, Taf. XXVIII sind die hier auftretenden Erscheinungen deutlich zu erkennen. In diesen Auftragungen ist bildlich dargestellt, wie bei einer von 100 bis 145 qm oder 0,65 bis 0,94 qm für 1 qm der ganzen Heizfläche zunehmenden Blasrohrweite die Saugwirkung  $\varphi$ , der Dampfverbrauch  $m_2$ , der Füllungsgrad  $\varepsilon$ , die Zuggeschwindigkeit  $v$ , demnach auch die Leistung  $L_1$  nach den Dampfspannungs-Schaulinien und der Kohlenverbrauch  $k$ , die Rauchkammerlöse  $K'$  und der Rückdruck  $p_r$  in den Niederdruck-Zylindern abnehmen.

Abb. 8, Taf. XXVIII zeigt noch besonders, daß zwar die Leistung nach den Schaulinien durch eine Verstärkung der Saugwirkung erhöht werden kann, jedoch nur unter Steigerung des Kohlen- und Dampfverbrauches, also unter Verschlechterung der Wirtschaft. Zugleich konnte das wichtige Ergebnis erzielt werden, daß es sich in diesem Falle wirtschaftlich nicht empfiehlt, über eine Saugwirkung von 18 cm hinauszugehen, da

\*) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbelles, 1900, S. 51

die Leistung bereits bei 24 cm trotz fortgesetzter Steigerung des Kohlenverbrauches nicht mehr größer wird.

Ferner hat sich bei diesen Versuchen herausgestellt, daß die Luftverdünnung, also auch der Luftzug über der Feuerung infolge des Widerstandes, den die Heizrohre der Fortbewegung der Heizgase entgegensetzen, etwa nur 0,6 von der in der Rauchkammer, also viel geringer, ist als diese. Bei den jetzt folgenden Versuchen mit Serve-Rohren wird sich herausstellen, daß dieses Verhältnis der Zugwirkungen noch ungünstiger ist, so daß eine weitere erhebliche Steigerung der Saugwirkung in der Rauchkammer zur Hervorbringung der größten Lokomotivleistung unerläßlich erscheint.

Ferner sind als Vorversuche ebenso wie früher, mit der Lokomotive Beschleunigungs-, Aus- und Ablauf-Versuche zur Bestimmung der Eigenwiderstände ausgeführt.

#### V. Die eigentlichen Versuchsfahrten.

Die Versuche, die die Feststellung der Lokomotivkraft in Gestalt der für den Dienst erforderlichen Leistungsübersichten bezwecken, verlangen peinliche Sorgfalt der Durchführung und fortwährende Nachprüfung. Selbstverständlich ist der Regler stets so weit zu öffnen, daß jede Drosselung des Dampfes vermieden wird; nur bei Schleudern der Triebräder und etwa eintretender Dampfneße, die vermieden werden kann, muß der Regler auf einige Augenblicke etwas geschlossen werden. Der Füllungsgrad ergibt sich bei jeder Zugstärke von selbst nach dem Grade der Dampferzeugung, der an der Dampfspannung und dem Stande des Kesselwassers, die beide auf regelmäßiger Höhe zu halten sind, zu erkennen und unausgesetzt zu beobachten ist. Hierbei ist aber stets besonders darauf zu achten, daß die Behandlung des Feuers in möglichst zweckmäßiger Weise erfolgt.

Die durch solche Versuche erlangten Ergebnisse sollen ausschließlich den Beharrungszuständen der Dampferzeugung und der bewegenden Kraft entsprechen, sodafs die beschleunigende und verzögernde Kraft unter allen Umständen außer Frage bleiben. Bei jeder noch so geringen Beschleunigung oder Verzögerung geht das Urteil über die Leistungsfähigkeit der Maschine verloren. Indes sind diesmal, abweichend von den früheren Versuchen, auch einige Fahrten mit geringerer Leistung ausgeführt worden, da solche im Dienste öfters vorkommen und die Gelegenheit boten, auch diese Verhältnisse etwas genauer kennen zu lernen, sowie das Gesetz der Abhängigkeit der Saugwirkung, der Dampfbildung, des Dampfverbrauches von der Zuggeschwindigkeit und unter sich auch im allgemeinen außerhalb der größten Leistung festzustellen.

Um den Kohlenverbrauch einwandfrei zu ermitteln, wurde jedesmal zur Anheizung der Lokomotive eine vorher bestimmte Menge Prefskohlen bereit gelegt und der Vorrat für die nachfolgende Versuchsfahrt so übersichtlich auf dem Tender gestapelt, daß Bestand und Verbrauch schnell und sicher festgestellt werden konnten. Auch die Ölausgabe wurde besonders überwacht.

Da es sich vorzugsweise darum handelt, die Lokomotivkraft für verschiedene Neigungen und Geschwindigkeiten zu ermitteln, so ist es unerlässlich, die Versuche auf wenigstens vier möglichst ungleichen Neigungen auszuführen; in diesem Falle geschah es auf 1:∞, 1:200, 1:100 und 1:30. Da die Eisenbahndirektion Hannover nicht über alle vier Strecken verfügt, so wurden die Versuchsfahrten für 1:100 auf der Strecke Hettstädt-Mansfeld im Bezirke der Eisenbahndirektion Magdeburg und für 1:30 auf der Strecke Erkrath-Hochdahl der Königlichen Eisenbahndirektion Elberfeld ausgeführt.

Hierbei ist folgendes zu beachten. Die Zugkraft einer Lokomotive setzt sich aus drei Teilen zusammen; sie ist

$$Z = G_1^t w_1^{kg/t} + G^t w^{kg/t} + (G_1^t + G^t) n^{‰}$$

Da nun  $w_1$  und  $w$  wegen ihrer Abhängigkeit von der Geschwindigkeit schwierig und nur durch eine grössere Zahl besonderer umständlicher Versuchsfahrten ermittelt werden können, so erhält man den Wert von  $Z$  um so sicherer, je grösser die Steigung ist, da dann der dritte, ganz bekannte Teil die beiden anderen überwiegt. Daher kann eine, wenn auch nur geringe Zahl von Versuchen auf steiler Strecke nicht entbehrt werden, wenn die Versuchslokomotive auch für solche nicht bestimmt ist. Man erlangt dadurch eine von der schwierigen Aufnahme der Dampf-Schaulinien möglichst unabhängige Ermittlung der Zugkraft. Allerdings besitzt eine genau wagerechte Versuchsstrecke auch ihren Vorzug, da auf ihr durch Rückfahrten der Einfluss des Kopfwindes festgestellt und bei der Beurteilung der Zugkraft ausgeschieden werden kann. Der Einfluss des Seitenwindes kann nur durch vergleichende Versuche mit dem Kraftmesser, oder durch Ablaufversuche gefunden werden. In früheren Veröffentlichungen\*) hat sich der Verfasser in Ermangelung von Versuchsergebnissen bemüht, dieses Bewegungshindernis durch Rechnung festzustellen.

Folgende Versuchsfahrten wurden ausgeführt:

Zusammenstellung II.

Neigung	Strecke	Zahl
1:∞	Lehrte-Gardelegen . . .	50
1:200	Ülzen-Brockhöfe . . .	18
1:100	Hettstädt-Mansfeld . . .	15
1:30	Erkrath-Hochdahl . . .	7
Zusammen:		90

Es war diesmal möglich, nur vierachsige Schnellzugswagen zu benutzen, wodurch die Sicherheit der Ergebnisse erhöht wurde. Sind aber Versuche mit anderen Wagen anzustellen, so müssen die verschiedenen Eigenwiderstände in Betracht gezogen werden.

Um noch einen anderen Überblick über die Ausdehnung der Versuche zu gewinnen, sind in Zusammenstellung III die Grenzwerte angegeben, zwischen denen sich die Versuche bewegten.

\*) Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbetreibenden 1900, S. 68.

Zusammenstellung III.

	von	bis	
Neigung der Versuchsstärke . . . . .	n	0	33 ‰
Zugstärke . . . . .	—	0	100 Achsen
Zuggewicht . . . . .	G	0	831 t
Zuggeschwindigkeit im Beharrungszustande . . . . .	v	19	108 km/St.
Umdrehungszahl der Triebachsen . . . . .	z	0,9	4,8 Sek.
Hochdruckfüllung . . . . .	ε	25	65 ‰
Saugwirkung in der Rauchkammer . . . . .	φ	2	24 cm
Mittlerer zusammengesetzter wirklicher Dampfdruck . . . . .	p <sub>m1</sub>	5,0	17,4 kg/qcm
Mittlerer Überdruck in den Hochdruckschieberkästen . . . . .	p <sub>1</sub>	12,9	14,0 "
Mittlerer Überdruck im Verbinder . . . . .	p <sub>r</sub>	0,9	5,0 "
Zugkraft nach den Dampfdruck-Schaulinien . . . . .	Z <sub>i</sub>	2300	7530 kg
Zugkraft am Zughaken . . . . .	Z	0	6690 "
Leistung nach den Dampfdruck-Schaulinien . . . . .	L <sub>i</sub>	320	1070 PS.
Leistung am Zughaken . . . . .	L	0	713 "

Hierzu sei bemerkt, dass die letzte Ziffer, die die größte Nutzleistung darstellt, auf der wagerechten Versuchsstrecke bei 60 Achsen mit 90 km/St. Geschwindigkeit erreicht wurde.

Ferner schwankte der Kohlenverbrauch  $k$  zwischen 673 und 1370 kg/Stunde und der Wasserverbrauch  $m$  zwischen 4633 und 13656 kg/Stunde

Um bei diesen Versuchen alle möglichen, auch wissenschaftlichen Ergebnisse zu erlangen, wurden folgende Grössen festgestellt:

1. die Füllungsgrade,
2. die Beharrungsgeschwindigkeiten,
3. die Beschleunigungen,
4. die mittleren wirklichen Dampfspannungen im Kessel,
5. die mittleren wirklichen Dampfspannungen in den Hochdruckschieberkästen,
6. die mittleren wirklichen Dampfspannungen im Verbinder,
7. die Saugwirkung,
8. die Dampfverteilung in den Zylindern,
9. die Dampfdruck-Schaulinien,
10. die aus den Schaulinien folgenden und die wirklichen Zugkräfte und Leistungen,
11. der Kohlenverbrauch,
12. die Kohlenverluste,
13. der Dampfverbrauch,
14. die Dampfentwicklung,
15. die Wasser- und Dampfverluste.

Die folgenden zum Teil nur wissenschaftlichen Untersuchungen haben insofern auch einen praktischen Zweck, als sie zur Gewinnung einer einfachen Theorie der Lokomotive beitragen, die zur Bestimmung der Lokomotivkraft und des Dampfverbrauches dienen kann, ohne künftig umfassende, zeitraubende und kostspielige Versuche ausführen zu müssen.

VI. Die Versuchsergebnisse.

Von den 90 ausgeführten Versuchsfahrten sind zunächst nur die vier Nr. 11, 4, 1 und 3, und zwar für jede Versuchsstrecke eine, als Beispiel herausgegriffen, um zu zeigen, welche Beobachtungen überhaupt angestellt worden sind.

Zusammenstellung IV enthält die erlangten Beobachtungswerte.

Zusammenstellung IV.

Gegenstand	Einheit	Fahrt Nr.			
		11	4	1	3
Bahnneigung . . . . .	—	1:∞	1:200	1:100	1:30
Zugstärke . . . . .	Achsen	40	28	24	4
Ganze Fahrzeit . . . . .	Min.	67½	7	14	6¼
Durchschnittliche Geschwindigkeit	km/St.	91	62	39	27
Größte erreichte	"	108	76,2	49	34
Kohlenverbrauch zum Anheizen .	kg	838	nicht gemessen		
" auf der Fahrt .	"	1541	" " " "		
Länge der durchfahrenen Strecke	km	102	6,2	9,2	2,8
Wasserverbrauch aus dem Tender	kg	15147	612	1287	482
" " " Kessel	"	600	700	125	200
Ölverbrauch: Mineralöl . . . . .	"	4,63	" " " "		
" Mischöl . . . . .	"	1,1	" " " "		
" Talg . . . . .	"	—	nicht gemessen		
Rückstände: Rauchkammer . . . .	"	215	" " " "		
" Aschkasten . . . . .	"	127	" " " "		
Wind-Stärke . . . . .	Nr.	2	2	3	2
Wind-Richtung und deren Verhältnis zur Fahrrichtung . . . .	—	↓ W	→	→	→
Beharrungszustand: Hochdruckfüllung	%	44,2	44,2	53,1	65
" Niederdruckfüllung	"	80,1	80,1	80,1	80,1
" Geschwindigkeit	km/St.	94	76,2	49	34
Strahlpumpe angestellt . . . . .	mal	29	5	8	4
Wasserverlust der Strahlpumpe	kg	174	30	48	24
Rauchkammerspritze benutzt . . .	mal	14	—	2	—
Wasserverlust . . . . .	kg	168	—	24	—
Luftpumpe, voller Gang . . . . .	Min.	23	8	11	6
" Dampfverlust . . . . .	kg	53	18,4	25,3	14
Kohlenspritze benutzt . . . . .	mal	13	—	—	—
" Wasserverlust . . . . .	kg	130	—	—	—
Gemeinschaftsöl im Gange . . . .	Min.	67½	7	14	6
" Dampfverlust	kg	84	8,8	18,5	8

In Zusammenstellung V sind die Förderleistungen mitgeteilt.

Zusammenstellung V.

Gegenstand	Einheit	Bezeichnung	Fahrt Nr.			
			11	4	1	3
Bahnneigung . . . . .	—	—	1:∞	1:200	1:100	1:30
Länge der Versuchsstrecke . . . . .	km	s	102	6,2	9,2	2,8
Zugstärke . . . . .	Achsen	—	40	28	24	4
Zuggewicht . . . . .	t	G	333	223	196	35
Gewicht einer Achse . . . . .	"	—	8,33	8,00	8,16	8,67
Achskilometer . . . . .	—	—	4080	174	221	11,2
Nutztonnenkilometer . . . . .	—	Gs	33966	1380	1801	97,1
Durchschnittliches Lokomotivgewicht . . . . .	t	G <sub>1</sub>	99	95	106	107
Bruttotonnenkilometer	—	(G <sub>1</sub> + G)s	44064	1975	2777	397,2

Weiter zeigt Zusammenstellung VI die berechneten Leistungen im Beharrungszustande und Zusammenstellung VII dieselben im Durchschnitte.

Der Verbrauch an Dampf, Heiz- und Schmierstoff folgt aus den Zusammenstellungen VIII bis X.

Die übrigen Angaben sind größtenteils nicht bloß aus diesen vier, sondern aus allen Versuchsfahrten hervorgegangen.

Dem Zwecke der Versuche entsprechend sind insbesondere die Zuglasten bestimmt worden, die die Versuchslokomotive auf verschiedenen Steigungen dauernd befördern kann; sie sind in Abb. 9, 10 und 11, Taf. XXVIII und in Zusammenstellung XI angegeben.

Abb. 9, Taf. XXVIII zeigt in ihren ausgezogenen Linien die Versuchsergebnisse auf den vier Versuchstrecken, in den gestrichelten die hieraus durch Zwischenrechnung gefundenen Leistungen.

Abb. 10, Taf. XXVIII zeigt die unter Vertauschung der Koordinaten bewirkte Zwischenrechnung selbst, die Zuglasten G sind als Abhängige von der Steigung 1:n bei unveränderlicher Geschwindigkeit v dargestellt.

Zusammenstellung XI enthält die durch diese Zwischenrechnung ergänzte, für den Lokomotivdienst bestimmte Leistungsübersicht.

Besondere Beachtung verdienen die wagerechten und lotrechten Querlinien der Leistungslinien in Abb. 9, Taf. XXVIII. Die Schnittpunkte der ersteren geben die Geschwindigkeiten auf verschiedenen Steigungen bei unveränderlicher Zugstärke, die den Fahrplänen zu Grunde gelegt werden müssen. Trägt man diese Geschwindigkeiten als von der Steigung Abhängige auf, wie in Abb. 11, Taf. XXVIII, so erhält man hierdurch ein Verfahren, die Fahrzeiten ohne vorherige Berechnung von Betriebslängen festzusetzen. Soll beispielsweise der Fahrplan für die Versuchslokomotive und eine Zuglast von 235 t aufgestellt werden, so erhält man die Geschwindigkeiten durch die entsprechenden Wagerechten in Abb. 9, Taf. XXVIII (Zusammenstellung XII).

Da die Linien in Abb. 12, Taf. XXVIII für die tatsächlichen Zugbelastungen nur wenig von einer Geraden abweichen, so kann die Abhängigkeit der Zuggeschwindigkeit vom Steigungsgrade der Strecke mit genügender Annäherung als Gerade nach  $v = a + b n$  betrachtet werden; in diesem Falle wird

$$v = 100 - 5 \cdot n.$$

Der Festwert a entspricht der Grundgeschwindigkeit  $v_0 = 100$  km/St. und b der Steigung, also dem Grade der Geschwindigkeitsänderung durch diese, damit der Zug bei gleichmäßiger Beanspruchung der Lokomotive ohne Vorspann befördert werden kann. Dies Verfahren, das ich früher\*) näher begründet und jetzt weiter ausgebildet habe, dürfte die Aufstellung der Fahrpläne nach Maßgabe der vorhandenen Lokomotivkraft nach maschinentechnischen Grundsätzen wesentlich berichtigen und vereinfachen.

Die lotrechten Querlinien der Abb. 9, Taf. XXVIII entsprechen einer unveränderlichen Geschwindigkeit und geben daher die Zugbelastungen auf verschiedenen Steigungen an; sie können dazu benutzt werden, den Eigenwiderstand der Lokomotiven und Wagen aus diesen Leistungsversuchen durch Rechnung zu ermitteln. Sind beispielsweise G, G' und G'' drei solche auf einer Senkrechten liegende Werte der Zuglast für die Steigungen n, n' und n'', so erhält man aus den drei Gleichungen (S. 139, rechts, unten):

\*) Archiv für Eisenbahnwesen 1893, S. 482.



Zusammenstellung IX.

Wasserverbrauch	Einheit	Bezeichnung	F a h r t N r.			
			11 1:∞	4 1:200	1 1:100	3 1:30
Aus dem Tender	kg	M	15147	612	1287	482
" " Kessel	"	M'	600	700	125	200
Verhältnis beider	"	$\frac{M'}{M} \cdot 100$	4,0	114,5	9,7	41,6
Im ganzen M + M'	"	M <sub>1</sub>	15747	1312	1412	682
Tenderwasserverlust, Strahlpumpen-Schlabberwasser	"	W	174	30	48	24
Verhältnis	"	$\frac{W}{M_1} \cdot 100$	1,1	2,3	3,4	3,5
Kesselwasserverlust, Kohlen-, Rost- und Rauchkammerspritze	"	W'	298	—	24	—
Dampfverlust, Luftpumpe und Öler	"	W''	137	9	44	22
Summe der Verluste	"	ΣW	609	39	116	46
Verhältnis	o/o	$\frac{\Sigma W}{M_1} \cdot 100$	3,9	3	8,2	6,8
Wasser- und Dampfverbrauch der Maschine M <sub>1</sub> — ΣW	kg	M <sub>2</sub>	15138	1273	1296	636
Wasser entsprechend der Dampfwärme von M'	"	$\pm 0,7 M'$	420	490	87,5	140
" " " " " " " " W'	"	$- 0,7 W'$	209	—	16,8	—
Dampfentwicklung = $M \pm 0,7 M' - W - 0,7 W'$	"	M <sub>3</sub>	15185	1072	1296	598
Fahrzeit im Dampfe	Min.	t'	66,5	6	11 $\frac{1}{4}$	6
M in der Stunde	kg/St.	m	13656	6120	6869	4820
M <sub>1</sub> " " "	"	m <sub>1</sub>	14207	13120	7531	6820
M <sub>2</sub> " " "	"	m <sub>2</sub>	12658	12730	7089	6360
M <sub>3</sub> " " "	"	m <sub>3</sub>	13695	10720	6911	5980
Mittlerer Dampfüberdruck im Kessel	at	p	14,5	14	14,4	14,4
" " " Hochdruckschieberkasten	"	p <sub>1</sub>	13,7	13,5	13,5	13,9
Füllungsgrad	o/o	ε	44,2	44,2	53,1	65
Zuggeschwindigkeit im Beharrungszustande	km/St.	v	94	76	49	34
Produkt	—	ε v	4155	3460	2609	2197
Berechneter Dampfverbrauch = $\frac{u \cdot \epsilon \cdot v \cdot \gamma}{1000}$	kg/St.	m	11485	9400	7080	6085
Mittlere Zuggeschwindigkeit	km/St.	v <sub>m</sub>	90	62	39	27
Saugwirkung	cm Wasser	φ	18	12	10	6
Mittlere Zugkraft aus dem Zylinderdruck	kg	Z <sub>m</sub>	2900	3650	4400	5860
" Leistung " " "	P.S.	L <sub>m</sub>	965	1030	640	586
Dampfverbrauch für 1 P.S. in der Stunde	kg/P.S.St.	$\eta = \frac{m_2}{L_m}$	13,1	12,4	8,4	8,45
Wärme des Dampfes im ganzen	W.E.	λ	666,4	666,6	666,2	666,6
Wärme des Speisewassers	"	q	16	9	9	10
Kalorischer Wirkungsgrad	—	$A \cdot L_m \cdot 60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100$	7,45	7,85	11,6	11,5
Thermodynamischer Wirkungsgrad	—	$\frac{m_2(\lambda - q)}{424 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot 100}$	0,061	0,048	0,071	0,07
Dampfentwicklung für 1 qm Heizfläche	kg'qm	$\frac{\eta \cdot \xi}{H}$	88	69,2	44,5	37,5
" " 1 " " im Verhältnisse zur Saugwirkung	—	$\frac{m_3 \cdot \xi}{H \varphi}$	4,9	5,72	4,5	6,4
M <sub>1</sub> für 1 Zugkilometer	kg/km	—	154	213	152	244
" " das Achskilometer mit Lokomotive	"	—	3,14	5,8	4,6	19
" " " " ohne " " "	"	—	3,85	7,6	6,3	61
" " 1000 Bruttotonnenkilometer mit Lokomotive	kg 1000 tkm	—	355	650	500	1718
" " 1000 Nutztonnenkilometer ohne " " "	kg 1000 tkm	—	462	958	777	7033

\*) H = 155,27 qm, ξ = Verdampfungsziffer = 7, ζ = Heizkraft der Kohle = 7500 W.E.

Zusammenstellung X.

Schmierstoff	Einheit	Vergleich Lokomotive	
		Nr. 50 Cöln, 2/5 gekuppelt, Grafenstaden	Nr. 608 2/5 gekuppelt Hamoversche Bauart
Zugstärke	Achsen	40	40
Schmierstoff für die Teile, die nicht im Dampfe gehen, Öl und Talg im ganzen	kg	4,63	7,5
" " " für 1000 Lokomotivkilometer	$\frac{kg}{1000 km}$	45,5	30,75
" für die im Dampfe gehenden Teile im ganzen	kg	1,1	4
" " " " " für 1000 Lokomotivkilometer	$\frac{kg}{1000 km}$	10,8	16,4
Summe im ganzen	kg	5,73	11,5
" für 1000 Lokomotivkilometer	$\frac{kg}{1000 km}$	56,3	47,2
Ganzer Verbrauch in der Stunde	kg/St	5,1	4,4
" für 1 P.S. und Stunde	$\frac{gr}{P.S.St.}$	4,9	3,9

Zusammenstellung XI.  
Leistungstabelle.

Leistungen in t											
v	1/∞	1/500	1/300	1/200	1/150	1/100	1/80	1/60	1/50	1/40	1/30 = 1 : n
km/St											
20	—	—	—	—	—	372	285	203	160	115	68
30	—	—	—	—	—	345	263	183	148	88	50
40	—	—	—	538	425	300	230	160	125	80	38
50	—	—	—	460	365	250	195	130	100	65	30
60	—	—	—	375	282	198	155	102	75	—	—
70	—	—	400	280	222	150	115	75	50	—	—
80	—	358	268	210	165	110	80	45	30	—	—
90	370	230	182	145	115	72	50	—	—	—	—
100	235	150	120	92	75	—	—	—	—	—	—
110	150	100	80	—	—	—	—	—	—	—	—

Zusammenstellung XII.

1 : n	Geschwindigkeit v km/St.
1 : ∞	100 (Grundgeschwindigkeit)
1 : 500	90
1 : 300	83
1 : 200	76
1 : 150	67

Zusammenstellung XIII.

Eigenwiderstände.

v	Z <sub>i</sub>	Lokomotive im Dampfe w <sub>1</sub>	Wagen w	Ablaufversuche w
20	6321	11,0	1,9	1,8
30	5910	9,5	2,1	2,1
40	5386	8,6	2,4	2,5
50	4825	8,2	2,85	2,95
60	4300	8,0	3,35	3,55
70	3740	8,1	4,1	4,2
80	3291	8,8	4,8	5,0
90	2917	9,8	5,8	6,1
100	2543	11,0	6,9	7,2
110	2207	12,5	7,9	8,35

Zusammenstellung XIV.

Ergebnis der Dampfdruck-Schaulinien							
v km/St	ε 0/0	ε v *)	p <sub>m</sub> at	c p <sub>m</sub> '	p <sub>m1</sub> **)	Z <sub>i</sub> kg	L <sub>i</sub> P.S.
10	59	590	9,1	6,3	15,4	5760	213
20	62,5	1250	9,8	7,1	16,9	6321	468
30	60	1800	9,4	6,4	15,8	5910	657
40	57	2280	8,7	5,7	14,4	5386	798
50	54	2700	8,2	4,7	12,9	4825	894
60	51	3060	7,6	3,9	11,5	4300	956
70	48	3360	7,2	2,8	10,0	3740	990
80	45,5	3640	6,4	2,4	8,8	3291	1000
90	43,5	3915	6,2	1,6	7,9	2917	990
100	41,5	4150	5,9	0,9	6,8	2543	972
110	39,5	4345	5,3	0,6	5,9	2207	930

- $Z_i = G_1 w_1 + G w + (G_1 + G) n$
- $Z_i = G_1 w_1 + G' w + (G_1 + G') n'$
- $Z_i = G_1 w_1 + G'' w + (G_1 + G'') n''$

die drei Unbekannten Z<sub>i</sub>, w<sub>1</sub> und w, die in Zusammenstellung XIII und Abb. 12, Taf. XXVIII angegeben sind. Die letzte Spalte der Zusammenstellung XIII und die gestrichelte Linie in Abb. 12, Taf. XXVIII enthalten zum Vergleiche die aus den Ablaufversuchen erlangten Werte des Wagenwiderstandes. Die beiden auf ganz verschiedene Weise ermittelten Widerstände weichen nicht erheblich von einander ab. Die Werte für Z<sub>i</sub> wird man bereits vorher aus den Dampfdruck-Schaulinien ermittelt haben, mit denen die hier unmittelbar aus den tatsächlichen Leistungen erhaltenen zu vergleichen sind.

Abb. 13 bis 15, Taf. XXVIII zeigen als Beispiel drei Schaulinien, die bei 20, 30 und 40 0/0 Hochdruckfüllung aus der Ruhelage fortlaufend bis zur Endgeschwindigkeit von 80 km/St. aufgenommen sind. Die Zwischen-Schaulinien, die der Änderung durch Drosselung entsprechend als eine überstrichelte Fläche erscheinen, konnten nicht dargestellt werden, sondern nur die Grenz-Schaulinien für v = 0 und 80 km/St.

\*)  $\epsilon v = 8370 - \frac{840000}{98 + v}$

\*\*)  $p_{m1} = 0,48 \epsilon - 13$ .

Das Ergebnis der Dampfdruck-Schaulinien ist in Zusammenstellung XIV angegeben, welche den Füllungsgrad  $\varepsilon$  %, das Produkt  $\varepsilon \cdot v$ , den mittlern wirklichen Dampfdruck in den Hochdruck-Zylindern  $p_m$  at, den mittlern wirklichen Dampfdruck in den Niederdruck-Zylindern  $p_m'$  multipliziert mit  $c = \frac{d'^2}{d^2}$  also  $cp_m'$ , den zusammengesetzten mittlern wirklichen Dampfdruck  $p_{m1} = p_m + c \cdot p_m'$ , die Zugkraft aus den Dampfdruck-Schaulinien  $Z_i^{kg} = u \cdot p_{m1}^{at} = 100^2 \frac{(d^m)^2 h}{D} p_{m1}^{at}$  und die Leistung nach den Dampfdruck-Schaulinien  $L_i^{P.S.} = \frac{Z_i^{kg} \cdot v^{km/St.}}{270}$

enthält, alle Größen als Abhängige der Zuggeschwindigkeit.

Hieraus konnten die Formeln

$$\varepsilon v = 8370 - \frac{840000}{98 + v} \text{ und}$$

$$p_{m1} = 0,48 \varepsilon - 13$$

abgeleitet werden.

In der Abb. 16, Taf. XXVIII sind diese Werte für  $p_{m1}$ ,  $Z_i$  und  $L_i$  dargestellt, ebenso in Abb. 17, Taf. XXIX die Formel für  $p_{m1} = p_m + cp_m'$  unter Angabe der einzelnen Rechnungsergebnisse.

Abb. 18, Taf. XXIX zeigt die Abhängigkeit der Drucke  $p_{m1}$  und der Leistungen  $L_i$  vom Produkte  $\varepsilon v$ .

#### Die Nutzleistung.

Das als mechanischer Wirkungsgrad zu betrachtende Verhältnis  $\frac{Z}{Z_i} \cdot 100$  und  $\frac{L}{L_i} \cdot 100$  folgt aus Abb. 19 bis 22, Taf. XXIX.

Abb. 19 und 20 enthalten die wirklichen Zugkräfte  $Z$  und die wirklichen Leistungen  $L$  selbst und Abb. 21 und 22, Taf. XXIX deren Verhältnisse. Es geht daraus hervor, wie verschieden diese Verhältnisziffern sind und wie viel ungünstiger sie mit wachsender Geschwindigkeit und Steigung werden.

Der günstigste Wirkungsgrad wurde auf der Wagerechten erreicht und betrug 77 %, der kleinste auf 1 : 30 war nur 22 %.

#### Der Spannungsverlust

oder Druckabfall zwischen Kessel und Schieberkästen gibt ein Urteil darüber, ob der Dampf auf seinem Wege große Hindernisse findet und ob insbesondere die Regleröffnung genügt.

Wie aus Abb. 23, Taf. XXIX zu ersehen, ist der Druckverlust bei hohen Geschwindigkeiten ganz erheblich, so dass es vorteilhaft erscheint, die einzelnen Durchgangsquerschnitte, namentlich aber die Regleröffnung noch größer zu nehmen, während das Drosseln durchaus fehlerhaft erscheint. Die größte Regleröffnung ist jetzt 62,72 qcm, was bei einem Dampfverbrauche von stündlich 12000 kg eine Geschwindigkeit des Dampfes von 72 m/Sek. ergibt.

Abhängigkeit des zusammengesetzten mittleren wirklichen Dampfdruckes  $p_{m1}$  von der Hochdruckfüllung.

Diese Abhängigkeit, die für die Beurteilung der Schiebersteuerung wertvoll ist, zeigt Abb. 24, Taf. XXIX für die Ge-

schwindigkeiten  $v = 0$  und 80 km/St. Gleichzeitig ist auch die Leistung nach den Dampfdruck-Schaulinien für die letztere Geschwindigkeit eingezeichnet.

Der Rückdruck in den Niederdruck-Zylindern stieg bei den höchsten Geschwindigkeiten bis zu 1 at.

#### Die Anzugs- und beschleunigende Kraft der Lokomotive.

Auf einer wagerechten Strecke sind mit einem 40 Achsen starken Zuge zweierlei Anfahrversuche ausgeführt worden, bei denen die Anzugskräfte während der ersten Radumdrehung durch Dampfdruck-Schaulinien ermittelt wurden und zwar mit Verbundwirkung und mit Zwillingwirkung in allen vier Zylindern.

Bei einer Zuglast einschließlich der Lokomotive von  $G_1 + G = 429$  t waren die Werte von  $p_{m1}$ ,  $Z_i$  und  $\frac{Z_i}{G_1 + G}$  die folgenden:

#### Zusammenstellung XV.

	Verbund-	Zwilling-Wirkung
$p_{m1}$	15,5	23,8 at
$Z_i$	5,8	9,0 t
$Z_i$		
$G_1 + G$	= 13,5	21,0 kg/t

Ferner ist die Zugbeschleunigung selbst für verschiedene Zugstärken von 20 bis 100 Achsen auf der Wagerechten durch Darstellung der Geschwindigkeit nach der Zeit in Abb. 25, Taf. XXIX festgestellt worden, wonach beispielsweise die Anfangsbeschleunigung eines 40 Achsen starken Zuges  $\frac{v}{t} = 20$  km für die erste Minute beträgt.

#### Die Gangart der Lokomotive.

1. Das Zucken besteht in den wagerechten Bewegungen des Lokomotivschwerpunktes in der Zugrichtung. Die nicht durch Gegenläufigkeit und Gegengewichte ausgeglichenen gradlinig bewegten Triebwerksmassen wiegen 30 kg.
2. Die schlingernden Bewegungen bestehen in den wagerechten Drehungen der Lokomotivmasse um die senkrechte Schwerpunktsachse. In Abb. 26, Taf. XXIX sind vier Beispiele dieser Bewegungen bei vier verschiedenen Geschwindigkeiten vergleichsweise dargestellt.

Das Kraftmoment, das diese Bewegungen hervorbringt, hängt gradlinig ab von der Größe  $\frac{177}{2} \cdot 1,070 - \frac{237}{2} \cdot 0,3 = 94,7 - 35,6 = 59,1$ ; denn die durch Gegengewichte ausgeglichenen Massen sind nach Zusammenstellung XVI 50 %, daher

bei der Hochdruckmaschine 88,5 und  
bei der Niederdruckmaschine 118,5 kg,

und die Gegenläufigkeit kommt im Minuszeichen der obigen Formel zum Ausdrucke.

Zusammenstellung XVI.  
Radgegengewichte der Lokomotive Nr. 50, Cöln.

	Einheit	Trieb- und Kuppelräder	
		Hochdruck auf jeder Seite	Niederdruck auf jeder Seite
Die auf den Kurbelkreis bezogenen umlaufenden Triebwerksmassen . . .	kg	217	452
Die geradlinig bewegten Triebwerksmassen auf jeder Lokomotivseite . .	kg	177	237
Hiervon sind durch Radgegengewichte ausgeglichen . . . . .	%	50	50
Hiervon sind durch Radgegengewichte nicht ausgeglichen . . . . .	kg	88,5	118,5
	%	50	50
	kg	88,5	118,5
In Bezug auf die zuckenden Bewegungen weder durch Gegengewichte noch durch Gegenläufigkeit ausgeglichen . . .	kg	118,5 - 88,5 = 30	
Hebelarm beim Schlingern . . . . .	mm	1070	300
Radgegengewichte auf den Kurbelkreis bezogen . . . . .	kg	256	rechts 136,2 links 165
Überschüssige Fliehkraft $C = m \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot r (z \cdot 2\pi)^2$ für $v = 100 \text{ km/St} =$	t	0,752	0,752
	%	9,4	9,4

3. Die nickenden Bewegungen bestehen in senkrechten Schwingungen um die wagerechte Schwerpunktsquerachse. Ist  $a_1 = 2,1 \text{ m}$  und  $x = 0,725 \text{ m}$ , so ist das größte Kraftmoment für die Einheit der Kolbenkraft nach Textabb. 2 bei  $r = h/2 = 0,32 \text{ m}$ ,  $l'' = 1,8 \text{ m}$ ,  $l' = 2,2 \text{ m}$ .

$$1 \cdot r \left( 1 + \frac{x}{\sqrt{l''^2 - r^2}} \right) + 1 \cdot r \left( 1 - \frac{a_1 - x}{\sqrt{l'^2 - r^2}} \right) =$$

$$0,32 \left( 1 + \frac{0,725}{\sqrt{1,8^2 - 0,32^2}} \right) + 0,32 \left( 1 - \frac{2,1 - 0,725}{\sqrt{2,2^2 - 0,32^2}} \right)$$

$$= 0,45 + 0,23 = 0,68.$$

Diese Verhältnisse sind hier bei einem ganzen Achsstande von 8,2 m zwar immer noch sehr günstig, sie haben aber bei der jetzt eingeführten, längern Rad- und Tragfederstützung keine Bedeutung mehr.

Der Kohlen- und Wasserverbrauch.

In Abb. 27, Taf. XXIX ist der Kohlen- und Wasserverbrauch im ganzen für die Strecke Lehrte-Gardelegen und für eine Achse dargestellt, woraus zu erschen ist, wie viel günstiger die Wirtschaft des Lokomotivbetriebes mit Zunahme der Zugstärke wird.

Die Dampfgeschwindigkeit in den Schieberöffnungen und Kanälen gibt einen Maßstab zur Beurteilung der Dampfdurchgangsquerschnitte, deren Widerstand den Druckabfall, die Drosselung des Dampfes während der Einströmung in die Zylinder verursacht. Ist beispielsweise für  $v = 100 \text{ km/St}$ .  $\epsilon = 41,5\%$  und die größte Schieberöffnung  $f = 30 \cdot 1,5 = 40,5 \text{ qcm}$ , die Dampfspannung bei einem Druckverluste von 0,9 at bis zum Schieberkasten  $= 1 + 13,1 = 14,1 \text{ at}$ , daher das Gewichtsverhältnis des Dampfes  $\gamma = 7,05 \text{ kg/cbm}$ , ist ferner

$$z \text{ die Zahl der Umdrehungen der Triebachsen} = \frac{v \cdot 1000}{60 \cdot 60 \pi D}$$

$$= \frac{100}{22,4} = 4,47 \text{ in der Sekunde und der Wasserverbrauch in}$$

der Stunde  $m_2 = 13,2 \text{ cbm}$ , also für jeden Kolbenhub  $\mathfrak{D} = \frac{m_2 \cdot 1000}{60 \cdot 60 \cdot z \cdot 4} = 205 \text{ gr}$ , ferner die Zeit einer Füllung  $t \text{ etwa } \frac{\epsilon}{2 \cdot 4,47} = 0,46 \text{ Sek.}$ , so ist die Dampfgeschwindigkeit in der größten Schieberöffnung

$$v = \frac{\mathfrak{D}}{\gamma f t} = \frac{0,205 \cdot 100^2}{7,05 \cdot 40,5 \cdot 0,46} = 156 \text{ m/Sek.}$$

Diese Geschwindigkeit kann auch annähernd so berechnet werden, dafs sie  $= \frac{\pi d^2 \cdot V}{4 \cdot f}$  gesetzt wird, worin V die Kolbengeschwindigkeit  $= z \cdot 2 h = 4,47 \cdot 2 \cdot 0,64 = 5,72 \text{ m/Sek.}$  bezeichnet. Dann ist annähernd  $v = \frac{\pi \cdot 34^2}{4 \cdot 40,5} \cdot 5,72 = 129 \text{ m/Sek.}$

Beim Öffnen und Schließen der Schieberöffnungen wird diese Geschwindigkeit noch bedeutend gröfser.

In den Schieberkanälen ist sie  $= \frac{30 \cdot 1,35}{30 \cdot 4,00} 156 = 52,5 \text{ m/Sek.}$

Aus dem starken Druckabfalle während der Einströmung ist zu erkennen, dafs diese Geschwindigkeiten zu hoch sind, daher eine Vergrößerung der Schieberöffnung anzustreben ist.

Die Dampftwicklung im Wasserspiegel des Kessels.

Die durch 1 qm der Trennungsfläche zwischen dem Wasser und Dampfe in der Zeiteinheit gehende Dampfmenge gibt einen Maßstab für das Überreifen des Wassers, also auch für die Dampfnaße. Bei einem Dampfverbrauche von  $m_2 = 13,2 \text{ t}$  in der Stunde ergibt sich der Dampfdurchgang bei niedrigstem Wasserstande im Kessel  $= 1460 \text{ kg/qm St.}$

Er steigt sich beim höchsten Wasserstande noch bis zu 1730 kg. Diese Ziffern sind sehr hoch.

Der Einfluß der Niederdruckfüllung entspricht genau dem vom Verfasser bei anderen Lokomotiven geführten Nachweise, weshalb diese Angelegenheit als erledigt zu betrachten sein wird.

Die Wärmeverwertung.

Aus allen Versuchen, auch aus den längeren auf der wagerechten Versuchstrecke mit Fahrzeiten bis über 90 Minuten und insbesondere aus den Angaben über die vier ausgewählten Beispiele kann man entnehmen, dafs die zum Anheizen der Lokomotive erforderliche Kohlenmenge im Verhältnisse zu der auf der Fahrt gebrauchten viel zu groß ist, um ein richtiges Urteil zu gewinnen, denn es ist unmöglich, am Ende der Fahrt grade den Anfangszustand des Feuers wieder herzustellen, oder den Anteil der Anheiz-Kohlenmenge während der Fahrt zu bestimmen. Man kann daher bei der Verfolgung des vorliegenden Zweckes solche Kohlenmessungen überhaupt unterlassen, wenn die Fahrt nicht länger dauert als zwei Stunden. Daher wurde zur Bestimmung der Verdampfungsziffer ein Überführungszug benutzt, bei dem sich diese Ziffer  $\xi = 7,0 \text{ kg/kg}$  ergab. Da nun die Heizkraft der hier zur Anwendung gelangten Prefssteinkohlen  $\zeta$  etwa zu 7500 W.E./kg angenommen werden kann, so ergibt sich der Wirkungsgrad der Feuerung

$$= \frac{\xi \cdot \lambda}{\zeta} = \frac{7,0 \cdot 667 \cdot 100}{7500} = 62 \text{ ‰}$$

Somit gehen schon bei der Dampferzeugung im Kessel, namentlich durch den Schornstein, 38 ‰ der entwickelten Wärme verloren.

Bezeichnet man ferner die Dampfverwertung mit  $\eta$  in kg für die Leistungs- und Zeit-Einheit in  $\frac{\text{kg}}{\text{P. S. St.}}$ , so ist der entsprechende Wärmewert  $\eta \cdot \lambda$ , wenn  $\lambda$ , wie oben die Wärme des Dampfes im ganzen bezeichnet, nach der Regnault'schen Formel

$$= 606,5 + 0,305 t = \text{etwa } 667 \text{ W.E.}$$

Da nun der Wärmewert der mechanischen Arbeitseinheit = dem thermodynamischen Festwerte  $A = \frac{1}{424} \text{ W.E./kg m}$  ist,

$$\text{so ist dieses für eine P.S.St.} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{424} = 637 \text{ W.E.}$$

Hieraus ergibt sich der kalorische Wirkungsgrad der Dampfmaschine beispielsweise im günstigsten Falle =  $\frac{637}{\eta(\lambda - q)}$

$$= \frac{637}{8,6(667 - 10)} = \frac{1}{9} \text{ oder } 11 \text{ ‰, worin } q \text{ die Wärme des dem Kessel zugeführten Speisewassers bezeichnet.}$$

Der ganze thermodynamische Wirkungsgrad, die Ausnutzung der Verbrennungswärme der ganzen Kraftanlage ist gleich dem Verhältnisse der zugeführten Arbeit zur theoretischen, also =  $\frac{637}{\eta \cdot \xi} = \frac{637}{\frac{8,6}{7,0} \cdot 7500} = \frac{1}{14,5} \text{ oder } 6,9 \text{ ‰.}$

VII. Theorie der Lokomotive.

Hier kann nur die Wirkungsweise der Lokomotive in ihren Grundzügen dargestellt werden, sie setzt sich aus den nachstehend bezeichneten Einzelwirkungen zusammen.

1. Bei der Abfahrt eines Zuges wird die Steuerung auf eine gewisse Füllung  $\epsilon$  eingestellt.
2. Hieraus entsteht je nach Lokomotivkraft, Zugstärke und Steigung zunächst eine gewisse Beschleunigung, bis bei einer bestimmten Zuggeschwindigkeit  $v$  sowohl für die Dampfentwicklung, als auch für die Zugkraft ein Beharrungszustand erreicht wird.
3. In diesem Beharrungszustande wird je nach den Größenverhältnissen der Maschine eine gewisse Dampfmenge  $m_2$  kg/St. verbraucht.
4. Dieser nach seinem Verbrauche entweichende Dampf erzeugt über dem Feuer eine gewisse Luftverdünnung  $\varphi$ , also das Durchströmen einer gewissen zur Verbrennung nötigen Luftmenge.
5. Diesem Luftzuge entspricht eine gewisse Menge des verbrauchten Heizstoffes  $k$  kg/St.
6. Diese Kohlenmenge erzeugt nach Maßgabe der Heizfläche eine gewisse Dampfmenge  $m_3$  kg/St., und es fragt sich nun zunächst, ob  $m_3 \approx m_2$  ist.

Sind beide gleich, so kann die Fahrt bei gleicher Leistung auf unbestimmte Zeit fortgesetzt werden, denn die Kessel-

leistung befindet sich im Beharrungszustande, indem der verbrauchte Dampf genau wieder ersetzt wird.

In welchen Beziehungen alle diese Umstände zu einander stehen, ist zunächst aus Zusammenstellung XVII ersichtlich.

Zusammenstellung XVII.

Dampfverbrauch und Dampfentwicklung.

v	$\epsilon$	$\epsilon v$	$\varphi$	$m_2$	$\frac{m_2}{L_i}$	$m_3$	$m_3$ H	m	$\frac{m_3 - m}{m} \cdot 100$
20	62,5	1250	3,8	5,0	10,7	7,1	46	3,6	9
30	60	1800	6,0	6,0	9,1	7,6	49	4,9	23
40	57	2280	8,0	7,0	8,8	8,1	52	6,2	13
50	54	2700	10,0	7,9	8,7	8,7	56	7,4	7
60	51	3060	12,0	8,9	9,3	9,5	61	8,5	5
70	48	3360	14,0	10,0	10,1	10,3	66	9,6	4
80	45,5	3640	16,0	11,1	11,1	11,2	72	10,4	7
90	43,5	3915	18,2	12,1	12,2	12,1	78	11,2	8
100	41,5	4150	19,6	13,2	13,6	12,9	83	12,0	10
110	39,5	4345	21,5	14,7	15,8	13,7	88	12,6	17

Gleichzeitig ist darin auch ein Vergleich zwischen dem wirklichen Dampfverbrauche  $m_2$  und dem theoretisch berechneten  $m = \frac{\epsilon v \varphi}{1000} \text{ kg/St.}$  ohne Berücksichtigung der schädlichen

Räume angestellt, die indes bei der richtigen Zusammendrückung durch diese ausgefüllt und daher unschädlich gemacht werden können. Ferner bleiben bei dieser Berechnung auch der innere Dampfnierschlag, der nur auf kalorimetrischem Wege ermittelt werden kann und die Drosselung bei der Einströmung unberücksichtigt. Immerhin gibt diese Berechnung einen Fingerzeig zur Beurteilung der Dampf- und Wärmeverluste.

Sehr wichtig ist der Einfluß der Geschwindigkeit  $v$  auf den Wert des zulässigen Füllungsgrades  $\epsilon$  und das die Größe der Lokomotivleistung darstellende Produkt  $\epsilon \cdot v$ , weshalb diese Abhängigkeit zur sofortigen Anschauung in Abb. 28, Taf. XXIX noch besonders zur Darstellung gebracht ist.

Abb. 29, Taf. XXIX zeigt die Veränderlichkeit der Leistung  $L_i$  nach den Dampfdruck-Schaulinien und der Dampfverwertung

$$\eta = \frac{m_2}{L_i} \frac{\text{kg}}{\text{P. S. St.}}$$
 mit der Saugwirkung  $\varphi$ .

Die Saugwirkung  $\varphi$  wächst nach dem Dampfverbrauche  $m_2$  nach der in Abb. 30, Taf. 9 dargestellten Linie. Abb. 31, Taf. XXIX enthält die Darstellung des Dampfverbrauches  $m_2$ , der Dampfentwicklung  $m_3$ , des theoretischen Dampfverbrauches  $m$  und der Dampfentwicklung für 1 qm der Heizfläche =  $\frac{m_3}{H}$  bei verschiedenen Zuggeschwindigkeiten.

In der Abb. 32, Taf. XXIX ist gezeigt, wie sich die Saugwirkung mit der Geschwindigkeit bei der größten Lokomotivleistung ändert.

Ferner ist es von Wert, zu sehen, wie die wichtige Größe  $\epsilon v$  von der Saugwirkung abhängt, was in Abb. 33, Taf. XXIX zugleich mit der Linie für die Leistung  $L_i$  nach den Dampfdruck-Schaulinien geschehen ist.

Abb. 34, Taf. XXIX zeigt ferner die Abhängigkeit des theoretischen Dampfverbrauches  $m$  von der Zuggeschwindigkeit.

Abb. 35, Taf. XXIX enthält die nochmalige Darstellung des Dampfverbrauches und der Dampfentwicklung in ihrer Abhängigkeit von der Saugwirkung. Die Linien schneiden sich bei dem Werte  $\varphi = 16$  cm, der einem stetigen Wasserverbrauche im Beharrungszustande von 11 cbm/St. entspricht.

Abb. 36, Taf. XXIX zeigt die Abhängigkeit der Saugwirkung, des Dampfverbrauches und der Dampfentwicklung vom Werte  $\varepsilon \cdot v$  und endlich Abb. 37, Taf. XXIX nochmals den Dampfverbrauch, die Leistung nach den Dampfdruck-Schaulinien und die Dampfverwertung als Abhängige der Zuggeschwindigkeit.

### VIII. Schlusfolgerungen und Beurteilung.

Es ist nicht nötig, auf die Vor- und Nachteile der besprochenen Lokomotivbauart hier näher einzugehen, nachdem

diese bereits auf mehreren deutschen Eisenbahnen eingeführt ist. Die Beurteilung wird sich auch nach dem Zwecke und der Betriebsweise der Lokomotive, insbesondere nach dem Steigungsgrade der Bahn, der Zuggeschwindigkeit und nach dem verlangten Grade der Wirtschaftlichkeit richten müssen, so dafs wahrscheinlich eine allgemeine Bevorzugung einer der jetzt im Gebrauch befindlichen Bauarten nicht zulässig erscheint. Es wird vielmehr nötig sein, von Fall zu Fall eine Nachprüfung vorzunehmen. Es ist daher zu empfehlen, die mit einigen Vorzügen ausgestattete Grafenstadener Bauart, insbesondere die  $\frac{2}{4}$  und  $\frac{2}{5}$  gekuppelten vierzylindrigen Lokomotiven mit zwei getrennten Triebwerken und inneren Niederdruckzylindern zum Vergleiche mit anderen Bauarten in gröfserer Zahl heranzuziehen, um die Frage endgültig zur Entscheidung zu bringen.

## Heizung der Lokomotivschuppen.

Von Klopsch, Geheimem Baurate in Halle an der Saale.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 und 2 auf Tafel XXX.

Der im Jahre 1905 durch Herausrücken der äufsern Umfassungswand vergrößerte und hierbei mit einheitlicher Rauchabführung versehene Lokomotivschuppen mit 23 Ständen auf Bahnhof Halle a. Saale ist abweichend von den früher\*) gemachten Angaben statt mit der ursprünglich geplanten Heifswasserleitung mit einer Hochdruckdampfheizung versehen worden, bei welcher der erforderliche Heifzdampf den in den Lokomotivschuppen einfahrenden Lokomotiven entnommen wird.

Die Anordnung der Heizanlage ist aus den angefügten Abb. 1 und 2, Taf. XXX zu ersehen, auf der zwei Heizungen mit drei und vier Ständen von den vorhandenen sechs Gruppen dargestellt sind. Der Anschluß der Lokomotiven an die Heizanlage erfolgt durch Kuppelschläuche, die mit dem einen Ende an die hinten an den Tendern befindlichen Dampfheizungshähne, mit dem andern an die gleichartig ausgeführten Anschlußhähne der Heizanlage ebenso angeschlossen werden, wie die Heizkuppelungen der Personenwagen. Die Anordnung ist so gewählt, dafs mit einer Ausnahme stets vier Schuppenstände von einem Lokomotivstande aus beheizt werden können, wobei die unbesetzten Lokomotivstände bei Bedarf durch Absperrventile einzeln abschaltbar sind. Die Wärmeabgabe geschieht durch seitlich an den Längswänden der Gruben angebrachte, glatte schweißeiserne Heizrohre von 52 mm äufserm Durchmesser, die

durch Vorkragen des Grubenmauerwerkes gegen Beschädigungen geschützt sind. Die Heizrohre eines Lokomotivstandes sind als geschlossene Heizschlange ausgebildet und mit stetigem Gefälle derart verlegt, dafs zur Erzielung möglichst gleichmäßiger Wärmeabgabe das erste und letzte Viertel der Heizschlange an der einen, das zweite und dritte Viertel an der andern Grubenlängswand liegen. Am Ende jeder Heizschlange ist ferner noch ein Niederschlagwasser-Stauer angebracht, der den Abflufs selbsttätig regelt.

Die Ausführung der Heizanlage hat einen Kostenaufwand von 6500 M erfordert. Sie stellt sich somit bedeutend billiger, als eine Heifswasserheizung, deren Kosten im vorliegenden Falle etwa 14000 M. betragen haben würden. Der besondere Vorteil der beschriebenen Hochdruckdampfheizung besteht jedoch darin, dafs bei der überwiegenden Benutzung von aufser Dienst gehenden oder Bereitschafts-Lokomotiven für die Beheizung nur geringe Betriebsausgaben entstehen, während die früher gebräuchliche Ofenheizung jährlich 1100 M Kosten an Lohn und Heizstoff verursacht hat.

Die Heizanlage ist von der Heizungsbauanstalt Sachse und Co. in Halle a. Saale ausgeführt und ist bereits den ganzen Winter 1905/6 in Benutzung. Sie hat sich bisher sehr gut bewährt, und kann für die Heizung großer Lokomotivschuppen mit starkem Lokomotivverkehre empfohlen werden.

\*) Organ 1904, S. 60.

## Der Balken mit elastisch gebundenen Auflagern bei Unsymmetrie mit Bezugnahme auf die Verhältnisse des Eisenbahnoberbaues.\*)

Von A. Francke, Baurat in Alfeld a. d. Leine.

### 1. Der Balken ohne Zwischenstütze.

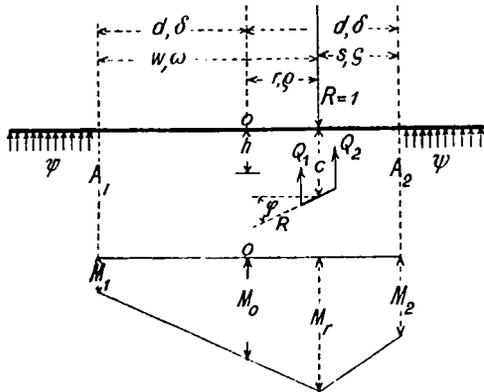
Die Auflager des in Textabb. 1 dargestellten geraden Balkens vom Trägheitsmomente  $J$ , des Querschnittes  $F$  seien von den Punkten  $A_1, A_2$  ab in beliebiger also unbegrenzt gedachter Ausdehnung gebunden durch die auf die Einheiten der Strecke und Senkung berechnete, elastische Kraft  $\psi = 4 m^4 EJ$ .

\*) Bezüglich der Grundlagen und Bezeichnungsweise dieser Arbeit wird auf die früheren Aufsätze Organ 1895, S. 234; 1900, S. 89, 228, 302; 1902, S. 12, 34, 47, 67; 1903, S. 154, 186, 203, 227 verwiesen.

Sind zunächst zwischen den Punkten  $A_1, A_2$  keine einzelnen Mittelstützen vorhanden, so ist ein solcher einfacher Balken mit elastisch gelagerten Enden bei Aufbringung von lotrechten Lasten statisch zweifach unbestimmt, indem jede der beiden Bindungen der Auflager je zweien, aus dem elastischen Verhalten hervorgehenden Bedingungen entsprechen muß, mithin

eine vierfache Unbestimmtheit folgen würde, welche jedoch durch den zweifachen statischen Zwang des Gleichgewichtes aller lotrechten Kräfte, gegen Schiebung wie Drehung, auf zweifache

Abb. 1.



statische Unbestimmtheit der Kräfteverteilung in Balken  $A_1 A_2$  vermindert wird.

Zur Hebung der statischen Unbestimmtheit sind daher zwei, von einander unabhängige Angaben über die Kräfteverteilung erforderlichlich.

In Textabb. 1 bezeichnen die lateinischen Buchstaben beispielweise  $s$  die Längen, die  $\sigma = ms$  die zugehörigen elastischen Winkelzahlen.

Zur Erzielung einfacher Schreibweise der Formeln und Gleichungen werden die folgenden allgemeinen Abkürzungen in der Bezeichnungswiese der folgenden beiden Ausdrücke eingeführt:

$$1 + 2\sigma + 2\sigma^2 + \frac{2\sigma^3}{3} = [\sigma]$$

$$1 + \sigma - \frac{\sigma^3}{3} + \delta(1 + \sigma)^2 = [\sigma\delta].$$

Die Stellung einer Einzellast  $R$  wird allgemein durch ihre beiden Entfernungen  $s, \sigma$  und  $w, \omega$  von den beiden Auflagern  $A, A$  festgelegt, von denen  $s$  die kleinere,  $w$  die größere sein soll, so daß  $\sigma \leq \delta, \omega \geq \delta$  ist.

Mit Bezug auf die Bezeichnungen der Textabb. 1 sind die Formeln für die durch eine Einzellast  $R=1$  erzeugten Hauptwerte:

a) Die beiden Querkräfte  $Q_1, Q_2$  links und rechts von  $R$ :

$$2Q_1 = \frac{[\sigma\delta]}{[\delta]} = 1 - \frac{\varrho(1+\delta)^2 - \frac{\varrho^3}{3}}{[\delta]}$$

$$2Q_2 = \frac{[\omega\delta]}{[\delta]} = 1 + \frac{\varrho(1+\delta)^2 - \frac{\varrho^3}{3}}{[\delta]}$$

bei der Beziehung  $[\sigma\delta] + [\omega\delta] = 2[\delta], Q_1 + Q_2 = 1$ ;

b) das Biegemoment  $M_0$  in der Balkenmitte  $4m M_0 = \frac{(1+\sigma)^2}{1+\delta}$ , welche Formel nur für Werte  $\sigma \leq \delta$  gilt;

c) das Biegemoment  $M_R$  im Lastpunkte:

$$4m M_R = \frac{(1+\omega)^2 [\sigma\delta] + (1+\sigma)^2 [\omega\delta]}{2(1+\delta)[\delta]} = \frac{(1+\sigma)^2}{1+\delta} + \frac{2(\delta-\sigma)[\sigma\delta]}{[\delta]} = 4m M_0 + 2\varrho \frac{[\sigma\delta]}{[\delta]}$$

d) die elastische Drehung  $\varphi_R$  im Lastpunkte:

$$\mp 8(1+\delta)[\delta] m^2 E J \varphi_R = [\omega\delta](1+\sigma)^2(1+\omega) - [\sigma\delta](1+\omega)^2(1+\sigma) = (1+\omega)(1+\sigma) \left\{ \frac{\sigma^3 - \omega^3}{3} + \delta(1+\omega)(1+\sigma)(\omega - \sigma) \right\}$$

e) die elastische Durchbiegung  $c$  im Lastpunkte:

$$4m^3 E J c = \frac{[\omega\delta]}{\delta} \frac{[\sigma]}{\delta} - 2m M_R(1+\sigma)^2 = \frac{[\sigma\delta]}{[\delta]} \frac{[\omega]}{[\delta]} - 2m M_R(1+\omega)^2,$$

oder

$$8m^3 E J c(1+\delta)[\delta](\omega - \sigma) = [\omega\delta][\sigma](1+\omega)^2 - [\sigma\delta][\omega](1+\sigma)^2. \text{ Letztere Formel gibt für Mittelstellung die Form } \Sigma \text{ bei dem Werte } 8m^3 E J c = 1 + \delta + \delta^2 + \frac{\delta^3}{3};$$

f) die elastische Durchbiegung  $h$  im Mittelpunkte

$$8m^3 E J h = 1 - \sigma^2 - \frac{2\sigma^3}{3} + \delta(1+\sigma)^2;$$

g) die beiden Biegemomente  $M_1, M_2$  in den Anfangspunkten  $A_1, A_2$  der Auflager:

$$2m(M_1 + M_2) = \frac{1 - \omega\sigma}{1 + \delta} = \frac{1 + \varrho^2 - \delta^2}{1 + \delta}$$

$$2m(M_2 - M_1) = \frac{[\sigma\delta]\omega - [\omega\delta]\sigma}{[\delta]} = \frac{+2\varrho\delta(1 - \frac{\sigma\omega}{3})}{[\delta]}$$

Für genügend kleine Zahlen  $\delta$ , also auch  $\omega, \sigma, \varrho$  bleiben diese Auflagermomente  $M_1, M_2$  positiv, für genügend große Zahlen  $\delta$  setzen beide, oder eines das Vorzeichen um. Für Mittelstellung ist  $4m M_2 = 4m M_1 = 1 - \delta$  also fallen die Endmomente  $M_1, M_2$  für  $\delta > 1$  negativ, dem Momente  $M_0, M_R$  entgegengesetzt aus. Für  $\delta = 1$ , also  $m = \frac{1}{d}$  findet daher bei Mittelstellung der Einzellast  $R$  dieselbe Kräfteverteilung statt, wie im Balken mit frei aufliegenden Enden.

Für sehr kleine Werte  $\psi$  wachsen alle Momente ungemessen an, sich bei genügend abnehmendem Werte  $m = \sqrt[4]{\frac{\psi}{4EJ}}$  dem Grenzwerte  $\frac{R}{4m}$  anschmiegend, weil hierbei die Lagerung eines sehr steifen, beliebig langen Balkens in sehr nachgiebigem, tragendem Grunde dargestellt wird.

Für  $\psi = \infty$  aber entsprechen alle Formeln dem Falle der festen Einspannung der Auflager, und man erhält mithin die für diesen Fall gültigen Formeln, wenn man  $m$ , also die Winkelzahlen  $\delta = md, \sigma = ms = \infty$  setzt, also nur deren höchste Potenzen berücksichtigt, beispielsweise:

$$M_1 + M_2 = -\frac{\sigma\omega}{2m\delta} = -\frac{sw}{2d}$$

$$M_2 - M_1 = -\frac{rsw}{2d^2}$$

$$M_0 = \frac{\sigma^2}{4m\delta} = \frac{s^2}{4d}$$

$$2Q_1 = 1 - \frac{\varrho\delta^2 - \frac{\varrho^3}{3}}{2\delta^3} = 1 - \frac{r(3d^2 - r^2)}{2d^3}$$

Für endliche Werte  $m, \psi$  geben diese Formeln mathematisch genau die Kräfteverteilung für einen Langschwellerbau mit der freien, nicht unterstopften Strecke  $A_1 A_2 = 2d$  bei Belastung dieser Öffnung.

Zur vollständigen Klarstellung der Kräfteverteilung in einem solchen Oberbau mit freier Öffnung gehört erstens noch die Darstellung der Wirkung der auf der Öffnung stehenden Einzelast  $R$  auf die anschließenden gestopften Strecken. Diese kann, wenn beispielsweise die Wirkung für die rechte Seite betrachtet werden soll und demgemäß  $A_2$  als Ursprung  $x$  gewählt wird, gegeben werden durch die Gleichung

$$2 m^3 E J y = e^{-mx} \{ (Q_2 - m M_2) \cos mx + m M_2 \sin mx \}$$

und die Ableitungen dieser Gleichung.

Zweitens ist (Textabb. 2) die Wirkung eines außerhalb der Öffnung stehenden Rades  $R$  auf diese Öffnung, sowie auf die jenseits dieser Öffnung liegende Oberbaustrecke zu betrachten.

Das Rad erzeugt für  $R = 1$  in der Öffnung  $A_1 A_2$  die in Textabb. 2 bezeichneten Kräfte und elastischen Werte:

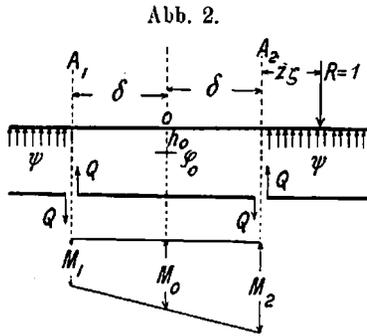


Abb. 2.

1) Die Querkraft  $Q = e^{-\zeta} \frac{\{(1 + \delta) \cos \zeta - \delta \sin \zeta\}}{2 [\delta]}$ ;

2) Das Biegemoment in der Mitte der Öffnung:

$$4 m M_0 = e^{-\zeta} \frac{\{\cos \zeta - \sin \zeta\}}{1 + \delta}$$

3) Die Durchbiegung  $h_0$  in der Mitte des Trägers:

$$8 m^3 E J h_0 = \{(1 + \delta) \cos \zeta + (1 - \delta) \sin \zeta\} e^{-\zeta}$$

4) Die elastische Drehung  $\varphi_0$  in der Mitte des Trägers:

$$4 m^2 E J \varphi_0 = R e^{-\zeta} \left\{ (\delta + \delta^2 + \frac{\delta^3}{3}) \cos \zeta + (\delta^3 + \frac{2\delta^4}{3}) \sin \zeta \right\}$$

5) Die beiden Biegemomente  $M_1, M_2$  in den Punkten  $A_1, A_2$ :

$$m (M_1 + M_2) = \frac{e^{-\zeta} \{\cos \zeta - \sin \zeta\}}{2 (1 + \delta)} = 2 m M_0$$

$$m (M_2 - M_1) = \frac{\delta e^{-\zeta} \{(1 + \delta) \cos \zeta - \delta \sin \zeta\}}{[\delta]} = 2 \delta Q$$

Da hiernach der Wert  $M_1 = M_0 - \frac{\delta Q}{m}$  zahlenmäßig bekannt ist, so kann die Wirkung der Last  $R$  auf die Oberbaustrecke links von  $A_1$  gegeben werden, durch die auf den Ursprung  $A_1$  bezogene Gleichung der elastischen Durchbiegung  $y$ :

$$2 m^3 E J y = e^{-mx} \{ (Q - m M_1) \cos mx + m M_1 \sin mx \}$$

## 2. Der Balken mit einer Zwischenstütze.

Wird unter dem in Textabb. 1 dargestellten Balken eine Einzelstütze angeordnet, so wird die Kräfteverteilung in diesem Balken statisch dreifach unbestimmt.

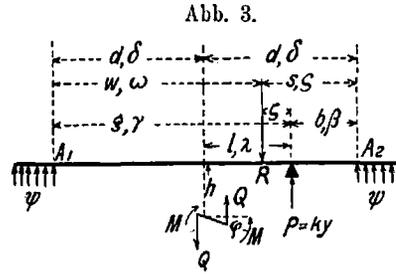


Abb. 3.

Befindet sich die Einzelstütze  $P$  mit der Einzelast  $R$  (Textabb. 3) auf derselben rechten Seite des Mittelpunktes  $O$ , und ist hierbei  $b < s$ , so ergibt sich die auf  $O$  bezogene Gleichung der elastischen Durchbiegung

$y$  für diese rechte, belastete Seite:

$$E J y = E J h + E J \varphi x - \frac{M x^2}{2} + \frac{Q x^3}{6} + \frac{R (x - r)^3}{6} - \frac{P (x - l)^3}{6}$$

Aus dieser Gleichung und ihren Ableitungen folgen die Bedingungen der elastischen Bindung am rechten Auflagerpunkte  $A_2$ :

$$E J h + E J \varphi d - \frac{M d^2}{2} + \frac{Q d^3}{6} + \frac{R s^2}{6} - \frac{P b^3}{6} = \frac{A + B}{4 m^3}$$

$$E J \varphi - M d + \frac{Q d^2}{2} + \frac{R s^2}{2} - \frac{P b^2}{2} = -\frac{B}{2 m^2}$$

$$-M + Q d + R s - P b = \frac{B - A}{2 m}, \quad Q + R - P = A$$

oder bei Einführung der entsprechenden elastischen Winkelzahlen:

$$4 m^3 E J h + 4 m^2 E J \varphi d - 2 m M d^2 + \frac{2}{3} Q d^3 + \frac{2 \sigma^3 R}{3} -$$

$$\frac{2 \beta^3 P}{3} = A + B, \quad 2 m^2 E J \varphi - 2 m M d + Q d^2 + R \sigma^2 -$$

$$P \beta^2 = -B, \quad -2 m M + 2 \delta Q + 2 \sigma R - 2 \beta P = B - A$$

$$Q + R - P = A$$

Durch Entfernung der Werte  $A$  und  $B$  werden daraus die Gleichungen gefunden:

$$2 m^2 E J \varphi - 2 m M (1 + \delta) + Q (1 + \delta)^2 + R (1 + \sigma)^2 - P (1 + \beta)^2 = 0, \quad 4 m^3 E J h + 4 m^2 E J \varphi d + 2 m M (1 - \delta^2) -$$

$$2 Q (1 + \delta - \frac{\delta^3}{3}) - 2 R (1 + \sigma - \frac{\sigma^3}{3}) + 2 P (1 + \beta - \frac{\beta^3}{3}) = 0$$

Ist bei der Einsenkung  $y = 1$  der elastische Auftrieb der Stütze  $P = K$ , so ist die elastische Senkung dieser Stütze  $= \frac{P}{K}$ ;

daher folgt die dritte Gleichung:

$$4 m^3 E J h + 4 m^2 E J \varphi d - 2 m M d^2 + \frac{2}{3} d^3 Q + \frac{2 \zeta^3}{3} R - \frac{\psi P}{m K} = 0,$$

während für die linke nicht belastete und nicht durch Einzelstütze gestützte Seite durch Vertauschung von  $\varphi$  mit  $-\varphi$ ,  $Q$  mit  $-Q$  die beiden Bedingungen entstehen:

$$-2 m^2 E J \varphi - 2 m M (1 + \delta) - Q (1 + \delta)^2 = 0, \quad 4 m^3 E J h -$$

$$4 m^2 E J \varphi d + 2 m M (1 - \delta^2) + 2 Q (1 + \delta - \frac{\delta^3}{3}) = 0$$

Diese fünf Gleichungen sind hinreichend und erforderlich, um die drei Kräfte  $m M, Q, P$  und die beiden Werte der elastischen Senkung  $h$  und der elastischen Drehung  $\varphi$  im Mittelpunkte  $O$  zu bestimmen. Durch sie wird daher nicht nur die Verteilung der Kräfte, sondern auch das ganze Verhalten, insbesondere die elastische Durchbiegung des Balkens, klargelegt.

Kommt es wesentlich auf die Bestimmung der Kräfte,

nicht auch auf die Darstellung der elastischen Durchbiegungen an, so wird man zweckmäÙig die Größen  $h$  und  $\varphi$  aus den obigen Gleichungen entfernen und zur Berechnung der drei Werte  $M$ ,  $Q$  und  $P$  die folgenden drei Gleichungen benutzen:

$$\text{Gl. 1) } 4 m M (1 + \delta) + P (1 + \beta)^2 = R (1 + \sigma)^2,$$

$$\text{Gl. 2) } \dots 2 Q [\delta] - P [\beta \delta] = -R [\sigma \delta],$$

$$\text{Gl. 3) } 2 m M (1 + \gamma)^2 + 2 Q [\gamma \delta] + \frac{P \psi}{m K} = \frac{2}{3} R \zeta^3.$$

Nimmt man die Werte  $4 m M$ ,  $2 Q$  und  $P$  als die drei Unbekannten, so erhält man durch Vervielfältigung der Gl. 3) mit  $m K$  als allgemeinen Nenner  $N$  aller Bestimmungswerte:  $N = \eta m k + (1 + \delta) [\delta] \psi$ , wenn  $\eta$  den Determinantenwert darstellt:

$$\eta = \begin{vmatrix} 1 + \delta, & 0, & (1 + \beta)^2 \\ 0, & [\delta], & -[\beta \delta] \\ (1 + \gamma)^2, & [\gamma \delta], & 0 \end{vmatrix}$$

$$= (1 + \delta) [\beta \delta] [\gamma \delta] - \frac{[\delta] (1 + \beta)^2 (1 + \gamma)^2}{2}$$

während der zugehörige Zähler jedes Mal durch Einsetzung der Werte der rechten Seite der Gleichungen in die betreffende Spalte der Determinante gefunden wird.

Will man beispielweise den Schwellendruck  $P$  bestimmen, so kann man setzen

$$\frac{P}{R} = \frac{\alpha m K}{\eta m K + (1 + \delta) [\delta] \psi}$$

wenn unter  $\alpha$  der Determinantenwert verstanden wird:

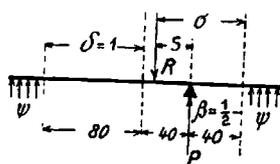
$$\alpha = \begin{vmatrix} 1 + \delta, & 0, & (1 + \sigma)^2 \\ 0, & [\delta], & -[\sigma \delta] \\ (1 + \gamma)^2, & [\gamma \delta], & \frac{2}{3} \zeta^3 \end{vmatrix}$$

Für  $\zeta = 0$  wenn also  $R$  auf der Querschwelle steht, wird  $\alpha = \eta$ , also für feste Lagerung,  $K = \infty$ ,  $P$  stets  $= R$ .

Läßt man die Einzelstütze  $P$  fort, so fällt für  $\frac{P}{K} = \frac{0}{\infty}$  Gl. 3) aus, und die Gl. 1) und 2) geben die für Textabb. 1) angegebenen Werte.

Um nun ein Zahlenbeispiel mit augenscheinlicher Unsymmetrie vorzuführen, wird im folgenden der größte durch ein Einzelrad  $R$  erzeugte Stützendruck  $P$  für den in Textabb. 4 dargestellten Langschwelenoberbau berechnet, welcher auf der Strecke von 160 cm frei liegen und unsymmetrisch durch die Einzelstütze gestützt sein möge.

Abb. 4.



Ist  $J = 1000 \text{ cm}^4$ ,  $E = 2000000 \text{ kg qcm}$ ,  $\psi = 195$ , so ist:

$$m = \sqrt[4]{\frac{195}{4 \cdot 2000000 \cdot 1000}} = \text{rund } \frac{1}{80};$$

ferner folgen die Zahlen  $\delta = 1$ ,  $\beta = \frac{1}{2}$ ,  $\lambda = \frac{1}{2}$ ,  $\gamma = \frac{3}{2}$  und daher

$$\frac{P}{R} = \frac{\alpha m K}{\eta m K + (1 + \delta) [\delta] \psi} = \frac{\alpha m K}{16,71 m K + 11,33 \psi}$$

Wäre nun  $K = 15600 \text{ Kg}$ , so folgt  $m K = \psi$  und daher  $\frac{P}{R} = 0,6$  für Stellung des Rades auf der Stütze.

Die Stellung des Rades  $R$  über der Einzelstütze  $P$  erzeugt aber keineswegs den größten Stützendruck  $P$ . Zu dessen Bestimmung ist der allgemeine Wert für willkürliche Werte  $\sigma$ ,  $\zeta$  zu verfolgen:

$$\alpha = \begin{vmatrix} 2, & 0, & (1 + \sigma)^2 \\ 0, & \frac{17}{3}, & -[\sigma \delta] \\ \frac{25}{8}, & \frac{61}{8}, & \frac{2}{3} \zeta^3 \end{vmatrix}$$

Wird die Abgeleitete  $= 0$  gesetzt:

$$\frac{d \alpha}{d \sigma} = \begin{vmatrix} 2, & 0, & 2(1 + \sigma) \\ 0, & \frac{17}{3}, & -d[\sigma \delta] \\ \frac{25}{8}, & \frac{61}{8}, & 2 \zeta^2 \end{vmatrix} = 0,$$

so folgt für  $\zeta = \sigma - \frac{1}{2}$  die folgende quadratische Gleichung zur Bestimmung derjenigen Stellung  $\sigma$ ,  $\zeta$ , welche dem höchsten Werte von  $P$  entspricht:

$$\text{Gl. 4) } \frac{17}{3} \left(\sigma - \frac{1}{2}\right)^2 + \frac{61}{4} \{3 + 2\sigma - \sigma^2\} - (1 + \sigma) \frac{17,25}{12} = 0$$

oder nach Ausführung:

$$\sigma^2 - 3,72 \sigma + 2,16 = 0$$

$$\sigma = 1,86 - \sqrt{3,46 - 2,16} = 1,86 - \sqrt{1,3}$$

$$= 1,86 - 1,14 = 0,72.$$

Hieraus ergibt sich der Wert  $\alpha = \text{rund } 20$ , so daß also der höchste Wert  $P$  zu berechnen sein würde nach der Gleichung:

$$\frac{P}{R} = \frac{20 m K}{16,71 m K + 11,33 \psi}$$

Wäre die Einzelstütze fest und unelastisch, so würde für  $K = \infty$  der höchste Stützendruck entstehen:

$$\frac{P}{R} = \frac{20}{16,71} = \text{rund } 1,2,$$

während beispielsweise für  $m K = \psi$  der Wert  $\frac{P}{K} = \frac{20}{28} = \frac{5}{7}$  gelten würde.

Dieses Zahlenbeispiel der Textabb. 4 kann als Beispiel der Berechnung des größten Schwellendruckes  $P$  eines Querswellenoberbaues der gleichmäßigen Stützweite von 80 cm dienen für  $J = 1000 \text{ cm}^4$ ,  $K = 15600 \text{ kg}$ ,  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  unter der Annahme, daß im ungünstigen Falle einseitig eine einzige Querschwelle in ihrem Dienste versagen kann, nicht gestopft oder überhaupt nicht vorhanden ist, so daß also in dem Oberbau von 80 cm Schwelenteilung eine einzige größere Öffnung von 160 cm entstehen würde.

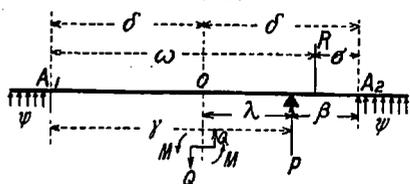
Die Bestimmungsgleichungen 1) 2) und 3) gelten nach Maßgabe ihrer Ableitung zunächst nur für den Fall, daß  $R$  zwischen Balkenmitte und Stütze  $P$  steht. Rückt  $R$  über  $O$  hinaus, so bedürfen die Formeln einer besonderen Beachtung, da der Bestimmungswert  $Q$  beim Übergange von  $R$  über  $O$  daselbst einen unstetigen Sprung macht. Bewegt sich aber  $R$  nach rechts über die Stütze  $P$  hinaus, so wird hierbei augenscheinlich eine Unstetigkeit in den Formeln bedingt, so zwar, daß für  $\sigma < \beta$  (Textabb. 5) der Bestimmungswert  $\frac{2 R \zeta^3}{3}$  der Gl. 3) wegfällt und die Gleichungen gelten:

$$4 m M (1 + \delta) + P (1 + \beta)^2 = R (1 + \sigma)^2$$

$$2 Q [\delta] - P [\beta \delta] = - R [\sigma \delta]$$

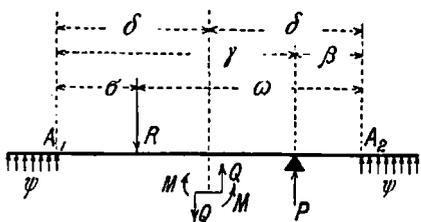
$$2 m M (1 + \gamma)^2 + 2 Q [\gamma \delta] + \frac{P \psi}{m K} = 0$$

Abb. 5.



Steht R links von O, so können zur Bestimmung der fünf, im nämlichen gleichen Sinne genommenen Bestimmungsgrößen  $\varphi, Q, h, M, P$ , die fünf Gleichungen (Textabb. 6) auf-

Abb. 6.



gestellt werden, indem die analytische Betrachtung in der bereits vorgeführten Weise auf den Mittelpunkt O bezogen bleibt:

$$2 m^2 E J \varphi - 2 m M (1 + \delta) + Q (1 + \delta)^2 - P (1 + \beta)^2 = 0$$

$$4 m^3 E J h + 4 m^2 E J \varphi \delta + 2 m M (1 - \delta^2) - 2 Q (1 + \delta - \frac{\delta^3}{3}) + 2 P (1 + \beta - \frac{\beta^3}{3}) = 0$$

$$4 m^3 E J h + 4 m^2 E J \varphi \lambda - 2 m M \lambda^2 + \frac{2}{3} \lambda^3 Q - \frac{\psi P}{m K} = 0$$

$$- 2 m^2 E J \varphi - 2 m M (1 + \delta) - Q (1 + \delta)^2 + R (1 + \sigma)^2 = 0$$

$$4 m^3 E J h - 4 m^2 E J \varphi \delta + 2 m M (1 - \delta^2) + 2 Q (1 + \delta - \frac{\delta^3}{3}) - 2 R (1 + \sigma - \frac{\sigma^3}{3}) = 0$$

aus welchen, durch Entfernung der Werte  $h, \varphi$ , die drei Gleichungen abgeleitet werden können:

$$4 m M (1 + \delta) + P (1 + \beta)^2 = R (1 + \sigma)^2$$

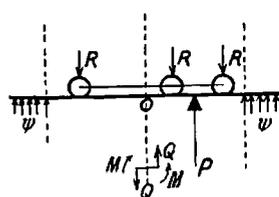
$$2 Q [\delta] - P [\beta \delta] = + R [\sigma \delta]$$

$$2 m M (1 + \gamma)^2 + 2 Q [\gamma \delta] + \frac{P \psi}{m K} = 2 R [\sigma \gamma]$$

Hierbei ist die linke Seite dieser Gleichungen für alle denkbaren Stellungen der Last P innerhalb der Punkte  $A_1, A_2$  dieselbe geblieben, also bleibt die Determinante der Gleichungen dieselbe, auf welcher Strecke auch die Last R steht. Die Werte der rechten Seiten der zweiten und dritten Gleichung sind aber von der Strecke, auf welcher R steht, abhängig; wie hier nochmals hervorgehoben wird, bedeutet in allen Formeln  $s, \sigma$  die Zahl der kleinsten Entfernung der Last R vom nächsten Widerlager.

Weil hiernach die Kräfteverteilung für jede beliebige Stellung R bekannt ist, so kann man für einen beliebigen gekuppelten Lastzug die ganze Wirkung betrachten (Textabb. 7) und beispielsweise in ähnlicher Weise, wie es für ein Einzelrad in einem Zahlenbeispiele gezeigt ist, den höchsten, durch drei oder mehrere Lasten R hervorgerufenen Druck P bestimmen.

Abb. 7.



Zur Lösung derartiger Aufgaben braucht man die ganze Betrachtung nicht stets auf den Mittelpunkt O zu beziehen, sondern kann willkürlich beliebige Ursprünge und beliebige Bestimmungsgrößen annehmen.

Jedoch gelangt man durch die hier angenommene Betrachtungsweise jedenfalls am bequemsten zu den einfachsten, allgemein gültigen Beziehungen, welche im folgenden noch etwas näher beleuchtet werden sollen.

(Fortsetzung folgt.)

## Über das Dichthalten der Feuerbüchsen-Bodenringe.

Von O. Busse, Königlichem Eisenbahndirektor in Kopenhagen.

Oft schon hörten wir bezüglich der Lokomotiven dem Gedanken Ausdruck geben, daß der Bodenring der schwache Punkt des Lokomotivkessels ist, nicht etwa in Bezug auf seine Festigkeit, sondern auf das Dichthalten und die aus der Undichtheit folgende Verzehring des Kessels an dieser Stelle. Diese tritt meist an den Ecken in größerem Umfange auf und will hier oft keinem Nachstemmen gründlich weichen. Was hat man nun getan, um bessere Dichtung zu erzeugen? Man hat die ursprüngliche einfache Nietreihe durch doppelte, ja sogar dreifache ersetzt und den Bodenring an den Ecken herunter gezogen und schmaler gemacht, so daß er bloß eine Verbindung mit dem äußern Kesselbleche bildet. \*) Diese Ausführungsform ist gut, aber teuer in der Herstellung des Bodenringes, so lange man ihn schmieden mußte, bei der heute möglichen Herstellung aus Stahlgufs verdient sie unbedingt Be-

achtung. Daß die doppelte Nietreihe nicht zum Ziele führt, ist bekannt, und daß die alte einfache Nietreihe sehr gute Dichthaltung geben kann, bemerkte ich vor einigen Jahren bei mehreren Kesseln, die mir unterstellt sind. Das gab mir Veranlassung, Untersuchungen über diese Sache anzustellen und hiernach eine große Zahl von Kesseln bloß mit einfacher Nietung am Bodenringe zu versehen, was ich durchaus nicht zu bereuen hatte.

Meine Betrachtungen gingen nach zwei Richtungen:

1. Wie entstehen die Undichtheiten?
2. Sind die einfachen Nietungen von genügender Festigkeit?

Beim Eintreiben und Kopfmachen jedes Nietes wird eine Streckung des umliegenden Kesselbleches erzeugt, diese Streckung vermehrt sich von Niet zu Niet und macht sich an den schwächsten Stellen am meisten bemerkbar. Diese sind die Ecken, wo die Nietköpfe teils recht weit auseinander sitzen,

\*) Eisenbahntechnik der Gegenwart, Band I, 2. Auflage, S. 170, Textabb. 164.

und wo auch Schrauben verwendet werden müssen, weil für die durchgehenden Niete in der Ecke kein Raum ist; man schwächt zwar die Wirkung dadurch ab, daß man die Ecke zuerst nietet, dann die Mitte und dann von den Ecken sowohl, als auch von der Mitte aus abwechselnd Niete eintreibt, um die Streckung zu verteilen. Die Streckung wird jedoch nicht ganz vermieden, sie tritt um so stärker auf, je mehr Niete man anwendet, dazu kommt nun noch, daß die doppelte Nietung eine weitere Nietteilung längs der Stemmkannte bedingt, so daß das Blech nicht so fest gegen den Bodenring gehalten wird. Aus diesem Grunde kann die Stemmung nicht so tief eindringen, als bei engerer, einfacher Teilung geschieht, sie wird daher von den herunterfallenden Kesselsteinteilchen leichter losgedrückt. Hat sich das Wasser aber erst bis zur Stemmkannte hindurchgearbeitet, so entstehen Undichtheiten, Rosten und Verzehren, welches schnell zur Zerstörung führt.

Für das Dichthalten ist somit die doppelte Nietung bloß von Schaden, es fragt sich, ob sie für die Festigkeit nötig ist, oder ob die einfache Nietung nicht genügend Festigkeit gibt.

Diese Frage mag an einer Feuerkiste untersucht werden, welche für einen Kesseldruck von 15 kg/qcm bestimmt ist, einen 100 mm breiten Bodenring, 65 mm Nietteilung und 26 mm starke Niete hat. Die Beanspruchung des einzelnen Nietes ist auf Abscherung und auf Zerreißen zu untersuchen und die des Kesselbleches auf Zerreißen. Auf den Abschnitt einer Nietteilung wirkt eine abscherende Kraft von  $10 \cdot 6,5 \cdot 15 = 975$  kg,

der Querschnitt eines Nietes ist 531 qmm, die Scherspannung also  $\frac{975}{2 \cdot 531} = 0,918$  kg/qmm.

Das Kesselblech zwischen den Nieten wird 17 mm stark angenommen, hat also einen Querschnitt von  $17 \cdot (65 - 26) = 663$  qmm. Die Längsspannung ist  $\frac{975}{2 \cdot 663} = 0,735$  kg/qmm, also auch für Kupfer eine sehr niedrige.

Der Längszug auf ein Niet ist gleich dem Dampfdrucke auf das Kesselblech, gemessen von der untern Stehbolzenreihe bis zur Nietreihe. Bei einem Abstände von 100 mm, der Breite von 65 mm und dem Dampfdrucke von 15 kg/qcm also wieder  $10 \cdot 6,5 \cdot 15 = 975$  kg, die Längsspannung im Schafte also  $\frac{975}{531} = 1,84$  kg/qmm.

Die Spannung eines Nietes ist bei 1,84 kg/qmm Längs- und 0,918 kg/qmm Scher-Spannung gemäß den Regeln zusammengesetzter Festigkeit nur 2,44 kg/qmm.

Diese Spannungen fordern also keine doppelte Nietreihe, und da diese, wie oben nachgewiesen, für das Dichthalten schädlich ist, kann sie füglich aufgegeben werden.

Ich kann deshalb nach Erfahrung und Berechnung empfehlen, die Feuerbüchsenbodenringe mit einfachen Nietungen und mit heruntergezogenen Ecken auszustatten, die die Verbindung mit dem äußern Kesselbleche durch etwa acht Niete herstellen.

## Heißdampf-Zwillings-Lokomotive für schwere Schnellzüge der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft.

Mitgeteilt von C. Maresch, Ingenieur, Vorstand des Werkstätten- und Zugbeförderungs-Dienstes der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn.

Die Bewältigung des fortwährend wachsenden Verkehrs erheischt Hilfsmittel, um die Grenze der Leistungsfähigkeit der Eisenbahnen immer weiter auszudehnen. Die Aufsig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft hat als eine der verkehrsreichsten österreichischen Eisenbahnen, insbesondere in den letzten Jahren, den stetig wachsenden Verkehrsanforderungen sowohl durch Verstärkung und Verbesserung der Gleisanlagen und Sicherungseinrichtungen, als auch durch Schaffung leistungsfähigerer Betriebsmittel zu entsprechen getrachtet und sich bemüht, die neuesten technischen Errungenschaften zu verwerten, um bei möglicher Wirtschaftlichkeit die nötige Betriebsicherheit und höhere Leistungsfähigkeit zu erreichen.

Hinsichtlich der Leistungsfähigkeit war nicht allein dem Verlangen nach höherer Fahrgeschwindigkeit, sondern auch dem Umstande Rechnung zu tragen, daß der Fernverkehr stets schwerer werdende Personenzüge verlangt, die auf den bestehenden Schienenwegen nur von besonders gebauten Lokomotiven befördert werden können.

Da auf der Strecke Aufsig-Komotau der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft lange Rampen von 8 und 10 ‰ zu befahren sind, so genügten die bisher verwendeten  $\frac{2}{4}$  gekuppelten Zwillings-Lokomotiven für die zwischen Berlin und Karlsbad über Teplitz verkehrenden schweren Bäderschnellzüge nicht mehr, daher wurden für diesen Dienst zunächst kräftigere  $\frac{2}{5}$

gekuppelte Schnellzug-Zwillings-Lokomotiven angeschafft. Aber schon nach Ablauf von vier Jahren erwiesen sich diese gleichfalls als unzureichend. An ihre Stelle traten nun  $\frac{2}{6}$  gekuppelte Schnellzug-Verbund-Lokomotiven mit einem Hochdruck- und zwei Niederdruck-Dampfzylindern. Die Kessel dieser Lokomotiven reichten aber nach kurzer Zeit auch nicht mehr aus, da inzwischen die Wagenlast der zu befördernden Schnellzüge mit rund 300 Plätzen in drei Wagenklassen unter Mitführung je eines schweren Gepäck- und Speise-Wagens auf 300 t gestiegen ist, und die Beförderung dieser D-Schnellzüge mit Vorspann-Lokomotiven mit Rücksicht auf die Betriebsicherheit und Wirtschaftlichkeit nicht empfehlenswert erschien. Nun wurde die Anschaffung von Heißdampf-Zwillings-Lokomotiven der »Prärie«-Bauart beschlossen, für die als Leistung die Beförderung eines 300 t schweren Schnellzuges auf andauernder Neigung von 10 ‰ mit mindestens 52 km/St. Fahrgeschwindigkeit vorgeschrieben, und von der bei 80 km/St. noch ruhiger Gang in der geraden Strecke und im Bogen verlangt wurde.

Für die Wahl der »Prärie«-Bauart war maßgebend, daß die zu verwendende Braunkohle große Roste verlangt und daß die Bahnstrecke mit ihren Steigungen, Bogen und kleinen Stationsabständen nur die Höchstgeschwindigkeit von 80 km/St. gestattet, sodas ein schweres Drehgestell in Wegfall kommen konnte und bei entsprechender Achsverteilung unter Einhaltung



der Achslast von 14 t mit den vorhandenen Drehscheiben auszukommen war. Diese Lokomotive ist in den Textabb. 1 bis 3 dargestellt.

#### Der Kessel.

Der für 13 at Überdruck des Nafsdampfes bestimmte Kessel weicht nur in wenigen Teilen von der üblichen Bauart ab, er ist aber in Langkessel und Rauchkammer mit einem in Österreich bei Lokomotiven noch nicht üblichen Überhitzer versehen.

Der Kessel zeichnet sich durch die Größe seiner Rostfläche von 3,67 qm bei einer nur 2380 mm langen, dafür aber 1920 mm breiten Feuerbüchse aus, welche durch eine 470 mm breite Heitztür mit Kohle leicht und gleichmäßig beschickt werden kann. Der Feuerbüchsenrahmen ist im vordersten Teile nach oben gekröpft, um die Triebachsen weit nach hinten rücken und so eine Überlastung der hintern Laufachse vermeiden zu können. Die innere Feuerbüchse ist aus Plattenkupfer mit ebener, die äußere aus basischem Martinflußeisen mit runder Decke ausgeführt. Die Verbindung beider Decken erfolgt bis auf ihren vordersten Teil durch Deckenankerschrauben, die Versteifung des vordersten Teiles aber bewirken 400 mm lange Überlegeisen, die sich vorn auf die Rohrwand, hinten auf die vorderste Deckenankerschrauben-Reihe stützen. Die übrigen Versteifungen des Feuerkastens sind in der sonst üblichen Weise ausgebildet. Der an den Feuerkasten unmittelbar anschließende Langkessel besteht aus drei Schüssen von 1600 und 1634 mm äußerem Durchmesser und trägt auf dem mittlern Schusse einen 600 mm hohen Dampfdom, hinter dem ein gesonderter Aufsatz mit zwei Sicherheitsventilen der Bauart Coale angeordnet ist. Dieser Aufsatz ist mit einer als Schalldämpfer dienenden Blechverkleidung derart umgeben, daß der abblasende Dampf der Lokomotivmannschaft die Fernsicht nicht hindert. Die Fortsetzung des Langkessels bildet eine geräumige, zylindrische, 1860 mm lange und 1700 mm weite Rauchkammer mit vom Führerhause aus verstellbarem Klappenblasrohre und Schnelldampfer-Vorrichtung. Auf der Rauchkammer ist ein 890 mm langer Prüfmann-Schornstein aus Blech mit gußeisernem Untersatze befestigt, dessen aus zwei Blechtrichtern bestehende Verlängerung in die Rauchkammer hineinragt.

Zwischen der Feuerbüchsen- und Rauchkammer-Rohrwand sind zweierlei nahtlose Heizrohre von 5000 mm Länge zwischen den Rohrwänden angeordnet. Die eine Rohrgattung bilden 172 gewöhnliche Heizrohre von 52 mm äußerem und 46 mm innerem Durchmesser, welche mit Kupferstützen in die Feuerbüchsenrohrwand eingezogen sind. Die zweite Rohrgattung besteht aus Heizröhren von 133 mm äußerem und 124 mm innerem Durchmesser, die als oberste Rohre in drei Reihen zu je acht angeordnet sind und die stählernen Überhitzerrohre des nach W. Schmidt\*) gebauten Rauchröhren-Überhitzers enthalten. Diese Rohre sind in die Rohrwände wie gewöhnliche Heizrohre durch Aufwalzen eingedichtet und enthalten behufs besserer Dichtung in der Feuerbüchsen-Rohrwand an ihrem Hinterende je fünf Rillen, die 0,75 mm tief eingedreht sind. In jedem

\*) Organ 1902, S. 56, 75.

dieser Rauchrohre steckt eine aus vier nahtlosen Stahlröhren von 35 mm äußerem und 27 mm innerem Durchmesser zusammengesetzte Überhitzerzelle. Die Röhren sind so angeordnet, daß der Nafsdampf vor dem Austritte durch alle vier Röhren strömen muß. Die Überhitzerrohre reichen von der Rauchkammer bis 900 mm vor die Feuerbüchsenwand. Alle 24 Überhitzerzellen sind an einen gußeisernen, in der Rauchkammer an der Rohrwand und Decke befestigten Sammelkasten mit zwei Dampfkammern angeschlossen. Der Nafsdampf tritt beim Öffnen des Reglers durch das Dampfeinströmröhr in eine der beiden Dampfkammern des Sammelkastens, durchströmt je eine Überhitzerzelle und gelangt als hochüberhitzter Dampf in die zweite Dampfkammer des Sammelkastens und von da durch ein weiteres Dampfeinströmröhr in die Arbeitszylinder. Der Nafsdampf wird also erst auf dem Wege zu den Arbeitszylindern überhitzt. Die Überhitzerzellen sind gegen das Verbrennen bei geschlossenem Regler durch drei in der Rauchkammer über einander angeordnete, sich nach unten öffnende, lotrechte Überhitzerklappen geschützt, welche die Rauchrohre für die Dauer der Abstellung des Reglers selbsttätig absperren. Das Öffnen des Reglers bewirkt selbsttätig auch das Öffnen dieser Klappen, damit den ungehinderten Durchgang der Heizgase durch die Rauchrohre und das Überhitzen des zu den Arbeitszylindern strömenden Dampfes. Dieses beim Schließen und Öffnen des Reglers eintretende, selbsttätige Schließen und Öffnen der Klappen besorgt ein kleiner Dampfzylinder, dessen Kolben durch die Reglerbewegung gesteuert wird, die Rückstellung des Kolbens bewirkt das Eigengewicht der Überhitzerklappen. Durch ein vom Heizerstande aus zu betätigendes Handrad kann das Gestänge zu dem Hilfszylinder derart verstellbar werden, daß die drei Klappen je nach dem gewünschten Grade der Überhitzung mehr oder weniger geöffnet werden. Den Grad der Überhitzung gibt ein im Führerhause untergebrachtes Fernpyrometer mit selbsttätiger Ausgleichung an. Die Überhitzerklappen stehen außerdem mit der Rauchkammertür durch einen Kettenstrang derart in Verbindung, daß beim Öffnen der Rauchkammertür auch die Überhitzerklappen geöffnet werden.

Die ganze wasserberührte Kesselheizfläche beträgt 202,4 qm, 11,9 qm in der Feuerbüchse, 190,5 qm in den Heizröhren. Außerdem haben die Überhitzerzellen 47,6 qm feuerberührter Überhitzerfläche.

Für leichte Reinigung des Kessels ist durch eine zweckmäßige Anordnung von 26 Auswaschlukn gesorgt, dem Kessel ist eine besondere Ausblasevorrichtung beigegeben, welche zur Reinigung des Überhitzers und der Heizrohre durch Dampf zu benutzen ist. Als Rauchverzehrer dient neben der bekannten Marekchen\*) Heitztür ein in die Feuerbüchse eingebautes, 1,2 m langes Gewölbe aus feuerfestem Mauerwerke.

#### Das Laufwerk.

Die Lokomotive läuft auf fünf Achsen, und zwar auf einer Triebachse, zwei vor und hinter der Triebachse angeordneten Kuppelachsen und je einer Laufachse vor und hinter den gekuppelten Achsen. Der Laufkreisdurchmesser der Triebäder

\*) Organ 1896, S. 223; 1898, S. 97.

beträgt bei unabgenutzten Reifen 1620 mm, der der unabgenutzten Laufräder 1000 mm. Der feste Achsstand der drei gekuppelten Achsen ist 3510 mm, der ganze Achsstand der Lokomotive 8510 mm, die Entfernung der Laufachsen von den benachbarten Kuppelachsen ist vorn und hinten gleich. Die Laufachsen sind nach Adams verschiebbar eingerichtet. Die seitliche Verschiebbarkeit im Bogen beträgt jederseits 48 mm und gewährleistet sicheres Fahren in Gleisbogen bis zu 180 m Halbmesser; eine Rückstellvorrichtung ist nicht vorgesehen. Um auch in scharfen Bogen ein Zwängen der treibenden Räder zu verhüten, ist der Spurkranz jedes Triebrades außen um 5 mm schwächer gedreht, als bei den übrigen Rädern.

Den Lokomotivrahmen bilden zwei 30 mm starke Platten, die an zahlreichen Stellen durch kräftige Verbindungen zusammengehalten sind. Der zwischen den Rädern liegende Rahmen ist vorn eingezogen, hinten nach innen abgebogen, um für die Laufachsen das erforderliche Spiel zu haben.

Das Gewicht der federnden Teile der Lokomotive wird durch 900 mm lange Blattfedern auf die Achsbüchsen übertragen; um Ent- oder Überlastungen der vordern Laufachse vorzubeugen, sind die Federgehänge mittels Längshebels mit den Federn der ersten Kuppelachse verbunden, ebenso ist die Belastung der Trieb- und zweiten Kuppel-Achse durch Einschaltung von Hebeln ausgeglichen. Die Federn der hintern Laufachse sind am vordern Ende durch einen Querhebel verbunden.

#### Das Triebwerk.

Die beiden außerhalb des Lokomotivrahmens wagerecht angeordneten, gußeisernen Dampfzylinder von je 540 mm lichter Weite und 630 mm Hub haben beiderseits geführte Kolbenstangen. Die Führung, durch welche die Kolbenstopfbüchsen zweckmäßig entlastet werden, bildet vorn eine Lagerbüchse, hinten der Kreuzkopf. Die Liderung der Stopfbüchsen besteht aus Weißmetallringen besonderer Zusammensetzung, welche derart gelenkig gefasst sind, daß sie dem Spiele der Kolbenstange folgend gute Abdichtung sichern.

Der stählerne Kolbenkörper der Dampfzylinder hat drei gußeiserne Dichtungsringe mit Selbstspannung. An den Innenseiten der Dampfzylinder ist je ein Druckausgleicher vorgesehen, welcher aus einem Verbindungstutzen mit Hahn besteht und die Verbindung des Dampfzylinderraumes vor und hinter dem Kolben vermittelt. Diese Druckausgleichsvorrichtung ist vom Führerstande aus auf Gefällstrecken und bei Leerfahrt zu betätigen. Hierbei verhütet sie einesteils das Ansaugen kalter oder unreiner Luft in die Zylinder und die hiermit verbundenen schädlichen Folgen, andernteils wirkt sie durch die zum Druckausgleich erforderliche geringe Arbeitsleistung günstig auf die Gangart der Lokomotive ein.

Die Bewegung der nach W. Schmidt aus Gußeisen ohne Spannringe hergestellten, vollkommen entlasteten Kolbenschieber von 150 mm Durchmesser bewirkt eine Heusingersche Steuerung. Die Kolbenschieber mit innerer Dampfeinströmung haben zwei gesonderte Einströmkäme und werden ebenso, wie die Kolben der Dampfzylinder durch eine von der Steuerung angetriebene Friedmannsche Schmierpresse neuester

Bauart geölt. Die Kreuzköpfe der Arbeitskolben, die Führungsschienen und die Köpfe der Trieb- und Kuppel-Stangen weisen keine besonderen Formen auf.

#### Die Ausrüstung.

Die Kesselspeisung wird durch zwei unmittelbar an der Stehkesselrückwand befestigte, saugende Friedmannsche Strahlpumpen, Klasse S. T. No. 9, bewirkt. Der aufzeichnende Geschwindigkeitsmesser, Bauart Haufshälter, für 3 Sekunden Meßzeit wird von der rechten hintern Kuppelstange mittels Gestänge und Getriebe betätigt und ist im Führerhause rechts vor dem Führerstande angeordnet.

Die Lokomotive ist mit der selbsttätigen Luftsaug-Umschalt-Schnellbremse, Bauart 1902, versehen; gebremst werden die Kuppelräder mit je einem Bremsklotz, der Bremsdruck beträgt im ganzen 22400 kg. Die Luftsaug-Bremsleitung für die Wagen führt auch zum vordern Kopfstücke der Lokomotive.

Die Dampfheizeinrichtung der Lokomotive ist gewöhnlicher Bauart; ihre Leitung ist auch nach vorn geführt, sodafs die angekuppelten Wagen auch bei Rückwärtsfahrt der Lokomotive geheizt werden können.

Das Führerhaus hat ein gesondertes Lüftungsdach, die Wände des Feuerkastens im Führerhause sind mit Asbestdecken als Wärmeschutz bekleidet.

Die auf dem Führerhause befindliche Dampfpeife ist mit einem Gestänge für die Signalleine nach hinten und vorn eingerichtet.

Nebst ausgiebiger Spritzvorrichtung für den Aschenkasten und die Rauchkammer befindet sich auf der Lokomotive noch eine Einrichtung für Kohlenbespritzung und eine Feuerspritze.

Die Sandkasten stehen auf dem Umgange oberhalb der Triebräder. Das Sandstreuen kann vom Führerhause aus von Hand oder durch den Holt und Greshamschen Dampfsandstreubläser erfolgen.

#### Die Leistung.

Bei den amtlichen Schnellfahrten wurde eine Geschwindigkeit von 110 km/St. bei vollkommen ruhigem Gange erreicht. Die Lokomotiven, von denen bis jetzt drei beschafft sind, stehen seit Anfang Mai 1906 im Betriebe und befördern die bereits über 300 t schweren Baderschnellzüge fahrplanmäßig. Die beabsichtigte Dampfüberhitzung wird bereits nach kurzer Fahrt erreicht.

#### Der Tender.

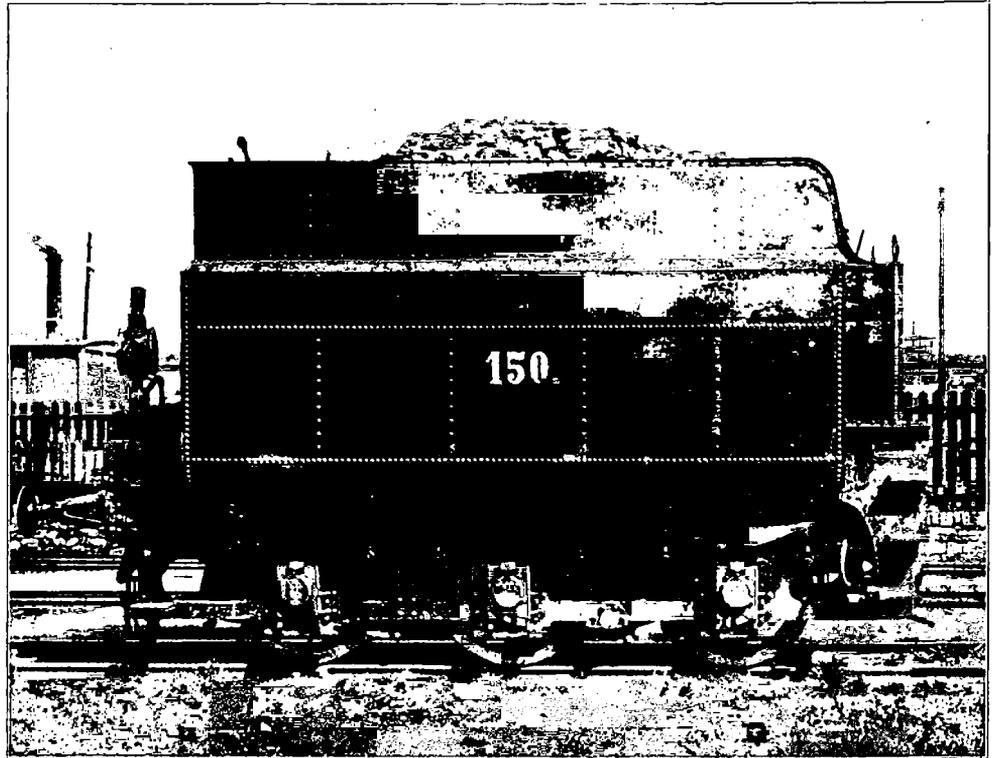
Die Lokomotive ist mit einem dreiachsigen Tender (Textabb. 4) von 15 cbm Wasserinhalt und 7 cbm Kohlenraum gekuppelt. Die Kuppelung erfolgt durch ein steifes Zugeisen nebst seitlichen Notkuppeln und Buffern. Die Wasserschlauchkuppelung ist nach Szasz hergestellt. Der ganze Achsstand der innerhalb des Tenderrahmens angeordneten Räder beträgt 2900 mm. Das Leergewicht des Tenders beträgt 16 t, das Dienstgewicht 37 t. Der Tender ist außer mit der Handspindelbremse mit der selbsttätigen Luftsaug-Schnellbremse der Bauart 1902 aus-

gerüstet; alle Räder sind auf einer Seite mit Bremsklötzen versehen.

Um die Tenderfüllöffnung beim Anhalten der Züge in den Wasserstationen unschwer unter das Auslaufrohr des Wasserkranes bringen zu können, hat der Wasserkasten auf seinen Längsseiten 4,2 m lange Füllkästen der Bauart Gölsdorf mit einem geneigt angeordneten Deckel, welcher vom Führerstande aus durch einen Hebel bequem gehandhabt werden kann.

#### Hauptabmessungen der Lokomotive.

Zylinderdurchmesser $d$ . . . . .	540 mm
Kolbenhub $h$ . . . . .	630 "
Durchmesser der Trieb- und Kuppelräder bei 65 mm Radreifenstärke $D$ . . . . .	1620 "
Durchmesser der Lauf- räder . . . . .	1000 "
Kesseldurchmesser . . . . .	1600 "
Betriebsdruck des Dampfes $p$ . . . . .	13 at
Rostfläche $R$ . . . . .	3,67 qm
Anzahl der Heizrohre . . . . .	$172 + 24 = 196$
Äußerer Durchmesser der Heizrohre . . . . .	52 mm und 133 mm
Innerer " " " " . . . . .	46 " und 124 "
Heizfläche der Heizrohre . . . . .	190,5 qm
" der Feuerkiste . . . . .	11,9 "
Wasserberührte Heizfläche im ganzen $H$ . . . . .	202,4 "
Feuerberührte Überhitzfläche . . . . .	47,6 "
Gewicht der leeren Lokomotive . . . . .	60 t
Gewicht der Lokomotive im Dienste $L$ . . . . .	66 "
Schienendruck der ersten Achse . . . . .	12,8 "
" " zweiten " . . . . .	13,5 "



Schienendruck der dritten Achse . . . . .	13,5 t
" " vierten " . . . . .	13,5 "
" " fünften " . . . . .	12,7 "
Triebachslast $L_1$ . . . . .	40,5 "

Die Erbauerin der Lokomotive ist die Aktien-Gesellschaft der Lokomotiv-Bauanstalt vormals G. Sigl in Wiener-Neustadt, von der Entwurf und Ausführung stammen; den Tender lieferte die Tender- und Wagen-Bauanstalt von F. Ringhoffer in Smichow bei Prag.

Diese Zwilling-Lokomotive dürfte zur Zeit die leistungsfähigste der bisher ausgeführten Heißdampf-Lokomotiven sein.

### Das elektrische Verbindung-Signal der Schnellzüge der deutschen und österreichischen Eisenbahnen.

Von J. Heitzinger, Elektrotechniker der Werkstätten der österreichischen Südbahn.

Der Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen läßt gegenwärtig von einzelnen Eisenbahndirektionen Versuche anstellen, um danach eine geeignete Ausbildung der elektrischen Klingeleitung in den Schnellzügen ausfindig zu machen, ein Beweis, daß für die Sicherheit des Schnellzugverkehrs die Vorrichtungen der selbsttätigen Luftbremse als nicht ausreichend befunden worden sind. Die selbsttätige Luftdruckbremse von Westinghouse oder Carpenter und die selbsttätige Luftsaugbremse von Hardy versagen nämlich bei dem geringsten Gebrechen im Zylinder, in der Luftleitung oder im Gestänge. Unfälle in dieser Richtung können selbst durch unausgesetzte Überwachung des Spannungsmessers seitens der Lokomotivmannschaft nicht vermieden, höchstens abgeschwächt werden. Der Reisende hat beim Versagen der Luftbremse kein Mittel, um bei Gefahr Hilfe von außen herbeizurufen.

Man sollte nun meinen, daß die Herstellung eines sicher wirkenden Verbindungssignales bei dem heutigen Stande der Elektrotechnik keine Schwierigkeiten machen könne, dennoch ist diese Frage bis heute noch nicht vollkommen zufriedenstellend erledigt; der heutige Stand dieser Frage soll im folgenden geschildert werden.

Daß zur Abgabe eines Notzeichens die Elektrizität zu verwenden sei, ist bei allen bisher durchgeführten Lösungen als selbstverständlich vorausgesetzt worden; die Schwierigkeit liegt einerseits darin, daß dem Reisenden das Abgeben eines Signales soviel als möglich erleichtert, dagegen jeder Unfug mit dem Signale vermieden werden soll. Andererseits soll aber die elektrische Leitung den ganzen Zug entlang derart angebracht sein, daß sichere Wirkung des Signales unter allen Umständen gewährleistet ist.

Der Bequemlichkeit des Reisenden wird soweit Rechnung getragen, daß die Möglichkeit zur Signalgebung mindestens in jedem Schnellzugwagen, häufig sogar in jedem Abteile an einer leicht erreichbaren Stelle geboten wird.

Die Hauptschwierigkeit liegt jedoch in dem zweiten Punkte, in der sichern Führung der Leitungen, namentlich in der verlässlichen Kuppelung zwischen den Wagen. Bei dem heutigen Stande des Durchgangsverkehres gibt es beinahe keinen einzigen Schnellzug, bei dem die Zusammensetzung von der Ausgangstation bis zur Endstation keine Änderung erleidet. Neben den Kuppelungen für Zugvorrichtung, Dampfheizung, Bremsleitung müssen nun auch die elektrischen Kuppelungen getrennt und wieder verbunden werden, was den Aufenthalt verlängert.

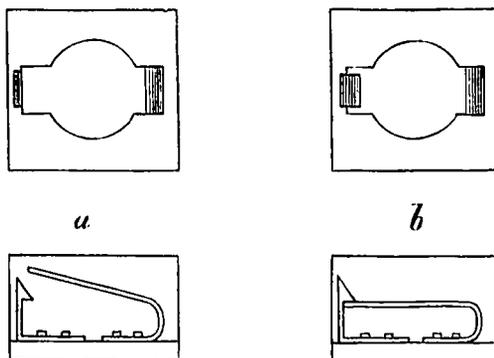
Diese Schwierigkeit hat in Österreich verschiedene Ausbildungen des Notsignales oder, wie es amtlich heißt, des »elektrischen Interkommunikationssignales« gezeitigt, sodafs beinahe jede gröfsere Bahn ihre eigene Anordnung hat.

Die Kaiser Ferdinands-Nordbahn benutzt das Signal von Rayl\*), welches auch von den österreichischen Staatsbahnen eingeführt wurde. Die Staatseisenbahngesellschaft benutzt das Signal Prudhome, die österreichische Nordwestbahn das von Bechtold und die österreichische Südbahn anfangs das Signal Kohn, welches dann mit dem von Rayl verbunden wurde, da sehr viele Schnellzugwagen auf die Staatsbahnen übergehen, wo das letztere eingeführt ist.

Diese vier Lösungen zerfallen in zwei Gruppen; Rayl und Prudhome benutzen den Eisenkörper der Wagen und die Schienen zur Rückleitung, haben also nur eine stromdichte Leitung, während bei Bechtold und Kohn beide Leitungen vom Wagenkörper und von einander stromdicht getrennt sind.

Die innere Einrichtung beruht bei allen Signalen auf dem Gedanken, durch Schließung eines Stromschliessers das Läutwerk im Dienstwagen zu betätigen und dadurch die Zugmannschaft zum Anhalten des Zuges zu veranlassen. Die Schließung des Stromschliessers erfolgt bei den älteren Wagenformen durch federnde Taster (Textabb. 1), welche durch eine Hemmung solange

Abb. 1.



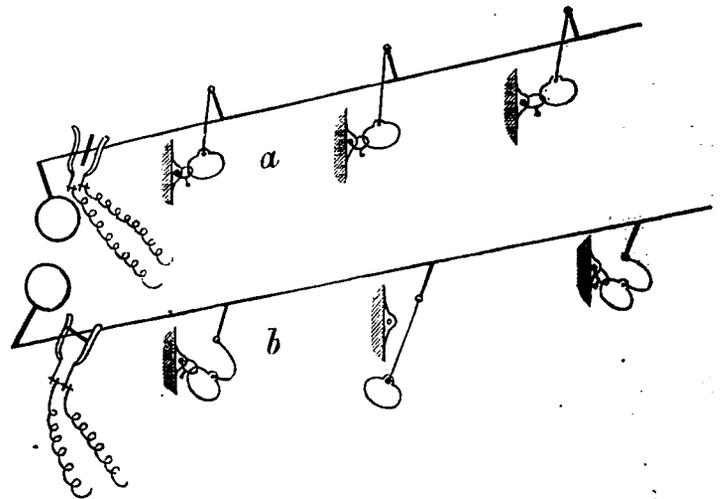
in geschlossenem Zustande gehalten werden, bis die Hemmung vom Zugführer wieder ausgelöst und der Taster wieder in den ursprünglichen, offenen Zustand gebracht ist. Hierdurch soll die Erkennung der Stelle ermöglicht werden, von der aus das

\*) Organ Erg.-Bd. XIII, S. 409.

Notsignal gegeben wurde, damit der Fahrgast zur Verantwortung gezogen werden kann, der das Signal etwa mutwilliger Weise betätigt hat. Der Stromschliessers ist in Textabb. 1 bei a offen, bei b geschlossen und gehemmt gezeichnet; er wird durch das Papier mit der Anweisung verdeckt, das zum Zwecke der Benutzung eingedrückt wird.

Bei anderen Wagen erfolgt die Schließung des Stromes durch einen an der Wand mit Bleisiegel verschlossenen Hebel oder Handgriff (Textabb. 2), dessen Siegel bei der Signalgebung

Abb. 2.



durch den Hebel oder Handgriff abgerissen wird, sodafs man die Rufstelle auffinden kann. Bei allen Stromschliessern ist eine Anweisung über die Betätigung des Notsignales, gleichzeitig aber auch die Strafandrohung im Falle eines Mißbrauches in den landläufigen Sprachen angebracht. Diese Art der Signalgebung ist ganz selbständig und hängt mit keiner andern Vorrichtung eines Schnellzugwagens zusammen. Textabb. 2 zeigt die Handgriffe, die Welle, den Stromschliessers und die aufzurichtende Signalscheibe bei a in der Ruhelage, bei b mittels des mittlern Handgriffes umgestellt und betätigt.

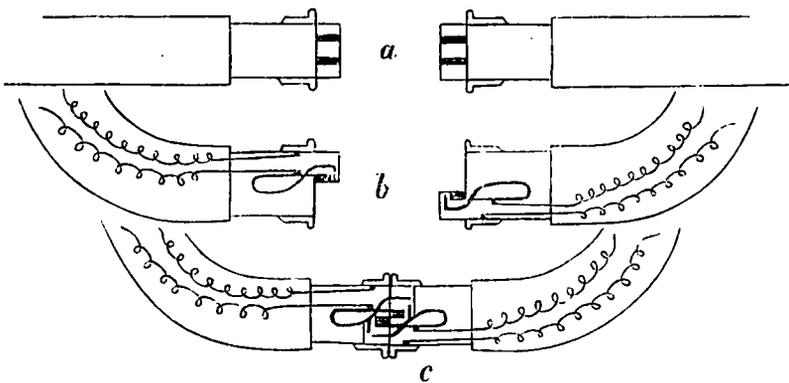
An den neueren Wagen, welche mit selbsttätiger Westinghouse-, Carpenter- oder Hardy-Bremse versehen sind, und an den Wagen des Überlandverkehres, welche gewöhnlich mit allen diesen Bremsen ausgestattet sind, ist die elektrische Signalgebung durch Schließung des Stromes mittels derselben Zugvorrichtung ermöglicht, mittels der die Bremse in Tätigkeit gesetzt wird. Wenn also ein Fahrgast an dem Handgriffe des Notsignales, über dessen Zweck ihn eine daneben befindliche Anweisung belehrt, zieht, öffnet er nicht allein das Ventil der Luftleitung, sondern er schließt auch gleichzeitig den elektrischen Strom, so daß die Zugmannschaft bei Versagen der selbsttätigen Bremse durch das Klingelwerk auf die Gefahr aufmerksam gemacht wird und den Zug durch den Lokomotivführer anhalten läßt. Durch die Versiegelung des Handgriffes an einer festen Öse ist jedem Mißbrauche vorgebeugt. Die Kennzeichnung des Wagens, von dem aus das Notsignal gegeben wurde, wird auch wohl durch das Herabfallen einer roten Scheibe an der innern Stirnwand nach Art der elektrischen Blocksignale, oder dadurch bewirkt, daß sich durch eine Hebelübersetzung

eine rote Scheibe auf dem äußern Rande einer Stirnseite erhebt (Textabb. 2), sodafs der Wagen, von dem das Signal ausgegangen ist, schon von außen erkannt wird.

Alle diese Vorrichtungen zur Betätigung des Notsignales im Innern eines Schnellzugwagens verursachen keine besonderen Schwierigkeiten, auch ihre Instandhaltung ist bei einiger Sorgfalt keine schwierige Aufgabe; deshalb hat auch der Verein deutscher Eisenbahnverwaltungen diesen Teil der Notsignaleinrichtungen nicht in die von einzelnen Eisenbahndirektionen vorzunehmenden Versuche einbezogen. Diese sollen sich nur mit der Verbindung zwischen den Wagen, mit der Kuppelung der elektrischen Leitungen befassen; also demjenigen Teile, der dem Rauche, Russe, Winde und Wetter ausgesetzt ist und bei jeder Zugtrennung auseinander genommen werden muß. Ob die vom Unterausschusse zur Beratung dieser Angelegenheit geforderte Bedingung, daß diese Verbindungsleitung innerhalb des Raumes im Faltenbalgdurchgange, also vor den Unbilden des Wetters geschützt, angebracht werden soll, erfüllt werden kann, hängt von den Raumverhältnissen zwischen Türrahmen und Faltenbalgrand ab, zum mindesten ist die Leitung an der Stelle mancherlei Beschädigungen ausgesetzt, welche bei der Handhabung des Faltenbalges drohen.

Die vier in Österreich angewendeten Notsignale unterscheiden sich wesentlich von einander durch die Kuppelung zwischen den Wagen. Vor allem soll die Forderung erfüllt werden, daß zur Kuppelung und Trennung kein besonderer Handgriff erforderlich ist, und zweitens soll die Kuppelung bei einer Zugtrennung das Notsignal selbsttätig in Wirkung setzen, um der Mannschaft die Trennung des Zuges sofort anzuzeigen. Diese beiden Bedingungen werden nur vom Signale Rayl erfüllt (Textabb. 3).

Abb. 3.



Dieses hat nur eine stromdichte Leitung, als zweite werden Wagenkörper und Schienen verwendet. Von beiden Leitungen führen stromdichte Drähte zu den Stromschließern. Der stromdichte Leitungsdraht ist im Rohre der Saugleitung verlegt, und endigt beiderseits am Ende des Saugeschlauches in einer vom Muffenkörper des Schlauches stromdicht gesonderten Feder. Solange der Saugeschlauch gekuppelt ist, werden diese stromdicht gesonderten Federn von einer in dem Muffensteg stromdicht eingelassenen Metallplatte vom Muffenkörper abgehoben und in gegenseitige Berührung gebracht, sodafs die Leitung ununterbrochen durch alle Wagen geht und von der zweiten Leitung, dem Wagenkörper, stromdicht gesondert ist. Sowie jedoch die Schlauchkuppelung

getrennt oder nur etwas gelockert wird, legt sich die Feder auf den Metallkörper der Schlauchmuffe, welche durch ein besonderes Drahtstück mit dem Eisenkörper des Saugerohres verbunden ist, und das Klingelwerk beginnt zu läuten. Textabb. 3 zeigt bei a die Stromschließer der Schlauchkuppelung im Grundrisse, bei b und c in Ansicht. b stellt die gelöste Kuppelung und den Leitungsdraht auf dem Metallmündstücke liegend dar, c zeigt, wie die Leitungsenden beim Kuppeln von den Mündstücken abgehoben werden, und wie die Leitungsverbindung hergestellt wird.

Diese Einrichtung ist deshalb von besonderem Werte, weil sie schon jede Lockerung in den Schlauchkuppelungen anzeigt, was bei der gewöhnlichen Saugbremse von großer Wichtigkeit ist, indem der Lokomotivführer sofort darauf aufmerksam wird, daß seine Bremse schlecht oder gar nicht wirken wird. Ist der Saugeschlauch zur Kuppelung nicht erforderlich, wie am Ende des Zuges, so wird er in die Blindmuffe gesteckt, wobei wieder die stromdicht gesonderte Feder von einem in den Steg der Blindmuffe eingelassenen Hartgummistücke abgehoben wird. Bei diesen Vorgängen ist für die Klingelleitung kein besonderer Handgriff erforderlich, die Kuppelung der elektrischen Leitungen erfolgt selbsttätig mit der des Saugeschlauches. Im Betriebe zeigten sich jedoch derartige Mängel, daß dieses Signal von mehreren Bahnen bereits verlassen wurde. Vor allem ist der Umstand auf der Strecke oder in Zwischenstationen störend, daß das Schicksal der Klingelleitung an das des Saugeschlauches gekettet ist, daß sie also bei Auftreten von Schäden an letzterem ebenfalls erneuert werden muß, wenn sie auch fehlerlos war. Die Drähte müssen vom alten Schlauche losgelöst und mit dem neuen wieder richtig verbunden werden, wozu nicht allein längere Zeit, sondern auch einige Sachkenntnis gehört, und an beiden fehlt es auf der Strecke, wenn man nicht einen geschulten Arbeiter mitfahren läßt.

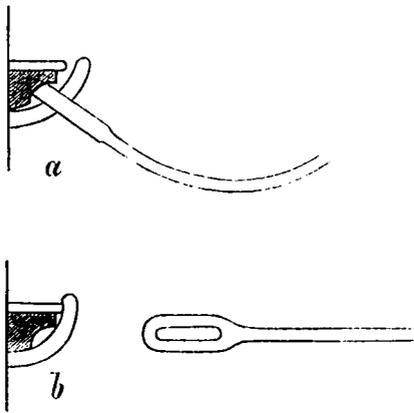
Wird der Saugeschlauch in der Endstation am Ende oder nach einer Trennung beim Verschieben in der Mitte des Zuges nicht in die Blindmuffe gesteckt, so läutet das angeschlossen gebliebene Klingelwerk fort, bis die Batterie erschöpft ist, und wenn der Wagen dann in Verkehr gesetzt wird, so versagt das Notsignal. Daß mehr Störungen entstehen, wenn von zwei Leitungen nur die eine stromdicht ist, unterliegt keinem Zweifel. In den Stationen müssen zweierlei Saugeschläuche in Bereitschaft gehalten werden, weil der gewöhnliche Saugeschlauch für die »Rayl«-Leitung nicht verwendbar ist, ferner darf der »Rayl«-Schlauch nicht mit einem gewöhnlichen gekuppelt werden, weil dabei die stromdicht gesonderte Feder zwar abgehoben wird, aber auf Metall liegen bleibt und dadurch auch mit dem eigenen Muffenkörper in Berührung kommt, wodurch Stromschluß entsteht. Für solche Fälle muß ein besonderes Mittelstück bereit sein, das in Form einer zweiseitigen »Rayl«-Muffe das Abheben und Sondern der Feder besorgt. Die Mannschaft hilft sich in solchen Fällen bei Ermangelung dieses Mittelstückes dadurch, daß sie ein Stück Papier unter die stromdicht gesonderte Feder legt. Dieses Papier wird aber sehr häufig beim Bremsen in die Saugluftleitung hineingesogen, wodurch der durch die »Rayl«-Leitung obnehin verringerte Saugquerschnitt noch mehr eingeengt wird.

Außerdem müssen die »Rayl«-Muffen sehr sorgfältig und gleichmäßig genau gearbeitet sein, weil ein zu langer, oder zu hoher Muffensteg die stromdicht gesonderte Feder zu weit abhebt und an die gegenüber liegende Wand drückt, wodurch abermals Stromschluß entsteht; dasselbe wäre der Fall, wenn die stromdicht gesonderte Feder nicht genau bemessen oder nicht entsprechend gebogen ist, das einemal wird sie zuviel, das anderemal zu wenig oder garnicht abgehoben. Es kommt sogar vor, daß das »Rayl«-Signal in der Station beim Erproben vollkommen richtig wirkt, sobald jedoch die »Rayl«-Muffen beim Durchfahren von Krümmungen und Weichen nur im geringsten verschoben sind, entsteht Stromschluß, und das Notsignal ertönt ohne erkennbare Ursache. Dieselbe Täuschung kann während der Fahrt beim Bremsen eintreten, wenn sich die Schläuche beim Saugen etwas zusammenziehen und hierbei die gegenseitige Lage der Schlauchmuffen eine Änderung erleidet.

Zum Auffinden solcher Fehler gehört große Erfahrung und Sachkenntnis.

Das Signal Prudhome (Textabb. 4) hat mit dem »Rayl«-schen den großen Nachteil gemein, daß es den Eisenkörper des Wagens und die Schiene als Rückleitung benutzt, daß also ebenfalls nur der eine Pol stromdicht gesondert ist, so daß der geringste Fehler an diesem Pole eine Störung nach sich zieht, was nicht der Fall sein würde, wenn der zweite Pol, wie bei den Signalen Bechtold und Kohn, stromdicht gesondert ist. Textabb. 4 zeigt bei a die Verbindung,

Abb. 4.



bei b den durch Abziehen der Sperröse bewirkten Stromschluß. Die Ersparnisse an Leitungsdraht verschwinden gegenüber den vielen Störungen infolge dieser Ersparnisse und den hierdurch verursachten Mehrarbeiten, wegen deren ein Wagen oft längere Zeit in der Werkstätte zurückbehalten werden muß. Die eine stromdichte Leitung läuft im Innern des Wagens längs der Seitenwand, durch eine Deckleiste gegen äußere Beschädigungen geschützt. Ihre beiden Enden gabeln sich derart, daß durch die Bufferbohle auf der Seite des runden Buffers ein stärkeres stromdichtes Kabel mit einem Metallbügel herausgeführt ist, welches bis zur Stirnwand des Nachbarwagens reicht. Auf der Seite des flachen Buffers endigt das stromdichte Kabel an einem fingerartigen, von der Bufferbohle gesonderten Metallstück, das federnd auf einen in den Brustbaum eingeschraubten

oder angenieteten Eisendorn drückt. Da nun das fingerartige Metallstück die stromdicht gesonderte, der in die Bufferbohle eingelassene Eisendorn die Körperleitung bildet, so besteht im Ruhezustande Stromschluß, und das Klingelwerk ertönt. Wird aber der Bügel des von der runden Bufferseite des Nachbarwagens herüberkommenden Kabels in das fingerartige Metallstück eingelegt, wodurch letzteres von dem Eisendorne der Körperleitung abgehoben und stromdicht gesondert wird, so entsteht eine doppelte Verbindung der stromdichten Leitung der benachbarten beiden Wagen, da auf beiden Seiten, hier Kabel und stromdicht gesonderter Finger, dort stromdicht gesonderter Finger und Kabel ineinander greifen (Textabb. 4). Zugtrennungen werden durch diese Verbindungsart gemeldet, weil das Kabel dabei von dem stromdicht gesonderten fingerartigen Metallstücke abgezogen wird, und der Finger sich federnd auf den Eisendorn der Körperleitung legt, sodas Stromschluß entsteht; Lockerungen der Saugschläuche werden jedoch nicht mehr gemeldet, weil das Kabelauge erst vom Finger abgezogen wird, wenn die beiden Nachbarwagen in größere Entfernung voneinander gelangt sind.

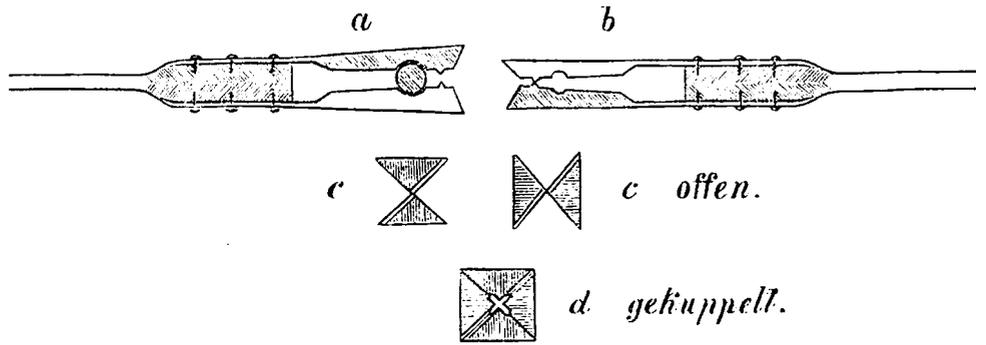
Auch sind zum Einhängen der beiden Bügel in die beiden Finger zwei besondere Handgriffe nötig, die Kuppelung geschieht also nicht mehr selbsttätig, wie beim »Rayl«-Signale. Da diese Bestandteile ferner an der eisernen Bufferbohle an einer Stelle befestigt sind, die schon mit Vorrichtungen anderer Art überladen ist: Zughaken, Schraubenkuppelung und Sicherheitskuppelung, Heizschlauch, Saugschlauch, in vielen Fällen: zwei Sicherheitsketten, Westinghouse- oder Carpenter-Bremsleitung, Spindelbremse, Gasleitung, so ist eine verlässliche Absonderung schwer aufrecht zu erhalten; andererseits aber verhindern Witterung, Staub und Rufs, Schnee und Eis oft die leitende Berührung zwischen Bügel und Finger, sowie auch zwischen Finger und Eisendorn, sodas das Notsignal oft grade im Ernstfalle gänzlich versagt. Am Schlusswagen eines Schnellzuges wird die Trennung des stromdicht gesonderten Fingers vom Dorne der Körperleitung dadurch erzielt, daß das Kabel von der andern Bufferseite herübergelegt, und der Bügel eingehängt wird. Wo dies versäumt wird, bleibt Stromschluß, und das Klingelwerk läutet fort, was namentlich in den Endstationen bei der Trennung eines Zuges von Wichtigkeit ist, weil die angeschlossene Batterie erschöpft wird, wie beim »Rayl«-Signale.

Dieser Punkt ist auch beim Signale von Bechtold (Textabb. 5) zu beachten, welches ebenfalls Zugtrennungen selbsttätig anzeigt. Bei diesem Signale sind beide Strompole durch zwei Leitungsdrähte geführt, welche sowohl vom Wagenkörper, als auch von einander stromdicht gesondert sind. Die beiden Leitungsdrähte werden im Innern des Wagens an einer leicht zugänglichen Seitenwand verlegt, und mit einer Deckleiste gegen äußere Beschädigungen geschützt. Die Drähte dürfen nicht unmittelbar neben einander laufen, weil es sonst leicht vorkommen kann, daß Nägel oder Schrauben eindringen und Kurzschluß erzeugt wird, wie es bei Starkstromleitungen so häufig geschieht. Es muß sogar verhindert werden, daß ein Fremdkörper auch nur einen Draht berührt, weil Nägel oder Schrauben gewöhnlich mit dem Eisenkörper des Wagens, oder mit dem Seitenbleche

in Berührung stehen und somit Körperchluss, beim Signale Rayl und Prudhorne sogar Kurzschluss herbeiführen.

Die Enden der beiden Drähte werden bei Bechtold an beiden Stirnseiten in ein zweipoliges Kabel vereinigt, welches ungefähr in der Mitte aus der Stirnwand heraustritt und in einer federnden Klemme endigt. Die beiden Backen der Klemme sind mit je einem Kabelpole verbunden, von einander jedoch soweit stromdicht gesondert, daß sie sich nur im Ruhezustande am Verbindungspunkte metallisch berühren, und dadurch Stromschluss herbeiführen; sie sind symmetrisch gebaut und gegen die Mitte verjüngt zugeschnitten, sodafs die beiden Klemmen von Nachbarwagen ineinander geschoben werden können, und durch die Berührung der Metallplättchen einer jeden Backe die Verbindung der Notsignalleitung hergestellt ist. Zur Kuppelung ist also ein Handgriff erforderlich. Hierbei werden nicht allein je zwei Backenseiten mit einander in metallische Berührung gebracht, also die Klingelleitung gekuppelt, sondern es werden auch die zwei Backen einer Klemme, welche sich im Ruhezustande am Verbindungspunkte berühren, von einander abgehoben, wodurch der Stromschluss unterbrochen wird. Bei Zugtrennung werden die beiden Klemmen von einander gerissen, die beiden federnden Backen bewirken am Verbindungspunkte wieder Stromschluss, und das Notsignal ertönt. Es ist selbstverständlich, daß die Berührungsflächen und die Verbindungspunkte der Klemme sorgfältig metallisch rein gehalten werden müssen, weil sich sonst Widerstände ergeben, die vom Batteriestrome nicht überwunden werden, auch fordert die Aufrechterhaltung der gegenseitigen stromdichten Absonderung im zweipoligen Kabel und zwischen den beiden Backen der Klemme viel Sorgfalt und Umsicht. Am Ende des Zuges wird die Trennung der beiden Backen durch Einschieben eines Holzzyinders zwischen die beiden Backen bewirkt (Textabb. 5), der für diesen Zweck an jede Klemme angehängt ist, weil sonst dieselben Folgen eintreten würden, wie beim Rayl-Prudhorne-Signale. Geht dieses Holzstückchen verloren, so muß die Unterbrechung

Abb. 5.

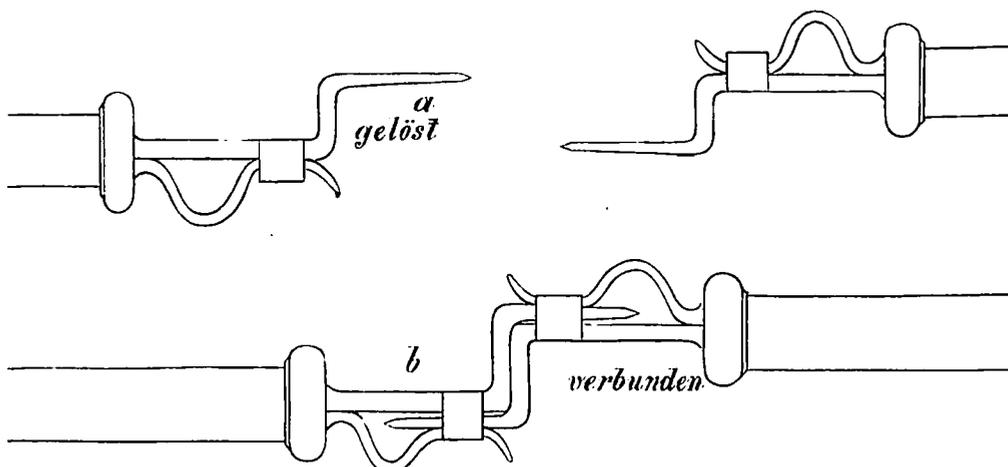


auf andere Art bewirkt werden. Durch die Einschiebung dieses Holzstückchens bei Bechtold, das Einlegen des Bügels bei Prudhorne und das beständige Abheben der Stromschlussfeder bei Rayl wird die federnde Wirkung allmählig aufgehoben, so daß der Zweck dieser Einrichtung verloren geht, und selbst die Kuppelung versagt, wenn die Federn nicht häufig erneuert werden.

Aus diesem Grunde ist beim Signale von Kohn (Textabb. 6) auf die selbsttätige Anzeige von Zugtrennungen verzichtet, zumal ein derartiger Unfall bei der gegenwärtigen Bauart der Zugvorrichtung an Personenzügen nicht zu besorgen ist. Da übrigens in neuerer Zeit bei den österreichischen Schnellzügen fast durchweg die selbsttätige Luftbremse angewendet wird, so zeigt sich jede Zugtrennung sofort am Spannungsmesser und durch die selbsttätige Bremsung selbst an.

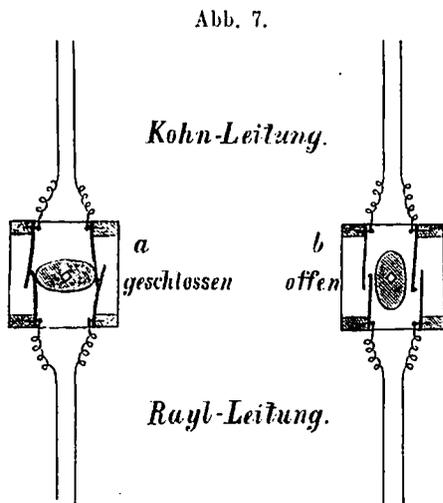
Das Signal Kohn ist insofern mit dem von Bechtold verwandt, als ebenfalls beide Strompole durch stromdicht gesonderte Drähte geführt werden. Die Drähte enden aber hier an beiden Stirnseiten in je einem einpoligen Kabel, deren je zwei hoch oben an dem Laufbrette befestigt sind und ungleich lang herabhängen. Die Enden der Kabel sind mit einem bajonettartigen Metallstücke aus Packfong versehen, so daß die einander gegenüber befindlichen Kabelenden zweier Nachbarwagen in einander gesteckt durch diesen Bajonettverschluss einen sichern metallischen Schluß bilden. Dadurch, daß das Kabel auf der Seite des flachen Buffers länger ist, als das auf der Seite des runden Buffers, wird verhindert, daß die gegen einander versetzten Kuppelungen der zwei Kabelpaare bei etwa auf-

Abb. 6.



tretenden Schwingungen während der Fahrt einander berühren und Stromschluss bewirken; auch soll hierdurch eine Berührung mit dem Eisenrahmen des Faltenbalges verhindert werden, welcher übrigens zur größern Sicherheit an der gefährdeten Stelle mit Leder belegt ist. Wenn die Metallteile der Kuppelung blank gehalten werden, so wird der Nachteil, daß zur Kuppelung und Lösung jedesmal das Wagendach bestiegen werden muß und zwei Handgriffe erforderlich sind, reichlich dadurch aufgewogen, daß bei dieser Einrichtung verhältnismäßig sehr wenig Störungen vorkommen. Allerdings kommt es vor, daß das Lösen der Kabelkuppelungen vorher mit der Hand versäumt wird, wenn ein Zug getrennt werden soll, und daß die Kabel dann gewaltsam auseinander gerissen werden, wie bei einer unbeabsichtigten Zugtrennung; diese für die Kabel nicht vorteilhafte Nachlässigkeit ist jedoch auch bei den anderen Signalen nicht ausgeschlossen, bei denen die Bedienung bequemer ist.

Seit der Verbindung der beiden Signale Kohn und Rayl bei der österreichischen Südbahn werden in den mit beiden Signalen ausgestatteten Schnellzugwagen sowohl von der Kohn-Leitung unter dem Wagendache, als auch von der Rayl-Leitung im Saugerohre je zwei Drähte für die beiden Strompole zu einem in der Nähe des Bremersitzes befindlichen Umschaltkästchen (Textabb. 7) geführt, sodafs je ein Drahtende mit



einer Feder von unten und von oben neben einander zu stehen kommen, ohne sich zu berühren. Soll nun die Rayl-Leitung dazu geschaltet werden, so wird ein zwischen den beiden Federpaaren mittels eines Dornes drehbares, nicht leitendes elliptisches Sperrstück so gedreht, daß es die beiden Federpaare in Berührung bringt. Um die Rayl-Leitung wieder abzuschalten, wird das Sperrstück wieder auf die Schmalseite gedreht. An jedem Wagen muß die Körperleitung des Rayl-Signales stets mit derselben Seite, jetzt mit der Längsgangseite des Kohn-Signales verbunden bleiben, weil sonst beide Leitungsdrähte des letztern mit der Körperleitung des Rayl-Signales in Berührung kommen und dadurch Stromschluss bewirken würden. Zu diesem Zwecke sind die beiden Kabelenden, welche mit der Längsgangleitung des Kohn-Signales verbunden sind, mit je einer Holzkugel gekennzeichnet, sodafs man die zusammengehörenden Kabelenden auch, wenn der Wagen ver-

kehrt im Zuge steht, von außen erkennen und nötigen Falles kreuzweise verbinden kann. \*)

Aus den Bedingungen, welche der vom Ausschusse für technische Angelegenheiten eingesetzte Unterausschuß des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen für die Einrichtung einer Kuppelung der elektrischen Klingelleitung zwischen zwei Wagen aufgestellt hat, geht vor allem der Wunsch hervor, bei dieser Kuppelung den Beschädigungen, welche Witterung, Rauch und Rufs zur Folge haben, dadurch auszuweichen, daß die Verbindungskabel im innern Raume des Faltenbalges angebracht werden, was zweifellos namentlich im Winter günstig ist. Der Raum, welcher hierfür in erster Linie in Betracht kommt, wäre die Fläche zwischen Türrahmen und Faltenbalgrand. Diese Fläche ist bei den verschiedenen Wagen sehr verschieden, bei den einen ist für diesen Zweck hinreichend, bei anderen kaum 100 mm Platz, sodafs ein hier angebrachtes Kabel durch die fortwährenden äußeren Angriffe in kurzer Zeit beschädigt werden würde.

Um also die Kuppelung für alle Fälle sicher in diesem Raume unterbringen zu können, müßten widerstandsfähigere Kabel gewählt werden. Die Erfahrungen, welche man bei dem großen Durchgangsverkehre des Vereines an den D-Zügen mit den bisher verwendeten kurzen zweiteiligen Kabeln gemacht hat, die nur im Bedarfsfalle an die Wagenleitung angeschlossen, sonst aber im Innern des Wagens aufbewahrt wurden und daher oft in Verlust gerieten, bewogen die Mehrheit des Unterausschusses, sich für die Einführung fester Kabel mit muffenartiger Verbindung auszusprechen, welche nicht, wie das bisherige Kabel in der Mitte oberhalb der Tür, sondern seitlich im Faltenbalgraume zwischen Türrahmen und Faltenbalgrand angebracht werden sollen, und zwar auf der Seite des runden Buffers ein längeres Kabel, auf der Seite des flachen Buffers eine dazu passende Steckdose mit federnder Abschlusklappe, sodafs von jeder Stirnwand ein Kabel in die gegenüber befindliche Steckdose des Nachbarwagens mittels eines entsprechenden Metaldornes hineingesteckt werden kann, um die Kuppelung der Leitungen zu bewerkstelligen. Das nicht benutzte Kabel soll an der Stirnwand herabhängen, in einer unten in entsprechender Entfernung zwischen Tür und Faltenbalgrand angebrachten stromdichten Blindmuffe befestigt und vor Beschädigungen geschützt werden. Bis hierher würde die neue Anordnung in den Grundlagen dem Kohn-Signale der österreichischen Südbahn ähnlich sein, wenn die beiden Kabel einpolig wären. Aus den beigegebenen Zeichnungen und aus dem ausgesprochenen Wunsche, daß auch die Kuppelung mit solchen Wagen, die noch die zweipolige Steckdose in der Mitte oberhalb der Tür tragen, ohne Schwierigkeit möglich sein solle, geht aber hervor, daß jedes Kabel ebenfalls zweipolig sein soll, sodafs nur eine einmalige Kuppelung nötig, und das zweite Kabel nur für den Fall des Versagens des ersten vorhanden

\*) Während der Drucklegung dieses Aufsatzes hat die österreichische Südbahn im Einvernehmen mit den österreichischen Staatsbahnen beschlossen, bei ihren Schnellzugwagen das Rayl-Signal zu beseitigen und nur das Kohn-Signal aufrecht zu erhalten; daher werden auch diese Umschaltkästchen und die Holzkugeln allmählich wieder verschwinden.

sein soll. Ein zweipoliges Kabel wird früher unbrauchbar, als ein sonst gleichartiges einpoliges, weil die stromdichte Sonderung der beiden Pole schwieriger ist; ebenso verhält es sich mit der zweipoligen Steckdose. Vor allem aber ist bei der Gabelung der beiden Leitungen darauf zu achten, daß die Drähte nicht gekreuzt werden, weil sonst Stromschluß entstände, wenn zufälligerweise einmal beide Kabel gleichzeitig in ihre Steckdosen eingesteckt würden; dann entstände derselbe Fehler, wie bei der Vereinigung der Signale von Kohn und Rayl, wenn eine falsche Verbindung erfolgt. Derselbe Fehler würde auch bei richtiger Gabelung der Drähte eintreten, wenn die zweipoligen Steckanschlüsse einen Polwechsel zulassen, sodafs etwa die linke Drahtleitung eines zweipoligen Kabels das eine Mal mit der linken, das andere Mal mit der rechten Drahtleitung des Nachbarwagens verbunden würde; wenn dann beide Kabel in ihre Steckdosen eingeschaltet werden, so entsteht Stromschluß. Soviel man aus der Zeichnung entnehmen kann, läßt der jetzige zweipolige Steckanschluß in der Mitte oberhalb der Tür einen Polwechsel zu, was bei dem Vorhandensein von nur einer zweipoligen Kabelverbindung zulässig ist. Sobald aber zwei Kabel mit zweipoliger Leitung eingeschaltet werden können, darf in den Steckanschlüssen kein Polwechsel stattfinden; daher mußten bei der neuen Schaltung anders ausgebildete Steckanschlüsse verwendet werden, wobei dann der Wunsch, daß auch die Kuppelung mit solchen Wagen, die noch die zweipolige Steckdose in der Mitte oberhalb der Tür tragen, ohne Schwierigkeit möglich sein soll, nicht erfüllt werden könnte.

Allen diesen Störungen würde gründlich vorgebeugt, wenn die zweipoligen Kabel aufgegeben, und nur einpolige mit einpoligen Steckanschlüssen verwendet würden, sodafs beispielsweise die linke Drahtleitung nur mit dem Kabel auf der Seite des

runden, die rechte nur mit der Steckdose auf der Seite des flachen Buffers an der einen Stirnseite verbunden würde: ob dann auf der andern Stirnseite eine sinngemäße Verbindung ohne oder mit Kreuzung stattfindet, ist ohne Bedeutung, weil nur ein Paar von Drähten vorhanden ist. Störungen sind dann ausgeschlossen, man hätte ein Signal, bei welchem auch die Kuppelung im Faltenbalgräume ohne Schwierigkeit selbst während der Fahrt vorgenommen werden könnte, und bei welchem die beiden einpoligen Kabel, namentlich aber die nicht benutzten Kabelenden in der stromdichten Blindmuffe vor Beschädigung und Verunreinigung der Berührungsfächen geschützt wären; auch die Steckdose könnte durch einen federnden Deckel vor Verunreinigung bewahrt werden.

Etwaige Kuppelung mit Wagen mit der alten zweipoligen Steckdose in der Mitte oberhalb der Tür müßte bis zur Zeit der allgemeinen Einführung der neuen Kuppelung durch ein bereit gehaltenes Verbindungsstück vermittelt werden, welches auf der einen Seite einen zweipoligen Steckdorn für die alte zweipolige Steckdose, auf der andern Seite eine einpolige Steckdose für das neue einpolige Kabel des Nachbarwagens und ein einpoliges Kabel für die neue, gegenüber befindliche, einpolige Steckdose des neuen Signales enthalten müßte. Ähnliche Vermittlungstücke, wie sie hier nur für die Zeit des Überganges nötig wären, müssen bei den österreichischen Eisenbahnen mit den vier verschiedenen Kuppelungsarten stets bereit gehalten werden, weil Wagenübergänge von einer Bahn zur andern häufig vorkommen. Solche Wagen aber, welche für den Verkehr auf mehreren Bahnen bestimmt sind, etwa die Wagen der internationalen Schlafwagensgesellschaft oder Saalwagen reicher Reisender sind beim Baue gleich mit allen Signalen der Bahnen auszustatten, auf denen die Wagen verkehren sollen.

## N a c h r u f.

Francis William Webb †.

(Engineer 1906, Juni, S. 579 und Engineering 1906, Juni, S. 764.)

F. W. Webb, dessen Name stets mit der englischen London und Nord-West-Bahn verbunden bleiben wird, und der viele Jahre lang eine der ersten Stellen im Lokomotivbaue in der Welt einnahm, ist am 4. Juni 1906 in Bournemouth gestorben. Vor ungefähr vier Jahren nahm Webb Krankheits halber Abschied von der Nord-West-Bahn, der er mit einer kurzen Unterbrechung über ein halbes Jahrhundert angehörte.

Er wurde als Sohn eines Geistlichen im Jahre 1835 in Staffordshire geboren. 1851 trat er bei F. Trevithick, dem ersten Leiter des Lokomotivdienstes der London und Nord-West-Bahn, in den Werken von Crewe in die Lehre. Nach Beendigung seiner Lehrzeit im Jahre 1856 wurde er als Trevithick's Gehülfe angestellt. Im Februar 1859 wurde er Erster Zeichner in Crewe und von September 1861 bis Juli 1866 war er Erster Gehülfe bei Ramsbottom und in Wirklichkeit Leiter der Werke in Crewe. Aufser der Herstellung der Lokomotiven überwachte er in dieser Stellung den Bau des dortigen Bessemer-Stahlwerkes, die Wasserwerke zwischen Whit-

more und Crewe, mehrere Gaswerke und andere Anlagen. Im Jahre 1866 verließ er die London und Nord-West-Bahn und wurde Teilhaber und Leiter der Eisen- und Stahlwerke in Bolton. Bei Ramsbottom's Abgange im Jahre 1871 kehrte Webb nach Crewe zurück und wurde Erster Maschinen-Ingenieur. In dieser Stellung hatte er die Aufsicht über 13000 Beamte. 31 Jahre hatte er die Leitung des Maschinenwesens der Bahn und entwarf nicht nur rund 4000 Lokomotiven, sondern erfand auch eine ganze Reihe von im Eisenbahndienste angewandten Einrichtungen und Werken.

Unter seinem Vorgänger Ramsbottom war in Crewe in der Bearbeitung von Eisen und Stahl viel erreicht worden, sein Stahlhammer und seine Walzwerke sind noch vorhanden. Webb vervollkommnete das Verfahren weiter und stellte eine vollständige Bessemer-Birnenanlage her. Er verwandte eine sehr sinnreiche Einrichtung für das Gießen von Rädern. Die Formen werden auf Platten gestellt, welche schnell um eine senkrechte Achse gedreht werden. Der Stahl wird in der Mitte eingegossen und durch die Fliehkraft nach außen getrieben. Eiserne Schwellen und verschiedene Erfindungen am

Oberbau, an Signalen, Weichen-Stellvorrichtungen, Kesseln, Feuerbüchsen, Blasrohren, Kurbelstangen, Zylindern, Achsbüchsen, Bremsen, Kränen sind die Gegenstände seiner Patente. Die Eisenbahn-Ingenieure kennen Webb als einen unermüdlchen Verteidiger der Verbundlokomotive.

Bald nachdem er die Überwachung der Entwürfe für die Lokomotiven der Nord-West-Bahn übernommen hatte, nahm er eine alte Trevithick-Lokomotive mit Aufsenzylindern, verminderte mittels eines Futterers den Durchmesser eines ihrer Zylinder von 381<sup>mm</sup> auf 229<sup>mm</sup> und prüfte ihr Verhalten als Verbundlokomotive der Mallet-Bauart. Die Ergebnisse waren so günstig, daß er im Jahre 1881 die »Experiment« baute, die erste Lokomotive seiner berühmten Dreizylinder-Verbund-Bauart, sie hatte eine Laufachse und zwei Triebachsen. Zwei außen liegende Hochdruck-Zylinder mit Joy-Steuerung trieben die hintere Triebachse. Die vordere hatte nur eine Triebstange und wurde von einem großen, unter der Rauchkammer liegenden Niederdruck-Zylinder getrieben. So wurde ohne Kuppelstangen Antrieb beider Achsen erreicht. Die Ausströmungsröhre des Hochdruck-Zylinders waren in der Rauchkammer gewunden und bildeten einen kleinen Verbinder. Eine besondere Anfahrvorrichtung war nicht vorhanden. Die Lokomotive wurde durch die Aufsenzylinder, welche für den Schieber des Innenzylinders Dampf lieferten, angetrieben, die Pressungen glichen sich selbst aus. Die großen Mängel dieser Lokomotiven waren erstens, daß sie wegen des großen Rückdruck-Widerstandes im Innenzylinder, der bei den größeren Lokomotiven 762<sup>mm</sup> Durchmesser hatte, nicht schnell bergab laufen konnten, ferner waren sie schlechte Anfahrmaschinen.

Die beiden kleinen Aufsenzylinder konnten einen schweren Zug nicht in Gang bringen, aber sie konnten die Räder der einen Triebachse schleudern lassen und so in den Schieber des Niederdruck-Zylinders Dampf schicken. Beim Anfahren kam es oft vor, daß die Räder der hintern Triebachse schleuderten: bis der Rückdruck im Verbinder zu groß wurde, worauf die Räder anzogen, weil der Niederdruck-Zylinder nun mitwirkte. In allen Fällen begann die Fahrt mit einer mehr oder weniger heftig wogenden Bewegung des Zuges, welche durch den Kolben des Niederdruck-Zylinders hervorgebracht wurde. Bei den zuerst gebauten Lokomotiven war der Innenzylinder mit einer Umsteuerung von Stephenson ausgestattet, bei den späteren wurde sie durch eine zweimittige Scheibe ersetzt, die lose auf der Triebstangenwelle saß und durch Federn genau so angetrieben wurde, wie die Steuerungen der alten Ruderrad-Maschinen. Bis 1893 verwandte Webb die Dreizylinder-Verbundlokomotive für den Personenverkehr. In diesem Jahre entwarf er eine Dreizylinder-Verbundlokomotive mit vier gekuppelten Achsen für den Güterverkehr. Im Jahre 1897 gab er diese Bauart auf und führte eine sehr bewährte Vierzylinder-Verbund-

lokomotive ein, die von Whale durch Anbringung getrennter Absperrschrauben für die Hochdruck- und Niederdruck-Zylinder weiter verbessert ist. Im Jahre 1901 stellte Webb eine vergrößerte Vierzylinder-Verbundmaschine mit außen liegenden Hochdruckzylindern ein, bei der alle Zylinder auf die vordere der beiden gekuppelten Achsen wirken.

Von seinen kleineren Erfindungen sei ein flacher kreisrunder Schieber erwähnt. Die Öffnungen waren den Schneiden des Schiebers angepaßt, sichelförmig gestaltet. Der Mittelpunkt des Schiebers lag nicht auf der Achse der Schieberstange, so daß der Schieber sich im Schieberrahmen drehte und so eine gleichmäßige Abnutzung bewirkte.

Webb war ein beharrlicher Verteidiger des Flußeisens für die Kessel. Im Jahre 1873 begann er flußeiserne Kessel zu bauen. Seine kleinen Kohlenmaschinen mit drei gekuppelten Achsen waren mustergiltig wegen ihrer Einfachheit. Er war der erste, welcher die kleinen Köpfe der Kuppelstangen widerstandsfähig machte. Sie waren mit gehärteten Hülsen versehen, welche, wenn sie locker wurden, durch neue ersetzt wurden. An Stelle der Lagerfutter setzte er gußeiserne unrunde Ringe, die er nach dem Losewerden auswechselte. Auf diese und manche andere Weise suchte er bei Ausbesserungen Ersparnisse zu erzielen, was er bei den damaligen kleinen Lokomotiven auch meist erreichte.

Neben seiner angestrengten fachlichen Tätigkeit übernahm Webb auch Stellen in der Selbstverwaltung von Cheshire, zwei Jahre lang war er Mayor von Crewe, ebenda Vorsitzender der Vereinigung der Maschinenbauer. Zur Errichtung des großen Krankenhauses der Stadt spendete er 100000 M.

Webb war Mitglied der Institution of Civil Engineers, deren Vicepräsidentschaft er zur Zeit seiner Erkrankung führte. Er saß im Rate des Iron and Steel Institute und war lebenslängliches Mitglied der Société des Ingénieurs Civils.

Webb war unverheiratet, und besaß die Härte des Wesens, die man bei Männern seiner Tatkraft und großen Willenstärke häufig findet. So leitete er auch alle ihm unterstellten Betriebe bis in die Einzelheiten selbst, andere zu beauftragen, lag ihm fern. So war er ein äußerst gewissenhafter und erfolgreicher Arbeiter und ein höchst geschätztes Mitglied seiner Gesellschaft, wegen der Sicherheit seiner Führung auch ein geachteter Vorgesetzter, dem jeder mit Überzeugung folgte. Wirkliche Freundschaften zu schließen, war sein Wesen nicht geeignet, und so ist er als erfolgreicher aber einsamer Mann durchs Leben gegangen.

Wir verlieren an ihm einen der hervorragendsten Eisenbahn-Maschinen-Ingenieure, dessen Leistungen in ihrer Nachwirkung noch lange ein ehrendes Andenken weitester Fachkreise wachhalten werden.

# Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

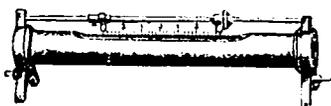
## V o r a r b e i t e n .

### Neue Libelle von Reifs-Zwicky.\*)

(Zeitschrift für Instrumentenkunde 1906, Januar.)

Professor F. Zwicky am Technikum in Winterthur hat eine neue von der mechanischen Werkstatt von R. Reifs in Liebenwerda ausgeführte Anordnung der Berichtigung der Röhrenlibellen erfunden.

Abb. 1.



Bei dieser Anordnung (Textabb. 1) ist die Libellenteilung

\*) D. R. P.

von Libellenrohre getrennt, nämlich in Form eines dünnen, senkrecht stehenden Metallplättchens an einem besondern dünnen Stege über dem Ausschleifungsbogen des Libellenglases angebracht, und zwar an diesem Stege durch eine Schraube wagenrecht verschiebbar, so daß ein beliebiger Punkt des Ausschleifungsbogens der Libelle zum Spielpunkte gemacht werden kann. Die früheren Berichtigungsvorrichtungen stellten den Winkel Null zwischen Libellenachse und Benutzungslinie der Libelle durch Verschiebung der ganzen Libelle in ihrer Fassung her; die neue Einrichtung dagegen durch Aufsuchung des Punktes des Libellenschliffes, in dem die Berührende gleichlaufend zur Benutzungslinie ist, und Verlegung des Hauptpunktes der Libellenteilung dorthin. B—s.

## B a h n h o f s - E i n r i c h t u n g e n .

### Schaltungen elektrischer Stellwerke nach den Bauarten Siemens und Halske und Jüdel.

(Bearbeitet nach dem Vortrage des Regierungs- und Baurates Kroeber im Vereine der Bahnmeister des Bezirkes Halle und im Ingenieur- und Architekten-Vereine Leipzig“. Eisenbahntechnische Zeitschrift, XI. Jahrgang Nr. 8 bis 10.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 18 auf Tafel XXXI.

Die beiden Hauptwerke für den Bau elektrischer Stellwerke sind übereingekommen, Einzelteile nach gleichen Mustern zu verwenden, so daß ein hoher Grad der Vollkommenheit erzielt ist. Zum Betriebe ihrer Anlagen verwenden sie Gleichstrom verschiedener Spannungen, und zwar von 120 bis 130 Volt für Weichen- und Signal-Triebmaschinen, und 25 bis 30 Volt für die Prüfstromkreise, für Signalmeld- und Freigabe-Ströme. Der Strom wird zur Erzielung großer Unabhängigkeit von Speichern geliefert, die abwechselnd geladen werden und Strom abgeben.

Der Verbrauch an elektrischer Arbeit für die Stellwerke ist sehr gering; beispielsweise beträgt der Aufwand für das von Siemens und Halske in Antwerpen errichtete Stellwerk, das 35 Weichen-, 17 Signal- und 33 doppelte Fahrstraßen-Hebel enthält, nur 15,3 K.W.St., was einem Verbrauch von 12 sechszehnerkerzigen Glühlampen entspricht. Die auf den Bahnhöfen Düsseldorf und Bromberg von Jüdel getroffene Einrichtung ist folgende.

Vier Stromspeicher I bis IV (Abb. 1, Taf. XXXI) werden in genau wechselnder Folge ent- und geladen. Jeder dieser Speicher besteht aus 3 Gruppen von je 15 Zellen mit 2 Volt Spannung, bei größeren Entfernungen der Weichen und Signale wird die Zellenanzahl erhöht.

Die Abb. 2 und 3, Taf. XXXI zeigen diese, und zwar den Speicher I auf 30 Volt Entladung, den Speicher II auf 120 Volt Entladung, und Speicher III und IV auf Ladung geschaltet.

Je drei Gruppen von 15 Zellen werden durch die obere Stellung der vier Umschalter U<sub>1</sub> bis U<sub>IV</sub> mit ihren — Polen am Ende und mit den dazu gehörigen + Polen neben die 30 Volt-

Leitung geschaltet, während die untere Stellung dieser Schalter die 45 Zellen hinter einander mit der 30 Volt-Leitung und der 120 Volt-Leitung verbindet, vorausgesetzt, daß der Ladeschalter LU dabei wie in Abb. 1, Taf. XXXI bei Speicher I nach oben gelegt ist. Sollen die Speicher aufgeladen werden, so müssen die Schalter U und AL in die untere Stellung gebracht werden, so daß die Speicher, wie Speicher III und IV der Abb. 1, Taf. XXXI hinter einander zwischen der + und — Leitung L liegen. Diese 90 Zellen werden dann mit einer Spannung von  $\frac{210}{90} = 2,33$  Volt geladen. Um die Zellen in Zeiträumen von vier Wochen auch auf 2,7 Volt aufladen zu können, sind die Aufladeschalter AL vorgesehen, die in ihrer obern Stellung statt der üblichen 90 nur 45 Zellen hinter einander aufzuladen gestatten.

Die vom Ampèremesser LA angezeigte Ladestromstärke wird durch einen Hauptstromregler auf 14 Amp. gehalten, wobei der selbsttätige Ausschalter die Stromzufuhr beim Sinken der Stromstärke auf 3 Amp. unterbricht. Ein Spannungsmesser gestattet mittels Stöpselschalters, in allen drei Leitungen die herrschende Spannung zu ermitteln, während der Schalter STE die Stellwerksleitungen je nach Wunsch mit der 80-, 120- oder E-Leitung verbindet.

Der Grundgedanke elektrisch betriebener Stellwerksanlagen entspricht dem der mechanischen, nur ist die Betriebssicherheit diesen gegenüber dadurch erhöht, daß der Fahrdienstleiter jeden Augenblick in der Lage ist, durch eine an beliebiger Stelle angebrachte Nottaste ohne Zeitverlust die auf »Fahrt« gezogenen Signale wieder auf »Halt« fallen zu lassen, ohne hierbei erst auf die Mitwirkung des Stellwerkswärters angewiesen zu sein. Außerdem erhalten der Fahrdienstleiter und der Stellwerkswärter durch sichtbare Zeichen der Signalmelder Aufklärung über die jeweilige Stellung der Signale.

Die Ausrüstung einer derartigen Station nebst dazu gehörigem Stellwerke zeigt Abb. 4, Taf. XXXI. Der Anzahl der auf der Station vorhandenen Fahrtenwähler, die im Gegen-

sätze zu den Auftrag- oder Block-Knebeln nach beiden Seiten umlegbar sind, falls zwei verschiedene Fahrten an einen derartigen Hebel angeschlossen sind, entspricht die Anzahl der Fahrstrafenschalter des Stellwerkes (Abb. 4, Taf. XXXI). Für jede Gruppe sich gegenseitig ausschließender Fahrstraßen bedarf es im Stationsfreigabewerke nur eines Auftrag- und im Stellwerke nur eines Signal-Knebels. Soll nämlich die Fahrt  $F_3$  stattfinden, so wird nach Linkslegung des Fahrtenwählers ein Stromschluß  $f_3$  (Abb. 5, Taf. XXXI) nach dem Stellwerke herbeigeführt, sofern er durch Umlegung des Auftraghebels  $F_{1,2,3}$  eingeleitet war;  $f_1$  und  $f_2$  werden dabei nicht geschlossen. Um diese zu schließen, müßte der Fahrtenwähler  $f_{1,2}$  erst in die entsprechende Lage umgelegt werden.

In den Stellwerken befinden sich nur die Fahrstraßen-, Weichen- und Signal-Knebel, dagegen sind die Antriebsmaschinen selbst neben den betreffenden Weichen und Signalmasten frei aufgestellt und mit diesen durch Gelenke gekuppelt, wobei derselbe Antrieb je nach Bedarf zur Weichen- oder Signal-Stellung Verwendung finden kann. Eine Antriebsmaschine genügt daher als Aushilfe sowohl für die Weiche, als auch für das Signal. Um Gestängebrüche bei plötzlichen Störungen, wie Aufschneiden der Weichen, plötzlicher Umkehrung der Drehrichtung wegen nötig werdenden Zurücklegens des fraglichen Stellknebels zu vermeiden, sind Reibungskuppelungen hinter den Antrieben eingeschaltet.

Die elektrische Schaltung eines Weichenantriebes mit der Stromquelle ist in Abb. 6, Taf. XXXI wiedergegeben. Man ersieht daraus, daß der 120 Volt-Speicher in den Endstellungen des Weichenknebels vom Antriebe abgeschaltet ist. Dagegen ist durch den 25 Volt-Speicher der sogenannte Prüfstromkreis über  $K_3$   $Au_1$   $V$   $K_2$   $I_2$   $K_6$   $I_3$   $CM_1$  geschlossen, wobei, falls die nicht mitgezeichneten Stromschließer an Zungen- und Backen-Schienen der fraglichen Weiche geschlossen sind, der Anker des Prüfstrommagneten angezogen, und dadurch die zu den zugehörigen Signalen führenden Kuppelstromkreise  $Ku$  geschlossen werden. Hierbei erscheint in dem Fensterchen  $F_1$  ein weißes Feld. Wird nun dieser Prüfstromkreis durch irgend eine äußere Störung, sei es durch Öffnung der Stromschließer an den Weichenzungen bei Aufschneidung der Weiche, oder durch andere Ursachen, plötzlich unterbrochen, so fällt der Anker von dem nun stromlos gewordenen Magneten ab, unterbricht dadurch die Kuppelstromkreise der zugehörigen Signale, so daß diese nicht gezogen werden können, oder wieder in die »Halt«-Stellung zurückfallen und läßt hinter Fensterchen  $F_1$  ein schwarzes Feld erscheinen.

Gleichzeitig wird die Aufmerksamkeit des Stellwerkswärters durch Ertönen eines Weckers erregt.

Wird nun der Blockknebel der Weiche umgelegt, so wird durch den rollentragenden Ansatz dieses Knebels der Schalter  $Au_1$  von  $K_3$  auf  $K_4$  gedrückt, dadurch der Prüfstromkreis unterbrochen und ein Schluß des Antriebsstromkreises von dem 120 Volt-Speicher über  $K_4$   $Au_1$   $V$   $K_1$   $L_1$   $U_1$   $K_5$ , Maschinenwicklung  $S_1$ , Anker  $A$ , Bürsten  $B_1$   $B_2$ , Leitung  $E$  zurück zum Speicher hergestellt, sodafs der Antrieb die Weiche umlegt. Mit dem Weichengestänge gleichzeitig bewegt sich der Schalter  $U_2$  von  $K_6$  nach  $K_7$ , um eine etwa nötig werdende

Rückwärtsbewegung der Weiche vor eingenommener Endlage durch diese Umkehrung der Stromrichtung im Anker der Antriebsmaschine zu ermöglichen. Kurz vor Erreichung der Zungenendlage wird auch der Schalter  $U_1$  zwangläufig von  $K_5$  nach  $K_6$  hinüber geschoben, wodurch der Antrieb von der Stromquelle abgeschaltet und der Prüfstromkreis jetzt durch den 120-Voltspeicher wieder geschlossen wird. Nun zieht  $CM_1$  wieder den Anker an, die Kuppelstromkreise sind wieder geschlossen, so daß etwaige Signalbewegungen vorgenommen werden können, und  $Au_1$  wandert wieder von  $K_3$  nach  $K_4$ . Durch letztere Bewegung schaltet sich der 120-Voltspeicher aus, an dessen Stelle aber nun der 25-Voltspeicher tritt. Man hat daher  $Au_1$  den »Sparschalter« genannt. Die Ruhelage ist nun wieder hergestellt. Die Durchführung dieser Schaltungen zeigt Abb. 7, Taf. XXXI.

Sollen zwei oder mehrere Weichen durch einen Blockknebel gleichzeitig verstellt werden, so durchläuft der Speicherstrom in der eben geschilderten Weise hinter einander die Antriebe der beiden Weichen. Auch hierbei ist in den Ruhe-Endlagen ein Prüfstromkreis zur Sicherheit des Betriebes geschlossen. Der bei Bedienung der Weiche aus  $L_1$  (Abb. 8, Taf. XXXI) kommende Strom geht über  $U_1$  durch die Antriebsmaschine zur Erde zurück, wobei sich nach obigem  $U_2$ , dann nach eingetretenem Anliegen der Weichenzungen  $U_1$  zwangläufig umschaltet, was ein Anlaufen der zweiten Triebmaschine zur Folge hat. Nach erfolgter Umlegung der zweiten Weiche wird entsprechend  $U_4$ , dann  $U_3$  umgeschaltet. Hierdurch wird der Prüfstromkreis über  $L_3$  geschlossen; der Magnet  $CM_1$  legt den »Sparschalter« um, der den 120-Voltspeicher aus- und den 25-Voltspeicher einschaltet. Die Fensterchen zeigen weiße Felder. Wird der Prüfstromkreis durch Aufschneiden einer Weiche unterbrochen, so öffnet der vom stromlos gewordenen Magneten  $CM_1$  abgefallene Anker einen Stromschließer der betreffenden Weiche, beispielsweise  $W_1$ , so daß mit Hilfe des eingebauten Weckerelektromagneten (Abb. 9, Taf. XXXI) ein Wecker ertönt, der den Wärter aufmerksam macht.

Soll aus irgend welchen Gründen eine Weiche für den Fall nicht umgelegt werden können, daß irgend ein dahinter liegendes Gleisstück mit Fahrzeugen besetzt ist, so wird dieses durch Einbauen einer ausgesonderten Schiene an beliebiger Stelle des fraglichen Gleisstückes erzielt. Ihre Wirkungsweise ist ohne weiteres aus Abb. 10, Taf. XXXI verständlich.

Die Schaltung der Signalantriebe ist nach Abb. 11, Taf. XXXI der der Weichenantriebe ähnlich und nach dem Vorhergehenden verständlich. Nur ist eine nicht mit abgebildete elektrische Kuppelung zwischen Antriebs- und Signalzugstange eingebaut, die den Signalantrieb bei nicht geschlossenem Kuppelstromkreise leer laufen läßt, sodafs der Arm in seiner »Halt«-Stellung bleibt. Außerdem ist die in Abb. 11, Taf. XXXI gestrichelte Knebelsperre angeordnet, die das Umlegen des Signalknebels nur bei erregtem Kuppelstrommagneten  $KuM_1$ , also bei weißem Fensterchen  $F_2$  erlaubt, während sie im andern Falle bei rotem Fensterchen den Knebel unter Verschluss hält.

Die ausgeführte Schaltung einer derartigen Stationsblockung zeigt Abb. 12, Taf. XXXI.

In diesem Beispiele ist angenommen, daß der Auftragknebel nur eine Fahrstrafse freigibt, sonst treten an die Stelle der einen Leitung  $L_3$  so viele, wie Fahrstraßen von dem Blockknebel freigegeben werden.  $CM_2$  ist wieder der Prüfstrommagnet. SpM bedeutet einen durch Umlegen des Fahrstraßenhebels stromlos werdenden Sperrmagneten, der ein erneutes Umlegen des Blockknebels erst nach Zurücklegung des Fahrstraßenknebels im Stellwerke ermöglicht, wodurch  $I_4$  wieder Strom erhält. Fenster  $F_5$  zeigt weißes Feld bei freiem, grünes bei gesperrtem Blockknebel.  $KuM_2$  ist der Kuppelstrommagnet, der erregt weißes, stromlos rotes Feld zeigt.  $RM_2$  ist ein Signalfügel-Rückmelder und  $AR_2$  dessen Magnetanker, der vor dem roten oder weißen Felde je nach der Signalstellung einen roten oder weißen Querbalken erscheinen läßt (Abb. 13 bis 15, Taf. XXXI). WF ist eine Widerruftaste und WS eine Nottaste, mittels deren das Signal in Notfällen wieder auf »Halt« gebracht werden kann.

Im Fahrstraßenfelde ist der Sperrmagnet FM für den Fahrstraßenhebel angeordnet, dessen Anker  $AS_2$  eine grüne oder weiße Scheibe, oder bei doppelter Bewegungsmöglichkeit des Knebels farbige Halbscheiben (Abb. 16, Taf. XXXI) erscheinen läßt, je nachdem der Hebel gesperrt oder freigegeben ist.

Die Freigabe der Fahrstrafse spielt sich folgendermaßen ab (Abb. 12, Taf. XXXI):

1. Auftragknebel nach links, dadurch Schieber BS nach unten, Stromschließer  $K_5$  und  $K_6$  geschlossen. Daher wird:
  - a) der Freigabestrom eingeleitet; dieser fließt von  $B_1$  über  $K_6$ ,  $Au_2$ ,  $K_3$ ,  $L_3$ ,  $K_8$ , FM, Klingel KL, Erde nach  $B_1$  und zieht  $AS_2$  an.  $F_3$  wird weiß, Klingel KL ertönt, der Fahrstraßenknebel wird stellbar;
  - b) der Sperrstrom eingeleitet; dieser fließt durch  $B_2$  über  $K_{11}$ ,  $L_6$ , Sp,  $MK_5$ , Erde nach  $B_2$  und hält  $AR_1$  fest, also ist der Auftraghebel frei, so lange der Fahrstraßenknebel noch nicht umgelegt wird,  $F_1$  ist weiß.
2. Fahrstraßenknebel nach links, Schieber FS schließt  $K_7$ ,  $K_9$ ,  $K_{10}$ ,  $K_{12}$  und öffnet  $K_{11}$ . Dadurch wird:
  - a) FM stromlos,  $AS_2$  fällt ab und sperrt den gezogenen Fahrstraßenknebel, Klingel KL schweigt,  $F_3$  wird grün;
  - b) der Freigabestrom von  $K_8$  nach  $K_3$ ,  $L_2$ ,  $CM_2$  nach Erde umgeschaltet, er wird jetzt also Prüfstrom, zieht  $Au_2$  an, schaltet  $B_1$  von  $K_3$  auf  $K_4$  um;
  - c) der Freigabestrom zum Kuppelstrom, welcher von  $B_1$  über  $K_6$ ,  $Au_2$ ,  $K_4$ ,  $K_2$ ,  $KuM_2$ ,  $L_4$ ,  $K_{10}$ ,  $Rk_2$ , Stromschließer der Weichenschalter auf unten zu erörterndem Wege über Erde nach  $B_1$  fließt. Der Kuppelstrom zieht  $AK_2$  an, Fenster  $F_4$  wird weiß und zeigt an, daß Kuppelstrom vorhanden ist. Da  $CM_2$  stromlos ist, mußte  $Au_2$  abfallen und wieder nach  $K_3$  überspringen. Um dieses zu verhindern, ist eine hier nicht gezeichnete mechanische Sperre angebracht, die beim Zurückziehen des Auftragknebels durch die Stange BS wieder ausgelöst wird;

- d) der Sperrstrom bei  $K_{11}$  unterbrochen,  $AS_1$  fällt ab und sperrt den Auftragknebel,  $F_6$  wird grün, also erfolgt die Anzeige, daß der Fahrstraßenknebel umgelegt und der Auftragknebel nicht stellbar ist.

Vorgang beim Auflösen der Fahrstrafse:

#### I. Regelmäßig durch den Zug.

1. Der Zug befährt SJ und Sk. So lange eine Achse auf der nichtleitenden Schiene steht, ist Speicher  $B_3$  kurz geschlossen.
2. Der Zug verläßt SJ und betätigt Sk allein.
  - a) Einmaliger Freigabestrom von  $B_3$  über  $L_7$ ,  $K_7$ , FM, Kl, Erde nach  $B_3$ .  $AS_2$  wird angezogen, die Klingel ertönt. Das Signal fällt auf »Halt«, da der Kuppelstrom bei  $Rk_2$  unterbrochen wird.
  - b) Dauerfreigabestrom von  $B_2$  über  $K_{12}$ ,  $Rk_1$ , FM, Kl, Erde nach  $B_2$ . Fenster  $F_3$  wird weiß, Fahrstraßenknebel rückstellbar. Der Dauerfreigabestrom ist erforderlich, da der Strom nach Überfahren des Schienenstromschließers Sk daselbst unterbrochen wird, der Anker  $AS_2$  also wieder abfallen und den Hebel sperren würde, so daß er nicht zurückgelegt werden könnte.
3. Fahrstraßenhebel wird in die »Halt«-Stellung gelegt.
  - a) Der Dauerfreigabestrom (2b) wird bei  $K_{12}$  unterbrochen, Anker  $AS_2$  fällt ab und sperrt den Hebel in der Grundstellung, Fenster  $F_3$  wird grün, die Klingel schweigt;
  - b) der Sperrstrom ist wieder hergestellt und fließt von  $B_2$  über  $K_{11}$ ,  $L_6$ , Sp, M,  $K_5$ , Erde nach  $B_2$ . Anker  $AS_1$  wird angezogen, wobei das Fenster  $F_6$  weiß wird. Dadurch wird angezeigt, daß
    - a) der Fahrstraßenknebel wieder in »Halt«-Stellung gebracht und
    - b) der Auftragknebel wieder frei ist. Grün bedeutet also bei diesen beiden Knebeln, daß sie gesperrt, weiß, daß sie stellbar sind.
4. Der Auftragknebel wird in die »Halt«-Stellung zurückgebracht, wodurch  $Au_2$  auf  $K_3$  gebracht wird, und der ursprüngliche Zustand vor Umlegung des Auftragknebels in die gestrichelte Lage wieder hergestellt ist.

#### II. Ausnahmsweise durch die Widerruftaste bei Fahrstraßenwiderruf, Versagen der selbsttätigen Auflösung.

W wird auf  $K_1$  gebracht: Es bildet sich ein Auflösestrom  $B_1$ ,  $K_1$ ,  $L_1$ ,  $K_7$ , denn wenn Widerruf erforderlich wird, ist der Fahrstraßenknebel umgelegt und der Stromschluß hergestellt, FM, Kl Erde  $B_1$  und weiter, wie beim Auflösen durch den Zug.

Im Blockfelde der Station und im Fahrstraßenfelde des Stellwerkes spielen sich demnach hinter einander folgende Vorgänge ab:

1. Bei Grundstellung des Stationsblock- und Stellwerk-Hebels ist der Auftragknebel frei beweglich,  $F_5$  weiß, der Fahrstraßenknebel gesperrt,  $F_3$  grün, die Klingel stumm.
2. Bei gezogenem Auftrag- aber nicht gezogenem Fahrstraßen-Knebel ist der Auftragknebel frei beweglich,  $F_5$

weiss, der Fahrstraßenknebel zum Stellen frei,  $F_3$  weiss, die Klingel tönt.

3. Bei gezogenem Auftrag- und gezogenem Fahrstraßenknebel sind beide Knebel gesperrt,  $F_3$  und  $F_5$  grün, die Klingel ist stumm.
4. Nach Auflösung durch den Zug oder die Widerruftaste ist der Auftragknebel gesperrt,  $F_5$  grün, der Fahrstraßenknebel zum Rückstellen frei,  $F_3$  weiss, die Klingel tönt.
5. Nach Rückstellung des Fahrstraßenknebels ist  $F_3$  grün, Klingel stumm, der Auftragknebel zum Rückstellen frei,  $F_5$  weiss.
6. Nach Rückstellen herrscht derselbe Zustand wie unter 1.

Mit dem Fahrstraßenfelde des Stellwerkes sind die Signalfelder verbunden.

Diese enthalten den Kuppelstrommagneten  $KuM_1$  (Abb. 17, Taf. XXXI und Abb. 11, Taf. XXXI), den Magneten  $RM_1$  der Signalmastmeldung, sowie am Signalmaste noch den Magneten  $KuM_3$ , der erst beim Auftreten des Stromes durch Anziehen des Ankers den Arm mit der Triebmaschine kuppelt, und endlich die Stromschließer  $Ku_{13}$  bis  $Ku_{15}$  an den Weichenzungen, durch die richtiges Anliegen der Weichen gewährleistet wird. Das Auftreten des Kuppelstromes ist bei Erörterung der Freigabe der Fahrstrasse unter 2c) bereits erklärt. Sind die dort erwähnten Vorbedingungen erfüllt, so läuft (Abb. 17, Taf. XXXI) der von  $B_1$  über  $K_6$ ,  $Au_2$ ,  $K_4$ ,  $K_2$ ,  $KuM_2$ ,  $I_4$ ,  $K_{10}$ ,  $RK_2$  kommende Strom weiter über die Weichenstromschließer  $Ku_{13}$ ,  $Ku_{14}$ ,  $Ku_{15}$  und den Magneten  $Ku$ ,  $M_1$ , der bei angezogenem Anker  $AK_2$  den Signalhebel durch Auslösen der Sperre  $Sp$  freigibt, über  $K_{16}$  Erde zum Speicher  $B_1$ . Nach Stellung des Signalhebels geht der Strom statt über  $K_{16}$  nun über  $K_{17}$  nach

$Ku_2$ ,  $M_2$ , dessen Anker jetzt den Signalarm mit der Triebmaschine kuppelt, und von hier durch die Erde nach  $B_1$  zurück. Das Signal nimmt »Fahrt«-Stellung ein. In dieser werden die Signalmelder  $RM_1$  und  $RM_2$  mittels Schließung von  $K_{18}$  betätigt, wodurch  $F_2$  und  $F_4$  weisse Felder mit weissem Querbalken zeigen. Die »Halt«-Stellung des Signales wird auf gewöhnlichem Wege vom Zuge durch Unterbrechung von  $RK_2$ , oder in Notfällen durch die Taste  $WS$  herbeigeführt.

Ist mit einem Einfahrsignale ein Vorsignal verbunden, so wird dieses von dem Stromkreise der Hauptsignale mit bedient, und zwar in derselben Weise, wie es oben bei der Kuppelung mehrerer Weichen auseinandergesetzt ist. Nur ist hier eine besondere Leitung  $L_3$  und der Stromschließer  $K_{18}$  (Abb. 18, Taf. XXXI) vorgesehen, damit sich das Vorsignal erst nach Eintritt der »Fahrt«-Stellung des Hauptsignales auf »Fahrt« stellen kann. Bei mehrflügeligen Signalen werden alle Flügel von derselben Triebmaschine bedient, während jeder Flügel seine Kuppelmagneten erhält. Nur die Flügel, deren Magnet erregt ist, sind mit der Triebmaschine gekuppelt, nur diese stellen sich daher.

Bei der Ausführung dieser Stellwerke kommen gewisse zweckmäßige Abänderungen vor, die aber nicht von grosser Bedeutung sind. Die Quelle bringt derartige Abänderungen, so die Auflösung der Fahrstrasse durch Magnetschalter. Außerdem teilt sie noch einige Einzelheiten mit, sowie zum Schlusse Schaltübersichten für eine elektrische Stellwerksanlage, für ein dreiflügeliges Einfahrsignal mit Vorsignal und für ein einflügeliges Einfahrsignal ohne Vorsignal unter der Voraussetzung gegenseitigen Ausschlusses dieser Signale. R—1.

## Maschinen- und Wagenwesen.

### Schrumpfmass für Radreifen.

(Master Mechanics' Association, Juni 1905.)

Als Schrumpfmass für das Aufziehen der Radreifen war in Amerika bisher meist  $1/300$  üblich. Bei grossen Triebbraddurchmessern zeigte sich jedoch vielfach Losewerden der Radreifen, sobald ihre Stärke etwa nur noch  $50 \text{ mm}$  betrug. Der für die Untersuchung dieses Gegenstandes eingesetzte Ausschuss schlug daher die Annahme eines Schrumpfmasses von  $1/600$  bei allen Radsternen von mehr als  $1676 \text{ mm}$  Durchmesser vor, nachdem die Pennsylvaniaabahn schon seit Jahren bei allen Radreifen ein Schrumpfmass von  $1/640$  angeordnet hat. Die Besprechung ergab jedoch die Notwendigkeit der weiteren Prüfung dieser Frage im Zusammenhange mit der Gestaltung des Radkörpers und der Befestigungsart der Radreifen. Beim Übergange von gußeisernen zu den jetzt in den Vereinigten Staaten fast ausschliesslich verwendeten Stahlformguß-Radsternen hat man bei letzteren vielfach anscheinend zu schwache Querschnitte der Speichen und Felgen angenommen. Wenigstens haben genaue Messungen an einzelnen Radgestellen nach dem Aufschrumphen der Reifen S-förmige Gestalt der Speichen, sowie seitliches Ausweichen der Nabe bis zu  $1,5 \text{ mm}$  ergeben. Kennzeichnend ist übrigens, daß die Stahlformguß-Radsterne meist nicht aus einem geschlossenen Stücke bestehen, sondern fast allgemein in

der Felge aufgesprengt werden; einzelne Werke lehnen sogar Gewährleistungen für nicht aufgesprengte Radsterne ab. Der Schlitz wird bisweilen nur mit Weissmetall ausgegossen, die grösseren Bahnverwaltungen hobeln jedoch den Schlitz aus und schliessen ihn durch einen bearbeiteten Keil. M-n.

### Wasserraum der Feuerbüchsen.

(Master Mechanics' Association, Juni 1905.)\*

Die geringe Lebensdauer der Feuerbüchsen wird in Amerika vielfach darauf geschoben, daß der Wasserumlauf in dem Raume zwischen innerer und äusserer Feuerbüchse namentlich bei den breiten Feuerbüchsen nicht genüge. Man führt daher den Bodenring bei diesen Feuerbüchsen, der früher gleich den europäischen Ausführungen nur etwa  $70$  bis  $90 \text{ mm}$  stark war, jetzt fast durchweg  $100$  bis  $115 \text{ mm}$  stark aus. Größere Stärken bringen Schwierigkeiten im Schmieden und Nieten des Ringes mit sich. Nach oben erbreitert sich der Wasserraum meist bis auf  $150$  bis  $200 \text{ mm}$ . Abgesehen vom bessern Wasserumlaufe bringt der breite Raum den Vorteil langer Stehbolzen mit sich. Über die Dauerhaftigkeit dieser haben die Baldwinwerke sehr

\*) Organ 1901, S. 35; 1902, S. 37; 1904, S. 174 bis 176; 1905, S. 61.

lehrreiche Versuche angestellt. Stäbe von verschiedenen Längen, die mit je 1800 kg belastet waren, wurden am Ende um  $\pm 2,4$  mm gebogen: es hielten aus:

Stäbe von 203 mm Länge . . .	1620	Biegungen
« « 165 « « . . .	960	«
« « 127 « « . . .	695	«

Durch eine Verlängerung des Stehbolzens um 65 % wird also seine Dauer um 133 % erhöht.

Die Chicago Burlington und Quincy Bahn hat einige Lokomotiven mit 10 mm-Stehbolzen bei 76 mm Feldteilung ausrüsten lassen, doch liegen noch keine abschließenden Ergebnisse über die Bewährung dieser Stehbolzen vor.

Auch die Wasserräume zwischen den Rohren werden jetzt in Amerika bereits häufig zu 22 mm bei Rohren bis 57 mm Durchmesser angenommen, während man hier selten über 20 mm geht.  
M—n.

### 3/7 gekuppelte Tender-Lokomotive der Madrid- und Alicante-Bahn. (Engineer, 17. November 1905, S. 485. Mit Abb.)

Für den Vorortdienst der Madrid, Saragossa und Alicante-Bahnen sind von J. A. Maffei, München, mehrere 3/7 gekuppelte Tenderlokomotiven mit vordern und hinterm Drehgestelle gebaut. Die Lokomotiven sind für fast ebene Strecken mit Krümmungen von 180 m Halbmesser und 1672 mm Spur bestimmt; ihre durchschnittliche Geschwindigkeit beträgt 60 km/St. Mit Rücksicht auf schnelles Anfahren und möglichst einfache Bauart sind sie als Zweizylinder-Zwillings-Lokomotiven ausgeführt. Sie haben Kolbenschieber von 220 mm Durchmesser mit äußerer Einströmung und Heusinger-Steuerung der üblichen Anordnung. Auch in der Bauart der übrigen Einzelheiten lehnen sich die Lokomotiven eng an die der deutschen Bahnen an. Die Belastung jeder Triebachse beträgt 13 t, das Reibungsgewicht ist also nur 39 t; auf jedes der beiden Drehgestelle entfällt eine Belastung von 17 t.

Die Hauptabmessungen sind:

Dampfzylinder, Durchmesser d . . .	440 mm
« Hub h . . .	630 «
Triebraddurchmesser D . . .	1544 «
Heizfläche, innere H . . .	172 qm
Rostfläche R . . .	2,85 qm
Dampfüberdruck p . . .	12,5 at
Heizrohre, Serie { Länge . . .	4100 mm
« Anzahl . . .	137
Mittlerer Kesseldurchmesser . . .	1450 mm
Gewicht, leer . . .	54,5 t
« im Dienste, Triebachslast $L_1$ . . .	39 «
« « im ganzen L . . .	71,5 «
Inhalt des Tenders, Wasser . . .	8 cbm
« « Kohlen . . .	3,5 t
Verhältnis H : R . . .	60
« H : L . . .	2,4 qm/t
Zugkraft $Z = \frac{d^2 h}{D} \cdot 0,5 p$ . . .	4940 kg

Verhältnis Z : H . . .	28,7 kg/qm
« Z : L . . .	69 kg/t
« Z : $L_1$ . . .	127 «

T.

### Eigenschaften von Mischmetallen nach Atomgewichts-Verhältnissen.

Im Vereine deutscher Maschinen-Ingenieure berichtete Herr W. Rübel aus Hamburg \*) über physikalische Eigenschaften von Mischmetallen, welche nach den Atomgewichtsverhältnissen bei gewöhnlichen und höheren Wärmestufen hergestellt sind.

Dem Streben des Gewerbes, Gewicht und Größe der Maschinen bei Steigerung der Leistung zu verringern, kommen die Entwurfsarbeiten unter Ausnutzung der neuesten Erkenntnis der Mechanik in weitgehendem Maße nach, der Erfolg hängt aber daneben auch von der Beherrschung der Baustoffe ab. Auf dem Gebiete der Eisen- und Stahlerzeugung ist ein derartiger Fortschritt bereits festzustellen; dagegen herrschen auf dem Gebiete der Herstellung der übrigen Mischmetalle noch die durch Jahrhunderte überlieferten Gebräuche.

Die Verbesserung der Mischmetalle bedingt zugleich den Ausbau des Gießereiwesens.

Die Erfahrungen des Herrn W. Rübel ergeben, daß bei Öfen mit natürlichem Zuge die besten Güteziiffern zu erreichen sind, auch ist bei diesen der Abbrand der Metalle geringer als bei Schmelzöfen mit künstlichem Zuge. Dies dürfte darauf zurückzuführen sein, daß in Öfen mit natürlichem Zuge nicht ein solcher Überfluß von Sauerstoff herrscht, wie bei künstlichem Zuge, so lange das Metall noch nicht geschmolzen, aber durch die hohe Erhitzung schon oxydationsfähig ist.

Bei der Herstellung eines Mischmetalles bester Eigenschaften kommt es in erster Linie darauf an, wie die Atome der verschiedenen Metalle in der fertigen Mischung gelagert sind, denn nur auf Grund dieser Erkenntnis können Verbesserungen erzielt werden, im Gegensatz zu der früheren Art der Ermittlung durch planloses Versuchen.

Der Kohlenstoffgehalt des Roheisens kann mit dem Eisen gebunden auftreten, kann aber auch als Graphit für sich einen Teil des Metalles ausmachen. Durch Verbrennung des Kohlenstoffes und durch mehrere Glühprozesse wird der Kohlenstoffgehalt auf ein bestimmtes Maß gebracht; man strebt dabei die möglichst vollständige Bindung des Kohlenstoffes mit dem Eisen an. Die Verbindung aus Kohlenstoff und Eisen im Stahle heißt Zementit. Wird dieser von Ferrit wie von einer Schale umgeben, so heißt die Kristallverbindung Perlit. Je gleichmäßiger Perlit in dem Stahle verteilt ist, desto weniger Spannungen treten in dem Stoffe auf und desto gleichmäßiger sind Festigkeit und Dehnung.

Viele andere Beispiele zeigen, daß die im Verhältnisse der Atomgewichte zusammengestellten Mischmetalle die von der Maschinenteknik verlangten Eigenschaften am sichersten darbieten.

\*) Ausführlich in Glaser's Annalen.

### Vierachsiger Wagen mit Selbstentladung durch Bodenklappen.

(Railroad Gazette 15. Dez. 1905, S. 558. Mit Abb.)

Der Wagenboden enthält 16 Klappen, die sich um zwei nahe der Wagenmitte angeordnete Längsachsen drehen. Je vier Klappen werden mittels einer gemeinsamen Welle von den Stirnseiten aus eingestellt. Durch eine besondere Anordnung der Hebel soll die Rückbewegung der Klappen nur geringen Kraftaufwand erfordern.

Ru.

### Versuchs-Lokomotiven der Pennsylvania-Bahn.

(Railroad Gazette 5. Jan. 1906, S. 16. Mit Abb.)

Um genaue Versuche anzustellen, hat die Pennsylvania-Bahn zehn Lokomotiven beschafft, von denen je zwei mit einander übereinstimmen. Fünf sollen auf den Strecken östlich von Pittsburg, die andern fünf auf den westlichen Dienst leisten. Neben den Versuchen im Betriebe sind auch noch Versuche auf dem Prüfstande in Aussicht genommen. Die fünf von einander verschiedenen Bauarten mit ihren Hauptabmessungen sind folgende:

Erbauer . . . . .	Baldwin	American Locomotive Works	de Glehn, Société Alsacienne	American Locomotive Works	American Locomotive Works	
Bauart . . . . .	2/5 (4-IV-2)	2/5 (4-IV-2)	2/5 (4-IV-2)	3/5 (2-VI-2)	4/5 (2-VIII-0)	
d Zylinderdurchmesser Hochdruck cm . . . . .	40,6	40,6	36,0	54,6	58,4	
d <sub>1</sub> „ Niederdruck cm. . . . .	68,6	68,6	60,0	—	—	
h Zylinderhub cm . . . . .	66,0	66,0	64,0	71,1	81,3	
D Triebraddurchmesser cm . . . . .	203,2	203,2	203,5	203,2	160,0	
H Heizfläche qm . . . . .	243,44	243,23	222,42	330,93	320,75	
R Rostfläche qm . . . . .	5,156	5,156	3,15	5,11	5,146	
p Überdruck at . . . . .	14,41	14,41	16	14,06	14,06	
Rohr- {	Länge mm . . . . .	5384,67	4978,25	4400	5944	4724
	Durchmesser mm . . . . .	57,15	50,8	70 (Serve)	57,15	50,8
	Anzahl . . . . .	261	315	139	322	446
Kesseldurchmesser mm . . . . .	1702	1702	1510	1892	2386	
L Dienstgewicht t . . . . .	88,45	90,94	73,4	106,36	99,79	
L <sub>1</sub> Triebachslast t . . . . .	54,657	53,160	39,84	65,66	89,81	
Wasserbehälter cbm . . . . .	20,8	20,8	—	26,5	26,5	
Kohlenraum t . . . . .	11,33	9	—	9	11,8	
H : R Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche . . . . .	47	47	70	65	62	
H : L Verhältnis qm/t . . . . .	2,75	2,68	3,04	3,1	3,2	
Z <sub>1</sub> Zugkraft, angegeben kg . . . . .	10570	10570	8870	12600	20730	
Z „ berechnet kg $0,38 \frac{p \cdot h \cdot d^2}{D}$ . . . . .	8400	8400	6900	$0,5 \frac{p \cdot h \cdot d^2}{D} = 7300$	$0,6 \frac{p \cdot h \cdot d^2}{D} = 14500$	
Z : H kg/qm . . . . .	34,5	34,5	31	22	45	
Z : L kg/t . . . . .	95	92,5	94	69	145	
Z : L <sub>1</sub> kg/t . . . . .	154	158	173	111	162	

Wesentliche Unterschiede liegen in der Anzahl, Länge und im Durchmesser der Rohre; die Versuche sollen auch besonders mit Rücksicht auf die Wirkung der verschiedenen Rohranordnungen angestellt werden.

Ru.

### Kohlen-Vorbringer für Lokomotiv-Tender.

(Railroad Gazette 12. Jan. 1906, S. 45. Mit Abb.)

Um dem Heizer bei langen Strecken das Heranholen der Kohlen zu erleichtern, ist auf der Rückwand des Kohlenraumes eine bewegliche Platte angeordnet, die in der Ruhestellung zum Boden des Tenders etwa eine Neigung von 45° hat. Die Platte ist um Bolzen am untern Ende drehbar, ihre Bewegung wird durch zwei Zylinder von 200 mm Durchmesser bewirkt, denen Preßluft zugeführt wird.

Die Vorrichtung, die insbesondere für Tender mit großem

Kohlenraume in Frage kommt, ist bei 28 Lokomotiven der Atchinson, Topeka und Santa Fé Bahn im Betriebe und soll sich so gut bewährt haben, daß die Vorrichtung für 20 weitere Lokomotiven bestellt ist. Der dargestellte Tender faßt 9 t Kohlen.

Ru.

### 2,4 gekuppelte Personenzug-Lokomotive für die New-Jersey-Zentral-Bahn.

(Railroad Gazette 19. Jan. 1906, S. 56.)

Auf einer Strecke mit Steigungen von 1 : 85 in der einen und 1 : 56 in der andern Richtung wurden bisher  $\frac{3}{5}$  gekuppelte Lokomotiven zur Beförderung der Züge von 122 t verwendet, wegen der scharfen Krümmungen haben sich diese aber nicht bewährt. Deshalb sind  $\frac{2}{4}$  gekuppelte Lokomotiven mit großer Leistung beschafft. Diese sollen die Züge auf der 170 km

langen Strecke trotz der ungünstigen Steigungen und bei sehr vielen Aufhalten mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 50 km/St. befördern. Der Rahmen besteht aus Stahlgufs. Der Kessel hat eine Feuerbüchse nach Woolten. Die Hauptabmessungen sind:

Zylinder-Durchmesser d . . . . .	48,3 cm
Zylinder-Hub h . . . . .	66,0 "
Trieb-rad-Durchmesser D . . . . .	175,3 "
Heizfläche II . . . . .	170 qm
Rostfläche K . . . . .	7,58 "
Überdruck p . . . . .	14,06 at
Rohr- { Länge . . . . .	3810 mm
{ Durchmesser . . . . .	50,8 "
{ Zahl . . . . .	280
Kesseldurchmesser . . . . .	1727 mm
Dienstgewicht L . . . . .	71,646 t
Triebachsgewicht L <sub>1</sub> . . . . .	49,00 "
Tender-Wasserbehälter . . . . .	18,9 cbm
" -Kohlenraum . . . . .	11 t
Verhältnis II : R . . . . .	22,2
" H : L . . . . .	2,38 qm/t
Zugkraft $Z = \frac{d^2 h \cdot 0,5 p}{D}$ . . . . .	6150 kg
Verhältnis Z : H . . . . .	36 kg/qm
" Z : L . . . . .	86 kg/t
" Z : L <sub>1</sub> . . . . .	125 "

Ru.

**2/5 gekuppelte Vier-Zylinder-Schnellzug-Lokomotive für die Great Northern Bahn.**

(Engineer 26. Jan. 1906, S. 95. Mit Abb.)

Die Lokomotive wurde von der Vulkan-Gießerei G. m. b. H. in Newton-le-Willows erbaut. Die Feuerbüchse ist nicht, wie sonst bei den 2/5 gekuppelten Lokomotiven, oberhalb des Rahmens über der hintern Laufachse angeordnet, sondern innerhalb des Rahmens über der hintern Triebachse.

Die Lokomotive hat eine Anfahrvorrichtung, um dem Verbinder Frischdampf von verminderter Spannung zuzuführen und eine Steuerung, durch die die Füllungen der Hochdruck- und der Niederdruck-Zylinder unabhängig von einander eingestellt werden können.

Zylinderdurchmesser Hochdruck d . . . . .	35,6 cm
" Niederdruck d <sub>1</sub> . . . . .	58,4 "
Zylinderhub h . . . . .	66,0 "
Triebraddurchmesser D . . . . .	203,3 "
Heizfläche II . . . . .	213,69 qm
Rostfläche R . . . . .	2,88 "
Dampfüberdruck p . . . . .	14,06 at
Länge der Serve-Rohre . . . . .	3,630
Kesseldurchmesser, außen . . . . .	1565 mm
Dienstgewicht L . . . . .	64,41 t
Triebachslast L <sub>1</sub> . . . . .	33,6 "
Tender { Wasserbehälter . . . . .	16,67 cbm
{ Kohlenraum . . . . .	4,53 t

Verhältnis II : R . . . . .	74
" H : L . . . . .	3,3 qm/t
Zugkraft $Z = \frac{d_1^2 h}{D} \cdot 0,39 \cdot 14,06$ . . . . .	6070 kg
Verhältnis Z : H . . . . .	28,5 kg/qm
" Z : L . . . . .	94,3 kg/t
" Z : L <sub>1</sub> . . . . .	180 "

Ru.

**2x3/3 gekuppelte Tender-Lokomotive der belgischen Staatsbahnen.**

(Engineer 2. Febr. 1906, S. 109. Mit Abb.)

Während bisher auf der Steilrampe bei Lüttich immer zwei Drucklokomotiven verwendet wurden, versieht die neu beschaffte Doppel-Tender-Lokomotive allein diesen Dienst. Da feine Klarkohle gefeuert wird, ist die Feuerbüchse nach Belpaire sehr breit; deshalb sind zwei Heizer erforderlich.

Um das Reibungsgewicht während der Fahrt nicht ungleichmäßig zu verringern, sind die Wasserkästen sowohl auf dem vordern, als auch auf dem hintern Drehgestelle angeordnet.

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Zylinderdurchmesser Hochdruck d . . . . .	50,0 cm
" Niederdruck d <sub>1</sub> . . . . .	81,0 "
Zylinderhub h . . . . .	65,0 "
Triebraddurchmesser D . . . . .	130,0 "
Heizfläche II . . . . .	251,5 qm
Rostfläche R . . . . .	7,84 "
Dampfdruck p . . . . .	15 at
Rohr- { Länge . . . . .	4,050 mm
{ Durchmesser . . . . .	70 mm (Serve)
{ Zahl . . . . .	164
Kesseldurchmesser . . . . .	1500 mm
Gewicht, leer . . . . .	91,6 t
" mit Vorräten L . . . . .	109,6 "
Triebachsgewicht L <sub>1</sub> . . . . .	109,6 t
Wasser . . . . .	9 cbm
Kohlen . . . . .	3 t
Verhältnis II : R . . . . .	32
" H : L . . . . .	2,3 qm/t
Zugkraft $Z = \frac{d_1^2 h}{D} \cdot 0,45 \cdot 15$ . . . . .	22100 kg
Verhältnis Z : H . . . . .	88 kg/qm
" Z : L . . . . .	201 kg/t

Ru.

**Verhalten einer elektrischen Lokomotive während eines Schneesturmes.**

(Railroad Gazette 16 Febr. 1906. Mit Abb.)

Die Stromzuführung auf der in Frage kommenden Strecke erfolgt durch eine dritte Schiene. Zur Anstellung von Versuchen sind fünf verschiedene Anordnungen der Schutzwände für diese Schiene vorgesehen. Während ein Teil ohne jede Schutzwand ausgeführt ist, sind an anderen Teilen entweder eine schräge obere Abdeckung mit oder ohne seitliche Schutzwand, oder eine wagrechte obere Abdeckung mit Seitenwand angebracht.

Bei der fünften Form ist die Schiene oben befestigt, die Stromabnahme erfolgt durch einen von unten angedrückten Bügel.

Bei starkem Schnee, der bis 15 cm über den Schutzbrettern lag, zeigte sich an der ungeschützten Schiene bei der ersten Fahrt nur ein geringes Funken, bei den folgenden Fahrten wurde die Stromabnahme jedoch immer ungünstiger, weil sich aus dem Schnee durch die Funken Eis bildete, sodafs das Befahren der Strecke am Ende des Versuches beinahe unmöglich war.

Bei den geschützten Schienen waren die Verhältnisse ähnlich, zum Teil noch schlechter, weil der Schneeräumer an der Lokomotive den Schnee unter die Schutzwand warf. Die Stromabnahme durch einen von unten gegen die Schiene gedrückten Schuh hat sich weit besser gezeigt, als die anderen Bauarten.

Ru.

#### Benzin-elektrischer Trieb-Wagen.

(Railroad Gazette 23. Febr. 1906, S. 188. Mit Abb.)

Der Wagen wird durch zwei elektrische Triebmaschinen angetrieben, die entweder hinter oder neben einander geschaltet werden können. Der elektrische Strom wird in dem Wagen selbst erzeugt und zwar mittels einer sechszyndrigen Benzinmaschine. Die Zylinder von 203,2 mm Durchmesser und 254 mm Hub sind in zwei Gruppen geteilt. Die beiden Gruppen von je drei Zylindern sind um 90° gegen einander versetzt. Der Rahmen der Maschine besteht aus Stahlgufs, für Deckbleche ist Aluminium verwendet. Der Vergaser ist so eingerichtet, dafs statt Benzin auch Kerosin, Spiritus oder Rohöl verwendet werden können. Die Zündung geschieht elektrisch.

Die Maschine treibt unmittelbar einen Stromerzeuger von 200 Amp. bei 250 Volt. Ein Speicher von 112 Zellen und 200 Amp.-Stunden Aufnahmefähigkeit dient als Ausgleicher und zum Anfahren, auch zur Unterstützung bei Bergfahrten. Bei einer grössten Geschwindigkeit von 80 km/Str. soll der durchschnittliche Benzinverbrauch 1,05 l/km betragen. 380 l Benzin können untergebracht werden.

Ru.

### B e t r i e b .

#### Zugwiderstände.

Regierungs-Baumeister Denninghoff teilte im Vereine deutscher Maschinen-Ingenieure über die Ermittlung der Zugwiderstände der Eisenbahnfahrzeuge das folgende mit. \*)

Im Jahre 1834 sind von Pambour auf den französischen Eisenbahnen Versuche zur Ermittlung des Widerstandes einzelner Fahrzeuge angestellt und später von Clark, Harding, Gooch, Welkner und anderen fortgesetzt. Der Engländer Clark war der erste, der eine einfache brauchbare Formel zur Berechnung der Zugwiderstände aufgestellt hat. Eine Erweiterung der Clark'schen Formel rührt von dem Ingenieur Harding her. Eine dritte Formel ist von den Ingenieuren Vuillemin, Guebbard und Dieudonné auf Grund von Versuchen auf der französischen Ostbahn aufgestellt worden. Der Vortragende besprach sodann die Versuche von Gofs, Professor Frank, Barbier, Leitzmann und v. Borries. In der neusten Zeit boten die Versuche der Studiengesellschaft für elektrische Schnellbahnen eine besonders gute Gelegenheit, Ermittlungen über die Zugwiderstände der Eisenbahnfahrzeuge anzustellen, weil für diese Versuche ein guter Oberbau zur Verfügung stand, weil hohe Fahrgeschwindigkeiten zur Anwendung kamen, und weil vorzügliche Messvorrichtungen vorhanden waren. Diese Widerstandsmessungen sind nicht nur mit den vorhandenen beiden Schnellbahnen, sondern auch mit zwei Gepäckwagen neuester Bauart mit zwei zweiachsigen Drehgestellen vorgenommen.

Die Ermittlung des Widerstandes erfolgte in verschiedener Weise und zwar:

1. mittels eines Zugkraftmessers, der zwischen den zu untersuchenden Schnellbahnen und die den Wagen ziehende Lokomotive geschaltet wurde;
2. durch Messung des Arbeitsverbrauches der elektrischen Triebwagen;
3. durch Auslaufversuche und
4. durch Messung der Drehmomente der Triebmaschinen.

\*) Ausführlich in Glaser's Annalen.

Die Auslaufversuche wurden in der Weise ausgeführt, dafs die Wagen durch eine Dampflokomotive oder durch ihre eigene Kraft in die gewünschte Anfangsgeschwindigkeit gebracht wurden, oder aber, indem die Wagen auf eine Gefällstrecke geschoben wurden und von dem Zustande der Ruhe aus abließen. Da sich bei den ersten Versuchen mit geringen Anfangsgeschwindigkeiten alle die kleinen Unebenheiten der Strecke beim Aufzeichnen der Geschwindigkeit bemerkbar machten, wurde die Streckenlage genau einnivelliert und in Rechnung gezogen. Die unter 1. bis 3. aufgeführten Verfahren zur Ermittlung des Zugwiderstandes sind bisher häufig angewendet, neu dürfte aber die Bestimmung des Zugwiderstandes durch Messung des Drehmoments der Triebmaschinen sein. Hierfür eigneten sich die Schnellbahnen ganz besonders deswegen, weil die Anker unmittelbar auf den Achsen sitzen, also die Kraft unmittelbar auf diese übertragen. Die Maschinengehäuse üben dasselbe Drehmoment in entgegengesetzter Richtung aus; dieses ist gemessen worden, indem die starre Verbindung des Gehäuses mit dem Wagengestelle zunächst durch Schraubenfedern ersetzt wurde, deren Beanspruchung das Mafs für das Drehmoment ergibt. Die Lagenänderung der Federn wurde durch eine Hebelübersetzung auf ein Zeigerwerk mit Schreibwerk und Uhr im Wagen übertragen. Später wurde die Messung bei dem zweiten Schnellbahnen durch eine Presswasser-Vorrichtung bewirkt.

Von grösfer Bedeutung erschien die genaue Ermittlung des Luftwiderstandes; daher wurden bei allen Versuchsfahrten Messungen des Luftdruckes ausgeführt. Von grösfer Bedeutung für den Widerstand, den ein Zug findet, ist auch die Form der Fahrzeuge. Es kam daher darauf an, zu ermitteln, welche Form einem Eisenbahn-Fahrzeuge gegeben werden mufs, damit der Luftwiderstand möglichst gering wird. Da die Wagenform während der Versuchsfahrten nicht verändert werden konnte, blieb nur übrig, den Einflufs der Gestalt auf die Grösse des Luftwiderstandes an Modellen zu erproben, wie schon Newton den Luftwiderstand durch Messung der Ausschlagweiten eines im luftgefüllten Raume schwingenden Pendels ermittelt hat.

Das Ergebnis der Versuche der Studiengesellschaft ist die Aufstellung einer einfachen Formel zur Berechnung des Zugwiderstandes, in der eine Trennung des Eigenwiderstandes von dem Luftwiderstande durchgeführt werden konnte. Die Formel gibt keine völlig genauen Werte, weil der Widerstand, den ein Zug in Wirklichkeit findet, von sehr vielen äußeren Um-

ständen abhängt, die sich in der Formel nicht ausdrücken lassen. Trotzdem kann wohl behauptet werden, daß an Genauigkeit so viel geleistet ist, wie bei der Berechnung von Zugwiderständen für den Betrieb billiger Weise gefordert werden kann.

## Technische Litteratur.

**Von der Erhaltung der Energie und dem Gleichgewichte des nachgiebigen Körpers.** (Virtuelle Verschiebungen.) Ein Kapitel aus der technischen Mechanik. Von C. J. Kriemler. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag. Preis 1,3 M.

Das Heft bringt eine eingehende Betrachtung der Verhältnisse der Arbeiten der äußeren, inneren und Reibungskräfte und der lebendigen Kraft bei Verschiebungen elastischer Körper, im Anschlusse an die früheren Untersuchungen Mohr's und Engesser's über den Gültigkeitsbereich der Cartigliano'schen Gesetze und die von Engesser eingeführte »Ergänzungs-«, hier »Überschuß«-Arbeit. Die Untersuchungen gipfeln in der Behandlung des Gleichgewichtes elastischer Körper, insbesondere zum Zwecke der Ermittlung statisch nicht bestimmbarer Größen. Es ist höchst beachtenswert, die theoretischen Grundlagen neuerer Statik, die grade im Eisenbahnwesen eine bedeutende Rolle spielt, von verschiedenen Seiten beleuchtet zu sehen. Wir begrüßen in der vorliegenden Schrift, die sich tunlichst selbstständig zu halten sucht, und die in der Vorführung mehrerer Anwendungsbeispiele von den einfachsten bis zu recht verwickelten zu greifbaren Ergebnissen kommt, eine wertvolle Erweiterung der Behandlung der Arbeitsgesetze in der Statik und empfehlen ihre eingehende Durchsicht; das Ergebnis wird für jeden eine Vertiefung der Durchdringung dieses wichtigen Gebietes der Statik sein.

**Handbuch der Eisenbahngesetzgebung in Preußen und dem deutschen Reiche.** Von K. Fritsch, Geh. Oberregierungsrat und vortragendem Rate im Reichsamte für die Verwaltung der Reichseisenbahnen. Berlin 1906, J. Springer. Preis 16 M.

Das mit dem Inhaltsverzeichnisse fast 1000 Oktavseiten enthaltende umfassende Werk behandelt die reichs- und landesherrlichen Vorschriften, die für Eisenbahnen erlassen sind, in den Abschnitten: Allgemeine Bestimmungen, [Verwaltung der Staatseisenbahnen und Staatsaufsicht über Privatbahnen, Beamte und Arbeiter, Finanzen und Steuern, Eisenbahnbau, Grundwerb und Rechtsverhältnisse des Grundeigentumes, Eisenbahnbetrieb, Eisenbahnverkehr, Verpflichtungen der Eisenbahnen im Interesse der Landesverteidigung, Post- und Telegraphen-Wesen, Zollwesen und Handelsverträge. Die Zusammenfassung aller dieser Gegenstände und ihre Erörterung unter Beifügung maßgebender Erklärungen und Entscheidungen hat die Beherrschung eines überaus weiten Rechtsgebietes zur Voraussetzung, da nicht allein Gesetze und behördliche Erlasse der beiden im Titel genannten staatsrechtlichen Gebiete, sondern namentlich für neuere Zeit auch zahlreiche Festsetzungen in Frage kommen, die auf Vereinbarungen mehrerer Staaten beruhen, wie etwa die Technische Einheit, die den größten Teil von Europa umfaßt.

Das Inhaltsverzeichnis erschließt den vielseitigen und ver-

wickelten Inhalt durch die zweckmäßig gewählten Stichworte, bei denen je die Stellen der Gesetze, Erlasse und Bestimmungen angegeben sind, die auf sie Bezug haben. So ist es nicht nur möglich, sondern auch leicht, sich über alle mit dem Eisenbahnwesen in Verbindung stehende Rechtsfragen Auskunft zu verschaffen, das Buch ist daher als ein für jeden mit dem Eisenbahnwesen in Beziehung Stehenden, mag er Beamter oder Geschäftsmann sein, höchst nützlich zu bezeichnen.

**Illustriertes Technisches Wörterbuch in sechs Sprachen.** K. Deinhardt und A. Schloman, Ingenieure. Band I.\*) Maschinenelemente und die gebräuchlichsten Werkzeuge. Dipl.-Ing. P. Stülpnagel. München 1906, R. Oldenbourg. Preis 5 M.

Der erste Band dieses eigenartig gestalteten Wörterbuches liegt nun vor; nach seiner Durchsicht glauben wir, daß es sich um ein sehr nützlich und vielversprechendes Werk handelt. In handlicher Größe und guter Ausstattung bringt es die begrifflich geordneten Maschinenelemente in 41 Abschnitten stets in den Benennungen der sechs Sprachen: deutsch, englisch, französisch, russisch, italienisch, spanisch, und zwar wird jeder Gegenstand, bei dem das irgend erwünscht ist, durch eine zwischen die sechs Benennungen gesetzte Skizze erläutert. So ist ein reicher, aber noch unübersichtlicher Sprachstoff geschaffen. Um ihn aufzuschließen ist ein buchstäblich geordnetes Verzeichnis zunächst für die fünf mit lateinischen Buchstaben zu deckenden Sprachen, dann russisch nachgefügt, in dem man Seitenzahl und Nummer auf der Seite für jeden Gegenstand findet. So entsteht ein leicht zu benutzender Schlüssel für die technischen Bezeichnungen der sechs Sprachen, darüber hinaus aber durch die sehr zahlreichen und gut gewählten Skizzen ein Werk, das zugleich ziemlich weitgehenden Aufschluß über das Wesen der bezeichneten Dinge gibt.

Die ganze technische Sprache wird in elf so eingerichtete Bändchen zerlegt. Da aber der einzelne Techniker doch immer nur ein, oder wenige Gebiete bearbeitet, so wird die Benutzung des Ganzen durch diese Teilung erleichtert, nicht erschwert, es wird nur selten vorkommen, daß man zur Auffindung einer Bezeichnung mehrere Bände heranziehen muß.

Da das buchstäblich geordnete Verzeichnis jedes Bandes die Sprachen vollständig durcheinander wirft, so ist das Buch für Angehörige der sechs Sprachgebiete in ganz gleicher Weise brauchbar. Sehr lehrreich ist es, die sechs Benennungen eines Gegenstandes stets vereinigt vor sich zu haben.

Wir betrachten das Werk als ein solches von sehr umfassender Nützlichkeit, und benutzen daher das Erscheinen des ersten Bandes zu wiederholter Empfehlung.

\*) Organ 1906, S. 88.