

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXIII. Band.

6. Heft. 1886.

### Ueber Leistungsfähigkeit des Oberbaues mit breitfüssigen Schienen und hölzernen Querschwellen.

Von F. Loewe, Professor an der Technischen Hochschule zu München.

(Schluss von Seite 183.)

Einige Angaben in dieser Hinsicht rühren von Sarrazin her. Nach seinem ersten Berichte (Deutsche Bauzeitung 1877, S. 476) frassen sich auf sehr verkehrsreichen Linien die Schienen bei unmittelbarer Auflagerung auf Kiefern-Schwellen um 6<sup>mm</sup> im Jahre ein, dagegen nur um die Hälfte, wenn sie auf Unterlagsplatten aufgelegt waren, deren Flächeninhalt ungefähr doppelt so gross war, als der mit der Schwelle in Berührung stehende Schienenfuss. Später wiederholte Untersuchungen haben ergeben, »als Mittel aus 105 Messungen an Schwellen ohne und 105 Messungen an Schwellen mit Unterlagsplatten, das durchschnittliche Eindringen binnen 2 Jahren 5 Monaten: ohne Platten zu 8,81<sup>mm</sup>, d. h. im Jahre 3,90<sup>mm</sup>, mit Platten zu 5,35<sup>mm</sup>, oder im Jahre zu 2,20<sup>mm</sup>. Dieses Ergebniss kann als genügend sicher gelten und findet noch eine Bestätigung in dem früher mitgetheilten, welches etwas grössere Maasse ergab; dieselben erklären sich dadurch, dass damals die Schwellen neu eingelegt waren und zunächst die äussere, weichere, noch nicht gepresste Holzschicht in Angriff kam.« (Deutsche Bauzeitung 1880, S. 55.) Später, bei ausgiebiger Verwendung von Unterlagsplatten, stellte sich die Sache noch günstiger; so wird im Centralbl. d. Bauverw. 1883, S. 438 rechts, angeführt: »Nachdem jetzt die Beobachtung eines siebenjährigen Zeitraumes vorliegt, hat sich herausgestellt, dass das Eindringen bei Unterlagsplatten ein noch viel geringeres ist, was sich auch von vornherein erwarten liess, da in der ersten Zeit die oberen, weniger festen Faserschichten in Angriff kommen und da ausserdem das Eindringen nachlassen muss, in dem Masse, wie die allmähliche Zusammenpressung des Holzes stattgefunden hat. Die auf der in Rede stehenden Versuchsstrecke während des siebenjährigen Zeitraumes über das Eindringen angestellten Beobachtungen haben ergeben, dass dasselbe im Jahre durchschnittlich weniger als 1<sup>mm</sup> betrug. Hiernach darf man also annehmen, dass bei guten Unterlagsplatten ein Zerstoren der Schwellen durch Einfressen kaum noch vorkommen wird.«

Aus den bisherigen Darlegungen geht mit aller Bestimmtheit hervor, dass es zur Erhöhung der Schwellendauer zweckmässig sein müsse, auf verkehrsreichen Linien und überall dort, wo sich starke mechanische Angriffe fühlbar machen, in erster Linie deren Verminderung anzustreben, um dann erst auch noch das Tränken mit Vortheil zur Anwendung bringen zu können.

Dass durch letzteres auch die Widerstandsfähigkeit des Holzes gegen mechanische Einwirkungen erhöht wird, ist nicht erwiesen, eine wesentliche Wirkung in dieser Richtung ist jedoch kaum wahrscheinlich. So hat sich z. B. Funk bei seinen bekannten Versuchen über die Haftkraft der Nägel auch mit dieser Frage beschäftigt und jene günstige Wirkung, wenigstens in dem besonderen von ihm untersuchten Fall, nicht finden können. Er sagt in seinem Berichte\*) hierüber wörtlich Folgendes: »Es konnten nur Versuche mit durch Zinkchlorid getränkten Schwellen angestellt werden, welche Tränkflüssigkeit auf den Hannover'schen Bahnen seit 12 Jahren zur Anwendung gebracht wird, und es verhielt sich die Haftkraft der Nägel gegen Ausziehen nach 75 Versuchen mit Tannen-Schwellen bei getränkten gegen ungetränkte im Mittel wie 1:1,06, dagegen nach 54 Versuchen mit Eichen-Schwellen wie 1:1,01, und zeigten dabei frisch getränkte gegen alt getränkte Schwellen einen Unterschied nicht.«

Und später äussert er ganz bestimmt: »Das Tränken der Schwellen mit Zinkchlorid hat auf die Haftkraft der Nägel keinen Einfluss. In ganz frisch behandelten, vom Wasser noch vollständig durchzogenen Schwellen scheint die Haftkraft der Nägel etwas geringer zu sein.«

Dagegen findet sich in dem Berichte zu der Frage Gruppe I No. 5 für die Technikerversammlung in Berlin die folgende

\*) Zeitschr. d. A.- u. I.-V. zu Hannover 1860, S. 41.

Aeusserung der Württembergischen Staatsbahn:\*) »Mussten kyanisirte Nadelholzschwellen früher, als nach 12—14jährigem Liegen ausgewechselt werden, so war dies meist dem mangelhaften Holze und dem Losewerden der Nägel auf Grund mechanischer Einwirkungen zuzuschreiben, da in solchen Fällen die Fasern im Innern des Holzes sich früher lockerten, als die äussere Kruste desselben, in welche das Quecksilbersublimat eindrang und diese zugleich verdichtete. Diesem Uebelstande glaubt man durch das Tränken mit Zinkchlorid unter Druck, durch welchen die Flüssigkeit mechanisch in das Holz eingetrieben wird, entgegen zu wirken.«

Auch die Köln-Mindener Bahn sagt in ihrem Berichte\*\*) für die Stuttgarter Versammlung geradezu: »Das Tränken hat auf den Grad der mechanischen Abnutzung einen wesentlichen Einfluss, da die rascher in Fäulniss übergehenden Schwellen auch rascher mechanisch abgenützt werden.«

Im Gegensatz hierzu erwähnt die bayerische Staatsbahnverwaltung gelegentlich ihrer Beantwortung der Frage Gruppe I No. 8 zur Technikerversammlung in Stuttgart:\*\*\*) »Der Splint der nach Boucherie's Verfahren mit schwefelsaurem Kupferoxyd getränkten Schwellen widersteht zwar der Fäulniss, wird aber spröde und es fressen sich die Schienenfüsse, die Fasern zerreibend, rascher in die Schwellen ein, als bei nicht getränkten Schwellen.«

Als vorzügliches Mittel zur Abminderung der mechanischen Einwirkungen und damit zur Verlängerung der Schwellendauer haben sich die Unterlagsplatten bewährt, welche schon seit längerer Zeit als unentbehrlich zur Erzielung einer ausreichenden Befestigung des Schienenstranges erkannt worden waren. Von dieser letztgenannten Aufgabe derselben wird bei anderer Gelegenheit die Rede sein, hier handelt es sich zunächst nur um ihre Bedeutung für den Schutz der Eisenbahnschwellen.

Es ist vorhin schon auf die Mittheilungen von Sarrazin in der Deutschen Bauz. 1877 und 1880 hingewiesen worden, welche neuerdings eine Fortsetzung im Centralblatt der Bauverwaltung gefunden haben. Dieselben enthalten auch hierher gehörige bestimmte Angaben über die Nützlichkeit von Unterlagsplatten, wie sie insbesondere auf der Köln-Giessener Bahn in einer scharf gekrümmten ( $r = 377^m$ ), sehr stark befahrenen Versuchsstrecke seit dem Jahre 1876 beobachtet worden waren. Schon in den ersteren Aufsätzen in der Deutschen Bauz. wird sehr entschieden betont, dass sowohl die schädliche Wiederholung des Nagelns in Folge von Spurveränderungen, wie auch das Nachkappen der Schwellen zur Wiederherstellung der beim Einfressen des Schienenfusses verloren gegangenen Auflagerungsfläche desselben bei Verwendung von Unterlagsplatten wesentlich vermindert werde, letzteres insbesondere nur halb so oft erforderlich sei, als wenn die Platten fehlten.

Noch günstiger ist das Bild, welches in den Berichten vom Jahre 1883 entworfen wird †), und der ziffermässige Nach-

weis für die Zweckmässigkeit der Unterlagsplatten, wie er durch die nachstehend aufgenommenen Tabellen erbracht wird, verdient besondere Beachtung.

	Ausgewechselt wurden in den Jahren							
	bis 1876	1877	1878	1879	1880	1881	1882	1877/82
Eichene Schwellen	66819	2326	1827	2676	4479	2956	5313	19577
Kieferne „	35571	2320	1496	1283	2298	1141	2209	10747

	Durchschnittliches Alter der ausgewechselten Schwellen							
	bis 1876	1877	1878	1879	1880	1881	1882	1877/82
Eichene Schwellen	10,3	13,8	14,0	14,3	14,8	14,8	16,6	15,5
Kieferne „	12,8	15,4	16,5	16,7	14,4	14,9	15,5	15,5

Die auffallende Thatsache, dass die Eichen-Schwellen von vornherein eine kürzere Dauer als die Nadelholz-Schwellen aufweisen, erklärt sich aus dem Umstande, dass erstere ausschliesslich in den scharfen Krümmungen, letztere nur in den Geraden und ganz flachen Krümmungen Verwendung gefunden hatten. Und wenn dann später die Dauer der Eichenholz-Schwellen rascher zunimmt, als jene der Kiefern-Schwellen, so liegt der Grund darin, dass Unterlagsplatten zunächst ausschliesslich und später vorzugsweise in den gekrümmten Strecken verlegt wurden. Bis zum Jahre 1876 war deren Verwendung überhaupt eine beschränkte; von da ab stieg ihre Anzahl jedoch nur allmählich, so dass 4 Jahre später in sämtlichen Curven durchschnittlich erst die Hälfte der Schwellen mit Platten versehen war, während sie damals in den geraden Strecken noch vollständig fehlten. Es wird ausdrücklich hervorgehoben, es könne nicht zweifelhaft sein, dass noch viel bessere Ergebnisse erzielt worden wären, wenn man von vornherein alle Schwellen mit Unterlagsplatten ausgerüstet hätte. Es sei dies deutlich an der schon früher erwähnten, scharf gekrümmten Versuchsstrecke der Köln-Giessener Bahn zu erkennen, wo auf sämtlichen mit Zinkchlorid getränkten Schwellen, eichenen wie kiefernen, je 2 Platten angeordnet worden waren. »Nach einer nunmehr siebenjährigen Betriebsdauer ist noch keine der Schwellen ausgewechselt worden. Bei den eichenen Schwellen hat auch noch keine Umnagelung stattgefunden (mit Ausnahme von 2 vereinzelt Schwellen aus besonderen Gründen). Die Nagelung ist also bei den eichenen Schwellen noch dieselbe, welche vor 7 Jahren ausgeführt wurde. Es hat seitdem keine andere Unterhaltung als Heben, Richten und Stopfen stattgefunden. Das Gleis ist noch in gutem Zustande; die Spur hat sich durchschnittlich um  $3,6^{mm}$  erweitert — an einzelnen Stellen bis zum Höchstmaasse von  $6^{mm}$  — und einstweilen ist eine Umnagelung nicht erforderlich. Kieferne Schwellen haben sich nur wenig anders verhalten, indessen war doch die Spurerweiterung eine etwas grössere (schliesslich  $8^{mm}$  im Durchschnitt) und es musste allmählich zur Umnagelung geschritten werden, welche im Durchschnitte etwa nach 7 Jahren einmal bei jeder Schwelle stattgefunden hat. Dagegen ist eine Nachkappung bisher auch bei den weichen Schwellen nirgends erforderlich gewesen, und wird auch für die nächste Zeit noch nicht erforderlich werden.«

\*) IX. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 19.

\*\*) VI. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 22 links.

\*\*\*) VI. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 20.

†) Centralblatt d. Bauverw. 1883, S. 437, 449.

Da jede Schwelle im Allgemeinen ein wiederholtes Nageln verträgt und ein nicht zu häufiges Nachkappen für ganz unbedenklich gilt, so ist demnach der Beweis als geliefert zu betrachten, dass die Schwellen aus hartem wie aus weichem Holze unter allen Umständen bis zum Faulwerden ausgenützt werden können, und dass folglich die Anwendung eines passenden Tränkungsverfahrens unbedingt zu empfehlen ist. Schliesslich kann man den im besprochenen Artikel gezogenen Schlussfolgerungen voll und ganz zustimmen,

1. dass durch Unterlagsplatten die Schwellendauer in ausserordentlicher Weise verlängert wird, und
2. dass bei Verwendung solcher kieferne Schwellen auch in scharfen Krümmungen und bei starkem Betriebsangriff genügende Sicherheit gewähren.

Dem gegenüber ist es wirklich auffallend, dass in den Technikerversammlungen d. V. D. E.-V., wo der Nutzen der Unterlagsplatten zur Erhöhung des Widerstandes der Gleise so häufig dargethan wird, dieselben doch fast gar nicht in Verbindung mit dem Tränken der Schwellen und deren Dauer besprochen werden. Es geschieht dies nur von einzelnen Bahnverwaltungen, so z. B. von jener der Oesterreichischen Nordwestbahn in dem Berichte über die Mittel zur Verlängerung der Schwellendauer für die Versammlung in Düsseldorf (1874), wo es heisst: \*) »Ebenso schützt die Verwendung von Schienenunterlagsplatten die Schwellen gegen das Einschneiden des Schienenfusses in das theilweise schon von Fäulniss angegriffene Holz.« Sodann von der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in dem Berichte zu der Frage Gruppe I No. 6 für die Berliner Versammlung (1884):\*\*\*) »Die Erfahrungen, welche bezüglich der Auswechslung der getränkten und nicht getränkten Schwellen gemacht wurden, sind aus der umstehenden Tabelle zu ersehen. Zu den dort verzeichneten Ergebnissen wird ganz besonders hervorgehoben, dass bei dem dichten Verkehre auf unseren Linien die mechanische Zerstörung der Schwellen eine ausschlaggebende Rolle spielt. In Folge dieses dichten Verkehrs und der langen, schweren Züge findet nämlich bei jenen Schwellen, auf welchen keine Unterlagsplatten angebracht sind, baldigst ein Einfressen des Schienenfusses statt, wodurch die Nachdixelung der Schwellen bedingt wird. Diese Nachdixelungen und die bei fehlenden Unterlagsplatten häufig sich wiederholende Berichtigung der Gleisweite hat Umnagelungen im Gefolge, wodurch die mechanische Zerstörung wesentlich begünstigt und die Auswechslung der Schwellen in Folge dessen nothwendig wird, bevor dies wegen Fäulniss erforderlich wäre. Die mechanische Zerstörung der Schwelle, welche unter gleichen Umständen um so nachdrücklicher auftritt, je weniger Platten zur Verwendung gelangen, hat bei uns in der Regel immer mehr als 30% der Schwellenauswechslung betragen, auf einzelnen Strecken sogar 65%. Dieser Umstand, sowie die Erwägung, dass, wenn die Wirkung der Tränkung ausgenützt werden soll, die vorzeitige Zerstörung der Schwellen durch mechanische Angriffe thunlichst beseitigt werden muss, hat uns vor Kurzem Veranlassung gegeben, sämmtliche in der offenen Bahn zur Verlegung kom-

mende Schwellen mit Unterlagsplatten zu versehen.« Und auch die Württembergische Staatsbahn sagt am gleichen Orte (S. 19): »Wenn auf alle diese Verhältnisse (nämlich Vorsicht beim Aussuchen der Hölzer, sorgfältige Behandlung derselben, entsprechende Einbettung, gute Bahnunterhaltung u. dgl.) Rücksicht genommen und in stärkeren Krümmungen die nöthige Anzahl von Unterlagsplatten auch auf den Zwischenschwellen angewendet wird, so haben die Erfahrungen im Allgemeinen ergeben, dass kyanisirte Nadelholz-Schwellen mindestens eine eben so lange Dauer gewähren, als eichene nicht getränkte Schwellen.«

Mittelbar konnte zwar der Nutzen von Unterlagsplatten zur Erhöhung der Schwellendauer auch aus einzelnen Schlussfolgerungen zu den Berichten entnommen werden, so z. B. aus jener zu dem für die Stuttgarter Technikerversammlung (1878) gelieferten Berichte über die Frage Gruppe I No. 20, die Mittel gegen das Kanten der Schienen etc. betreffend:\*) »Von den bisher gegen das Kanten der Schienen und zur Erhaltung der Spurweite angewendeten besonderen Mitteln, als doppelte Nagelung, Schienenschrauben, Unterlagsplatten, Spurhalter und Knaggen, haben sich in erster Linie die Unterlagsplatten als höchst wirksam für die Vermeidung häufigen Umnagelns der Schwellen und, wenn sie auf der Innenseite der Schienen mit 2 Nagellöchern versehen sind, als Mittel gegen das Kanten der Schienen erwiesen, so dass die oben erwähnten Uebelstände in dem Maasse mit Erfolg bekämpft werden, als man die Unterlagsplatten vermehrt.« Aber erst auf der letzten Versammlung in Berlin (1884) wird in der Schlussfolgerung zu dem Berichte über das Verfahren der Schwellentränkung etc. bestimmt ausgesprochen: »Um auf verkehrsreichen Hauptbahnen den wirthschaftlichen Nutzen des Tränkens zu erhöhen, erscheint es folgerichtig, der mechanischen Zerstörung der Schwellen durch Anwendung von Unterlagsplatten entgegen zu wirken.\*\*\*)

Es ist nicht beabsichtigt, auf die verschiedenen Arten des Tränkens einzugehen, deshalb werde schliesslich neben den gelegentlich schon angeführten diesbezüglichen Arbeiten, namentlich den Verhandlungen in den Technikerversammlungen, nur noch auf das Handbuch f. Spec. Eisenbahn-Technik, I. Bd., Cap. V, hingewiesen, sodann auf die Preisschrift: »Der Schutz des Holzes gegen Fäulniss und sonstiges Verderben« von E. Buresch, Grossh. Oldenburgischer Geh. Oberbaurath, 2. Aufl., Dresden 1880, und auf das jüngst erschienene Buch: Dr. Ch. Heinzerling, Die Conservirung des Holzes. Halle a. S., 1885.

Es fragt sich nun auch noch, welche Abmessungen und gegenseitige Abstände der Schwellen mindestens für nothwendig erachtet werden müssen, damit dieselben die ihnen zugewiesenen Aufgaben in befriedigender Weise zu lösen im Stande sind.

In erster Linie sollen die Querschwellen, wie alle Schienenunterlagen, sichere Befestigungsstellen für die Fahrachsen bieten, sodann eine genügende Vertheilung der von diesen übernommenen Belastung über den Bettungskörper bewirken, und endlich einen hinreichend grossen Beitrag zu dem Gewicht der

\*) V. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 49.

\*\*) IX. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 15.

\*) VI. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 67.

\*\*) IX. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 22.

Gleisanordnung liefern. Es ist begreiflich, dass nach allen diesen Richtungen entsprechende Maasse auch wieder nur durch gründliche Erprobung im Grossen festgestellt werden konnten und dass man, wie in allen Angelegenheiten verwandter Art, brauchbare Aufschlüsse zunächst nur von der Statistik zu erwarten hat. Im Folgenden sollen daher zuerst die von den Bahnverwaltungen ausprobierten Maasse angegeben und hierauf untersucht werden, welche Druckvertheilung und welches Gewicht der Gleisanordnung damit erzielt wird.

Was zunächst die Länge der Schwellen betrifft, so ist dieselbe hauptsächlich durch die Forderung einer möglichst sicheren Befestigung des Schienenstranges bestimmt. Es existirt aus der jüngsten Zeit (Technikerversammlung d. V. d. E.-V. zu Berlin 1884) eine zusammenfassende Darstellung der in dieser Richtung gewonnenen bisherigen Erfahrungen.\*) Die grosse Mehrzahl der Bahnverwaltungen hält demnach für Hauptbahnen eine Länge der hölzernen Querschwellen von 2,50<sup>m</sup> für zweckmässig. Während einige Bahnverwaltungen das von ihnen seither festgehaltene Maass von 2,40<sup>m</sup> noch für genügend erklären, bahnen sich andere veranlasst gesehen, geringere Längen als 2,50<sup>m</sup> auf dieses Maass zu vergrössern, entweder, um das beim Nageln sonst leicht erfolgende Zerspalten der Schwellen zu verhüten, oder um eine sicherere Lage derselben und damit eine Abminderung der Unterhaltungskosten der Bahn zu erzielen. Die Niederländische Staatsbahn hat sogar eine Normallänge von 2,60<sup>m</sup> festgesetzt und beabsichtigt die auf einigen Linien noch vorhandenen Schwellen von 2,40<sup>m</sup> Länge allmählich zu beseitigen, »weil dieselben eine weniger gute Lage zeigen«. Im Grossen und Ganzen kann man sohin auch heute noch das seinerzeit von Winkler bezeichnete Längenmaass von 2,50<sup>m</sup> als den jetzigen Betriebsverhältnissen entsprechend erachten.

Für die gewöhnlichen Schwellen (abgesehen von den Stosschwellen bei ruhenden Stössen und von den besonderen Holzern zu Weichenanlagen) wird sodann, ebenfalls nach dem Vorgange Winkler's (Vorträge über Eisenbahnbau, 1. Heft, Eisenbahn-Oberbau) in allen Lehr- und Handbüchern eine durchschnittliche Breite von 25 cm und eine Dicke von 16 cm im Mittel angenommen. Auch dies stimmt noch ziemlich gut mit den gegenwärtig festgehaltenen Maassen. Auf den bayerischen Bahnen z. B. sind die in den Fig. 82—86 wiedergegebenen

Querschnitte für Schwellen aus weichem Holz üblich, so dass man wohl nicht fehl greifen wird, wenn man einen Schwellenquerschnitt von 400 qcm bei einer unteren Breite von 25 cm als genügend bezeichnet. Die eigentlichen Stosschwellen müssen der Befestigung der Schienen wegen breitere Schienen-Auflagerflächen erhalten und man gibt ihnen mit Rücksicht auf die bedeutenden Erschütterungen, welchen sie ausgesetzt sind, auch breitere Grundflächen, zuweilen auch grössere Längen als den Zwischenschwellen. In letzterer Beziehung mag die folgende Bemerkung aus dem Handbuch f. Sp. E. T. angeführt werden:\*) »Die Erfahrungen an den Hannover'schen Bahnen haben mit Sicherheit ergeben, dass im Allgemeinen Stosschwellen, welche eben so breit, aber länger wie die Zwischenschwellen sind, solchen vorgezogen werden müssen, welche breiter und eben so lang sind, wie Mittelschwellen.« Doch gilt dies nur für Schwellen mit ruhenden Stössen; bei Anwendung des schwebenden Stosses wird eine Unterscheidung zwischen Stoss- und Mittelschwellen gewöhnlich nicht gemacht.

Die gegenseitigen Abstände der gewöhnlichen Schwellen endlich werden, wie schon in dem früheren Abschnitt über die Fahrschienen besprochen worden ist, bei den jetzt üblichen Schienenstärken zu 80—100 cm angenommen; von manchen Verwaltungen wird das letztere Maass als äusserste Grenze angesehen.

Sind alle diese Maasse den bestehenden Verhältnissen wirklich entsprechend, so lässt sich aus ihnen auch der bei den jetzigen Betriebsansprüchen noch zulässige Druck der Schwellen auf die Bettung, sowie das mindestens erforderliche Gewicht des Holzquerschwellen-Oberbaues ableiten.

**Druck der Schwellen auf die Bettung.**

Wären die Schwellen vollkommen starr, so würden sie eine gleichmässige Vertheilung des Druckes über die Bettung bewirken, und zwar für die Flächeneinheit

$$\pi = \frac{2 A}{F} \dots \dots \dots (1)$$

wenn 2 A die eine Schwelle treffende grösste Belastung und F den Inhalt der Grundfläche derselben bezeichnet.

Diese Voraussetzung, an welcher man bei Ueberschlagsrechnungen allerdings zuweilen festhält, trifft in Wirklichkeit nicht zu, vielmehr wird durch die Biegsamkeit der Schwellenunterlagen eine ungleichmässige Druckwirkung, d. h. eine Vergrösserung des Druckes lothrecht unter den Schienensträngen veranlasst, deren Bestimmung eine besondere mathematische Untersuchung verlangt.

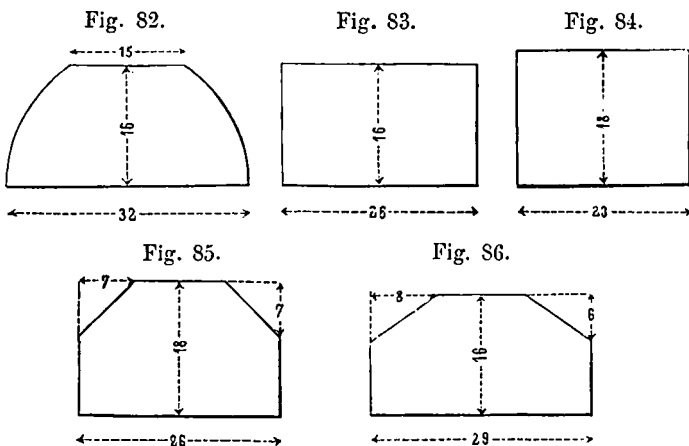
Es sind zwei »Theorien der Querschwellensysteme« aufgestellt worden, eine vom Abtheilungsbaumeister Müller in Andernach, welche durch eine Druckschrift über eisernen Oberbau\*\*) im Jahre 1880 bekannt wurde, sodann die in einer ähnlichen Abhandlung von Lehwald und Riese\*\*\*) veröffentlichte †). Beide stützen sich auf die von Winkler gegebene

\*) Handbuch f. specielle Eisenbahntechnik, I. Bd., Cap. VI., S. 276 der 4. Auflage.

\*\*) Louis Hoffmann, Der Langschwellen-Oberbau der Rheinischen Eisenbahn etc., Berlin 1880.

\*\*\*) Lehwald und Riese, Der eiserne Oberbau, Berlin 1881.

†) Vergl. auch die Abhandlung von Fuchs, Organ 1886, S. 10.



\*) IX. Suppl.-Bd. d. O. f. d. F. d. E., S. 6.

Theorie der Langschwellsysteme und dessen Hypothese, dass die Eindrückung eines belasteten Trägers in die elastisch gedachte Unterlage dem an jeder Stelle herrschenden Drucke proportional sei. Während aber die erstere diesen Druck, wie Winkler in seinen »Vorträgen über Eisenbahnbau, 1. Heft, Eisenbahnoberbau« oder im Handbuch für specielle Eisenbahntechnik, 1. Bd., Cap. VII, für die Flächeneinheit auffasst, hält sich die andere an die ursprüngliche Winkler'sche Annahme (in der »Lehre von der Elasticität und Festigkeit«), wonach die Einsenkung mit dem auf die Längeneinheit bezogenen Drucke in Beziehung gesetzt wird.

Die Müller'sche Entwicklung geht also von der Gleichung

$$-E \cdot J \frac{d^4 y}{dx^4} = \pi \cdot b \quad \dots \quad (2)$$

aus, wobei E den Elasticitätsmodul des Schwellenmaterials, J das Trägheitsmoment des Schwellenquerschnitts für dessen wagerechte Schwerpunktsachse und b die untere Breite der Schwelle bedeutet, während  $\pi$ , der an beliebiger Stelle herrschende Druck auf die Flächeneinheit, der Bedingung

$$\pi = c \cdot y \quad \dots \quad (3)$$

entspricht. ( $y$  die Grösse der Eindrückung der Schwelle in die Bettung,  $c$  die sogenannte Bettungsziffer.)

Das Integral der Gleichung (2) ist der gewünschte Ausdruck für die Einsenkung der belasteten Schwelle an beliebiger Stelle, es lässt sich nach Einführung der Bezeichnung

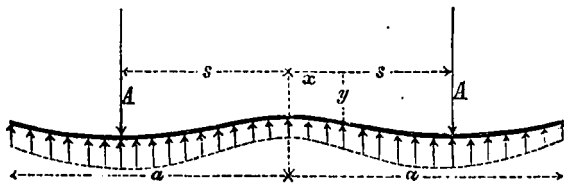
$$k = \sqrt[4]{\frac{c \cdot b}{4 E J}} \quad \dots \quad (4)$$

in der Form

$$\left. \begin{aligned} y &= 2(M+N) \cos kx \cdot \cos kx + 2i(M-N) \sin kx \cdot \sin kx \\ \text{oder } y &= (M+N)(e^{kx} + e^{-kx}) \cos kx + i(M-N)(e^{kx} - e^{-kx}) \sin kx \end{aligned} \right\} (5)$$

darstellen, und die Constanten dieser Gleichungen berechnen sich unter Voraussetzung gleichmässiger Unterstopfung der Schwellen auf ihre ganze Länge, also mit Benutzung des aus Fig. 87 leicht zu entnehmenden Zusammenhangs

Fig. 87.



$$A = \int_0^a \pi b \, dx \quad \text{und} \quad M = A \cdot s - \int_0^a \pi b x \, dx \quad \dots \quad (6)$$

zu

$$M + N = \frac{2 k A}{c b}$$

$$\frac{(e^{ka} + e^{-ka}) \cos ka - k(a-s) [(e^{ka} - e^{-ka}) \cos ka - (e^{ka} + e^{-ka}) \sin ka]}{(e^{2ka} - e^{-2ka}) + 2 \sin 2ka} = \frac{2 k A}{c b} \cdot U \quad \dots \quad (7)$$

$$i(M-N) = \frac{2 k A}{c b}$$

$$\frac{(e^{ka} - e^{-ka}) \sin ka - k(a-s) [(e^{ka} - e^{-ka}) \cos ka + (e^{ka} + e^{-ka}) \sin ka]}{(e^{2ka} - e^{-2ka}) + 2 \sin 2ka} = \frac{2 k A}{c b} \cdot V \quad \dots \quad (8)$$

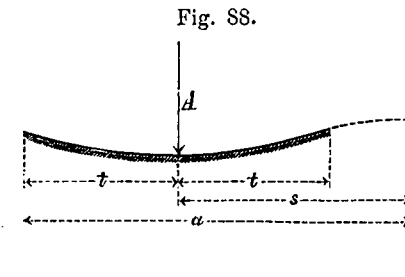
Hiermit ergibt sich aus Gleichung (5) für  $x=s$  die grösste Einsenkung in der Längenebene des Schienenstranges

$$y_1 = \frac{2 k A}{c b} [U (e^{ks} + e^{-ks}) \cos ks + V (e^{ks} - e^{-ks}) \sin ks] \quad (9)$$

und durch Einsetzen dieses Werthes in Gleichung (3) endlich der gewünschte grösste Druck auf die Flächeneinheit

$$\pi_1 = c \cdot y_1 \quad \dots \quad (I)$$

Macht man die Voraussetzung, dass der mittlere Theil der Schwelle nach Fig. 88 nicht unterstopft sei, der Druck



sich folglich unter den Schienen beiderseits nur auf die Strecken  $2(a-s) = 2t$  vertheile, so bleibt die Entwicklung im Ganzen dieselbe wie vorher, es nehmen nur die Constanten  $(M+N)$  und  $i(M-N)$  der neuen

Druckvertheilung entsprechend jetzt andere Werthe an und man gelangt schliesslich zu dem Ausdruck

$$\pi_1 = \frac{2 k A}{b} \frac{(e^{kt} + e^{-kt}) \cos kt - kt [(e^{kt} - e^{-kt}) \cos kt - (e^{kt} + e^{-kt}) \sin kt]}{(e^{2kt} - e^{-2kt}) + 2 \sin 2kt} \quad (II)$$

aus welchem dann wieder

$$y_1 = \frac{\pi_1}{c} \quad \dots \quad (10)$$

folgt.

Von dieser Entwicklung unterscheidet sich die von Lehwald und Riese zunächst durch die Voraussetzung, die Eindrückung der Schwelle in den Boden sei an jeder Stelle dem daselbst herrschenden Druck, jedoch auf die Längeneinheit bezogen, proportional. In Folge dessen treten an Stelle der Gleichungen (3), (2) und (4) beziehungsweise die folgenden:

$$p = \gamma \cdot y \quad \dots \quad (3a)$$

$$-E J \frac{d^4 y}{dx^4} = p \quad \dots \quad (2a)$$

$$k = \sqrt[4]{\frac{\gamma}{4 E J}} \quad \dots \quad (4a)$$

Ausserdem wird an der Thatsache festgehalten, dass sich die elastische Linie der verbogenen Schwelle aus mehreren Zweigen zusammensetzt. Hierdurch wird zwar die Constantenbestimmung für die integrierte Grundgleichung sehr umständlich, vereinfacht sich aber gerade für die Annahme, die Schwelle sei nach Fig. 88 nur auf die Strecken  $2t$  an ihren Enden unterstopft, liege dagegen in der Mitte hohl. Das unter dieser Voraussetzung nach mancherlei Umformung erhaltene Ergebnis lautet:

$$y_1 = \frac{k A}{2 \gamma} \cdot \frac{e^{2kt} + e^{-2kt} + 2 \cos 2kt + 4}{e^{2kt} - e^{-2kt} + 2 \sin 2kt} \quad \dots \quad (11)$$

und, weil der Druck auf die Flächeneinheit  $\pi = \frac{p}{b}$  ist,

$$\pi_1 = \frac{\gamma}{b} \cdot y_1 \quad \dots \quad (III)$$

Die in diesen Gleichungen auftretende Bettungsziffer ( $\gamma$ ) ist, (das muss ausdrücklich hervorgehoben werden), nicht übereinstimmend mit dem bei der vorausgehenden Ableitung

benutzten (c), wie in der Broschüre von Lehwald und Riese angenommen wird, und es kann deshalb der öfters benutzte Werth  $c = 12,5$ , welcher zwischen den von Winkler festgestellten Grenzwerten  $c = 4$  und  $c = 45$  eingeschlossen ist, hierbei nicht zur Anwendung kommen.

Winkler leitet nämlich die genannten Grenzen auf Grund der Annahme (Gleichung 3)  $\pi = c \cdot y$  ab, wonach die Eindrückung in geradem Verhältnisse zu dem jeweiligen Drucke auf die Flächeneinheit stehen soll. Er benutzt nämlich die Angaben v. Weber's\*), dass sich eine Schwelle von 21,4 cm unterer Breite und 250 cm Länge unter einem Achsdrucke von 12000 kg oder einem Flächendrucke  $\pi = \frac{12000}{250 \cdot 21,4} = 2,243 \text{ kg/qcm}$  höchstens um 0,6 und mindestens um 0,05 cm eindrücke, und findet beziehungsweise

$$c = \frac{\pi}{y} = \frac{2,243}{0,6} = 3,74 = 4 \text{ und } c = \frac{2,243}{0,05} = 44,86 = 45.$$

Der der Ziffer  $c = 12,5$  entsprechende Werth von  $\gamma$  ist leicht zu bestimmen. Nach der vorstehenden Gleichung  $\pi = c \cdot y$  entspricht derselbe einer Eindrückung  $y = \frac{\pi}{c} = \frac{2,243}{12,5} = 0,179 \text{ cm}$ , hiermit und für den Druck für die Längeneinheit  $p = \frac{12000}{250} = 48 \text{ kg/cm}$  ergibt sich dann aus der Gleichung 3a

$$\gamma = \frac{p}{y} = \frac{48}{0,179} = 268.$$

Sehen wir nun zu, welche Pressungen der Bettungskörper nach Angabe der Gleichungen 1, I, II und III zu erleiden hat, und nehmen bei dieser Vergleichung, unter Voraussetzung gewöhnlicher Spur, eine Holzschwelle von  $2a = 250 \text{ cm}$  Länge, mit rechteckigem Querschnitte von  $b = 25 \text{ cm}$  Breite und  $d = 16 \text{ cm}$  Höhe an, so dass sich das Trägheitsmoment des Querschnitts für die horizontale Schwerpunktsaxe auf  $J = \frac{1}{12} b d^3 = 8530 \text{ cm}^3$  stellt, der Elasticitätsmodul des Schwellenholzes für kg und cm sei  $E = 125000$ , und der Werth der Bettungsziffer  $c = 12,5$ .

Für eine starre unbiegsame Schwelle würde sich der durchaus gleichmässige Druck

$$\pi = \frac{2 A}{F} = \frac{2}{6250} \cdot A = 0,0003200 A \dots (12)$$

berechnen.

Berücksichtigt man jedoch ihre Biegsamkeit und setzt eine gleichmässige Unterstopfung auf die ganze Länge voraus, so ergibt sich nach den Entwicklungen Müller's aus Gleichung 4

$$\log k = 8,2162328 - 10,$$

sodann aus den Gleichungen 7 und 8

$$U = 0,0844922, \quad V = 0,0668288$$

nach Gleichung 9 in Centimeter

$$y_1 = 0,0000318 A \dots (9a)$$

und endlich nach der Gleichung I in Kilogramm auf den Quadratcentimeter

$$\pi_1 = 0,000398 A \dots (Ia)$$

In gleicher Weise erhält man für eine in der Mitte hohl

liegende Schwelle aus den Gleichungen 10 und II, da  $t = a - s = 125 - 75 = 50 \text{ cm}$

$$y_1 = 0,0000370 A \dots (10a)$$

und

$$\pi_1 = 0,000463 A \dots (IIa)$$

Die Entwicklungen von Lehwald und Riese endlich liefern für die zum Theil hohl liegende Schwelle aus den Gleichungen 4a, 11 und III, da die Bettungsziffer jetzt den Werth  $\gamma = 268$  annimmt,

$$\log k = 8,1995539 - 10$$

$$y_1 = 0,0000401 A \dots (11a)$$

$$\pi_1 = 0,000430 A \dots (IIIa)$$

Es muss nun endlich noch entschieden werden, welchen Werth die Grösse  $A$  bei einer bestimmten Radbelastung annehmen wird, welcher Druck also durch einen Schienenstrang auf die Schwelle übertragen werden kann.

Bei den üblichen Schwellenentfernungen und den Achsenabständen der Locomotiven wird es sich öfters treffen, dass eine Achse gerade über eine Schwelle zu stehen kommt, links und rechts davon ein Feld frei bleibt, und dann wieder beiderseits ein belastetes Feld sich anschliesst. Die Vertheilung dieser Lasten auf die einzelnen Schwellen gestaltet sich sehr verschieden je nach der Nachgiebigkeit der Bettung und der Zusammendrückbarkeit des Schwellenholzes; die direct über der Schwelle ruhende Last z. B. würde bei vollkommen festen und unverdrückbaren Unterlagen mit ihrem vollen Betrage auf die Schwelle übergehen, während sie sich bei vorhandener Nachgiebigkeit auch auf die übrigen Schwellen vertheilen müsste, ja diese Vertheilung könnte unter Umständen selbst bis zur Entlastung der in der Verticalebene der Achse befindlichen Schwelle gehen.

Wie bei anderer Gelegenheit\*) gezeigt worden ist, genügt es für solche Berechnungen, eine Schiene auf 7 verdrückbaren, gleich weit von einander abstehenden Stützen anzunehmen, auf der ersten und letzten Stütze frei aufliegend, so dass die Angriffsmomente dortselbst verschwinden und nach dem Clapeyron'schen Verfahren 5 unbekannte Auflagermomente ( $\mathfrak{M}$ ) aus folgenden Grundgleichungen zu berechnen sind:

$$\left. \begin{aligned} \gamma \mathfrak{M}_2 + \beta \mathfrak{M}_3 &+ \alpha \mathfrak{M}_4 = \mathfrak{R}_1 \\ \beta \mathfrak{M}_2 + \gamma \mathfrak{M}_3 + \beta \mathfrak{M}_4 &+ \alpha \mathfrak{M}_5 = \mathfrak{R}_2 \\ \beta \mathfrak{M}_3 + \gamma \mathfrak{M}_4 + \beta \mathfrak{M}_5 + \alpha \mathfrak{M}_2 + \alpha \mathfrak{M}_6 &= \mathfrak{R}_3 \\ \beta \mathfrak{M}_4 + \gamma \mathfrak{M}_5 + \beta \mathfrak{M}_6 + \alpha \mathfrak{M}_3 &= \mathfrak{R}_4 \\ \beta \mathfrak{M}_5 + \gamma \mathfrak{M}_6 &+ \alpha \mathfrak{M}_4 = \mathfrak{R}_5 \end{aligned} \right\}$$

Hierin bedeutet  $\beta = 1 - 4\alpha$ ,  $\gamma = 4 + 6\alpha$  und

$$\alpha = \frac{6 \cdot E_1 \cdot J_1}{l^3} \frac{1}{f}$$

wenn  $E_1$  der Elasticitätsmodul des Schienenmaterials,  $J_1$  das Trägheitsmoment des Schienenprofils für die wagerechte Schwerpunktsachse,  $l$  der Abstand der stützenden Schwellen von Mitte zu Mitte und  $\frac{1}{f}$  die Verdrückungsziffer, welche sich aus zwei Theilen zusammensetzt, einem von der Pressbarkeit des Schwellenholzes abhängigen Theile und einem anderen, welcher durch den Grad der Nachgiebigkeit der Bettung bedingt wird.

\*) Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise S. 163.

\*) Organ f. d. F. d. E. 1883, S. 125.

Die Grössen  $\mathfrak{R}$  sind aus der allgemeinen Gleichung  

$$\mathfrak{R}_{\rho-1} = -\alpha [l(D_{\rho-1} - 2D_{\rho} + D_{\rho+1}) - (\mathfrak{D}_{\rho-1} - 2\mathfrak{D}_{\rho} + \mathfrak{D}_{\rho+1})] + \mathfrak{R}'_{\rho-1} + \mathfrak{R}_{\rho}$$

zu entnehmen, hierin haben die Grössen  $D$ ,  $\mathfrak{D}$ ,  $\mathfrak{R}$  und  $\mathfrak{R}'$  folgende Bedeutung:  $D_{\rho} = (V)_{\rho}^0 - (V)_{\rho-1}^0$

$$\mathfrak{D}_{\rho} = [(\mathfrak{M})_{\rho}^0 - (\mathfrak{M})_{\rho-1}^0] - [(\mathfrak{M})_{\rho-1}^0 - (\mathfrak{M})_{\rho-2}^0]$$

$$\mathfrak{R}_{\rho} = 2(\mathfrak{M})_{\rho}^0 + (\mathfrak{M})_{\rho-1}^0 \text{ und } \mathfrak{R}'_{\rho} = (\mathfrak{M})_{\rho}^0 + 2(\mathfrak{M})_{\rho-1}^0$$

und diese letzten Ausdrücke setzen sich aus den lothrechten Scheerkräften und Angriffsmomenten zusammen, wie sie sich für einen vorgelegten Belastungsfall ergeben würden, wenn die Schiene über den gleich hoch gedachten Stützpunkten wagerecht eingespannt wäre.

Unter solcher Einschränkung bedeutet nämlich für eine Feldstrecke von der Länge  $l$  zwischen den Stützen No.  $\rho$  und  $(\rho+1)$ , auf welcher sich eine Last  $P$  im Abstände  $p$  von der Stütze  $\rho$  befindet,

$(V)_{\rho}^0 = +\frac{1}{l^3} P (1-p)^2 (1+2p)$  die lothrechte Scheerkraft unmittelbar rechts neben der Stütze No.  $\rho$ , und

$(V)_{\rho-1}^0 = -\frac{1}{l^3} P p^2 (3l-2p)$  die lothrechte Scheerkraft an der rechtseitigen Einklemmungsstelle dieses Feldes, also unmittelbar links neben der Stütze  $(\rho+1)$ , endlich

$(\mathfrak{M})_{\rho}^0 = -\frac{P p (1-p)^2}{l^2}$  und  $(\mathfrak{M})_{\rho-1}^0 = -\frac{P p^2 (1-p)}{l^2}$  die Angriffsmomente an den Einklemmungsstellen.

Die Auflösung der Grundgleichungen führt ganz allgemein auf die nachstehenden 12 Gleichungen zur Bestimmung der Auflagermomente  $\mathfrak{M}_3$  und  $\mathfrak{M}_4$ :

$$\mathfrak{M}_3 (225 + 1680\alpha + 3720\alpha^2 + 2192\alpha^3 + 364\alpha^4) + \mathfrak{M}_4 (60 + 43\alpha - 816\alpha^2 - 1194\alpha^3 - 280\alpha^4) = \mathfrak{R}_1 (-15 + 4\alpha + 204\alpha^2 + 80\alpha^3) + \mathfrak{R}_2 (60 + 314\alpha + 416\alpha^2 + 120\alpha^3) - \mathfrak{R}_4 (16\alpha + 48\alpha^2 + 36\alpha^3) + \mathfrak{R}_5 (4\alpha - 10\alpha^2 - 24\alpha^3)$$

$$\mathfrak{M}_3 (60 + 43\alpha - 816\alpha^2 - 1194\alpha^3 - 280\alpha^4) + \mathfrak{M}_4 (224 + 1704\alpha + 3557\alpha^2 + 2424\alpha^3 + 280\alpha^4) = -\mathfrak{R}_1 (15\alpha + 56\alpha^2 + 20\alpha^3) + \mathfrak{R}_3 (60 + 314\alpha + 416\alpha^2 + 120\alpha^3) - \mathfrak{R}_4 (16 - 20\alpha - 146\alpha^2 - 120\alpha^3) + \mathfrak{R}_5 (4 - 42\alpha - 32\alpha^2 + 60\alpha^3)$$

und sind neben  $\mathfrak{M}_3$  und  $\mathfrak{M}_4$  auch noch  $\mathfrak{M}_2$ ,  $\mathfrak{M}_5$  und  $\mathfrak{M}_6$  gefunden, so liefert der Ausdruck

$$A_{\rho} = \frac{1}{l} (\mathfrak{M}_{\rho-1} - 2\mathfrak{M}_{\rho} + \mathfrak{M}_{\rho+1}) + D_{\rho} - \frac{1}{l} \mathfrak{D}_{\rho}$$

den Auflagerdruck für die verschiedenen Stützstellen. —

Für die weiteren Untersuchungen möchte es sich empfehlen, als Beispiel den Holzquerschwellen-Oberbau der bayerischen Staatsbahnen aus dem Grunde ins Auge zu fassen, weil dessen Zulänglichkeit unter gewissen Umständen besonders sicher festgestellt werden konnte.

Wie schon früher bei Besprechung der Fahrschienen hervorgehoben wurde, kann man nämlich annehmen, dass sich derselbe bei Schwellenabständen von 80 cm auch noch unter dem stärksten Raddrucke der schweren Tendermaschinen bewährt habe, und dass die Schwellen bis auf 90 cm auseinander gerückt werden können, wenn die stärksten Belastungen durch die CIII Maschinen mit Achsdrücken bis  $\sim 13000$  kg bewirkt werden.

Nimmt man nun die öfters empfohlene, auf kg und qcm bezogene Bettungsziffer  $c = 12,5$  an, so ergibt sich zunächst, wenn man an der Gleichung (9a) festhält, wonach die Eindrückung der Schwelle in den Bettungskörper in der Lothebene des Schienenstranges  $y_1 = 0,000031834$  A beträgt,

$$\frac{1}{f_1} = 0,000031834$$

und sodann, unter Voraussetzung einer Schienenauflegerfläche von ca. 250 qcm Grösse, da nach Weber die Zusammendrückbarkeit des Schwellenholzes für je 7 kg/qcm Belastung durchschnittlich zu 1<sup>mm</sup> angenommen werden kann, die Senkung des Schienenstranges in Folge Pressbarkeit des Holzes zu

$$y = \frac{0,1}{7,250} \cdot A = 0,000057143 \text{ A}$$

d. h.  $\frac{1}{f_2} = 000057143$ , folglich als Bettungsziffer

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} = 0,000088977 = \text{rund } 0,000089.$$

Hiermit, und weil für die bayerischen Stahlkopfschienen vom Jahre 1869  $J_1 = 942$  und  $E_1 = \sim 2200000$  stattfindet,

$$\text{ergibt sich dann aus } \alpha = \frac{6 E_1 J_1}{l^3} \cdot \frac{1}{f}$$

$$\text{für } l = 80 \text{ cm } \alpha = \text{rund } 2,2 \text{ und}$$

$$* l = 90 \text{ cm } \alpha = * 1,5.$$

#### Belastung durch die zweiachsige Tendermaschine D IV von 27900 kg Gewicht.

$$c = 12,5, l = 80 \text{ cm}, \alpha = 2,2.$$

Da die Entfernung der Achsen dieser Maschine 2,44<sup>m</sup> beträgt, so kann man annehmen, dass beide gleichzeitig über Schwellen aufgestellt werden können, die eine vom Gewichte  $2P_1$  über die 2., die andere ( $2P_2$ ) über die 5. Schwelle. Hierbei ergibt sich dann für jeden Schienenstrang, wenn man zuerst nur den einen Raddruck  $P_1$  in's Auge fasst, nach den oben zusammengestellten allgemeinen Gleichungen:

$$\mathfrak{R}_1 = +2\alpha P_1 l, \mathfrak{R}_2 = -\alpha P_1 l, \mathfrak{R}_3 = \mathfrak{R}_4 = \mathfrak{R}_5 = 0,$$

sodann die Auflagermomente:

$$\mathfrak{M}_2' = +0,24483 P_1 l, \mathfrak{M}_3' = -0,04120 P_1 l,$$

$$\mathfrak{M}_4' = -0,06022 P_1 l, \mathfrak{M}_5' = -0,02335 P_1 l,$$

$$\mathfrak{M}_6' = -0,00289 P_1 l$$

und damit endlich die Auflagerdrücke:

$$A_1' = +0,2448 P_1, A_2' = +0,4691 P_1, A_3' = +0,2670 P_1,$$

$$A_4' = +0,0559 P_1, A_5' = -0,0164 P_1, A_6' = -0,0176 P_1,$$

$$A_7' = -0,0029 P_1.$$

In gleicher Weise findet man für die über der Stütze No. 5 ruhende Last  $P_2$ :

$$A_1'' = -0,0215 P_2, A_2'' = -0,0164 P_2, A_3'' = +0,0548 P_2,$$

$$A_4'' = +0,2631 P_2, A_5'' = +0,4678 P_2, A_6'' = +0,2670 P_2,$$

$$A_7'' = -0,0148 P_2,$$

folglich als Wirkung der beiden Raddrucke zusammen die Summe je zweier Werthe  $A'$  und  $A''$ , und insbesondere, da  $P_1 = 7100$  und  $P_2 = 6850$ , den grössten Druck

$$A = A_2' + A_2'' = 0,4691 \cdot 7100 - 0,0164 \cdot 6850 = 3218 \text{ kg.}$$

**Belastung durch die dreilachsigende Tendermaschine D V von 41000 kg Gewicht.**

$$c = 12,5, l = 80 \text{ cm}, \alpha = 2,2.$$

Die Vorderachse ist mit 13800 kg belastet, mit eben so viel die Mittelachse und auf die Hinterachse kommen 13400 kg; der gegenseitige Abstand zweier Achsen beträgt 1,78 und 1,68<sup>m</sup>. Da diese Entfernungen nur wenig von dem Werthe 21 abweichen, so kann man sich zur Vermeidung etwas umständlicher Rechnungen gestatten, die Abweichungen ganz zu übersehen und anzunehmen, die 3 Achsen treffen gleichzeitig auf die 2., 4. und 6. Schwelle.

Der Raddruck  $P_1$  liefert dann die Auflagerdrücke:

$$\begin{aligned} A_1' &= +0,2448 P_1, & A_2' &= +0,4691 P_1, & A_3' &= +0,2670 P_1, \\ A_4' &= +0,0559 P_1, & A_5' &= -0,0164 P_1, & A_6' &= -0,0176 P_1, \\ & & A_7' &= -0,0029 P_1, \end{aligned}$$

der Raddruck  $P_2$  über der Schienenmitte die Auflagerdrücke:

$$\begin{aligned} A_1'' &= A_7'' = -0,0474 P_2, & A_2'' &= A_6'' = +0,0559 P_2, \\ A_3'' &= A_5'' = +0,2631 P_2, & A_4'' &= +0,4569 P_2, \end{aligned}$$

endlich das dritte Rad  $P_3$  über der Schwelle No. 6, dem ersten Rad entsprechend:

$$\begin{aligned} A_1''' &= -0,0029 P_3, & A_2''' &= -0,0176 P_3, \\ A_3''' &= -0,0164 P_3, & A_4''' &= +0,0559 P_3, \\ A_5''' &= +0,2670 P_3, & A_6''' &= +0,4691 P_3, \\ & & A_7''' &= +0,2448 P_3, \end{aligned}$$

alle drei Räder zusammen bewirken einen besonders grossen Stützendruck an der Mittelschwelle No. 4, nämlich:

$$\begin{aligned} A &= A_4' + A_4'' + A_4''' = 0,0559 \cdot 6900 + 0,4569 \cdot 6900 \\ &+ 0,0559 \cdot 6700 = 3913 \text{ kg.} \end{aligned}$$

**Belastung durch die Güterzugmaschine C III.**

$$c = 12,5, l = 90 \text{ cm}, \alpha = 1,5.$$

Da die 1. und 2. Achse dieser Locomotive um 1,8<sup>m</sup>, die 2. und 3. Achse um 1,35<sup>m</sup> von einander abstehen, so trifft bei der Lage der ersten ( $2P_1$ ) über der 2. Schwelle, die zweite ( $2P_2$ ) über die 4. Schwelle und die dritte ( $2P_3$ ) gerade in die Mitte zwischen Schwelle No. 5 und 6, und die Rechnung ergibt als Wirkung des ersten Rades:

$$\begin{aligned} A_1' &= +0,2176 P_1, & A_2' &= +0,5158 P_1, & A_3' &= +0,2667 P_1, \\ A_4' &= +0,0361 P_1, & A_5' &= -0,0225 P_1, & A_6' &= -0,0143 P_1, \\ & & A_7' &= -0,0007 P_1, \end{aligned}$$

für das 2. Rad:

$$\begin{aligned} A_1'' &= -0,0418 P_2, & A_2'' &= +0,0361 P_2, & A_3'' &= +0,2572 P_2, \\ A_4'' &= +0,4972 P_2, & A_5'' &= +0,2572 P_2, & A_6'' &= +0,0361 P_2, \\ & & A_7'' &= +0,0418 P_2, \end{aligned}$$

und durch das 3. Rad veranlasst:

$$\begin{aligned} A_1''' &= -0,0038 P_3, & A_2''' &= -0,0215 P_3, \\ A_3''' &= -0,0098 P_3, & A_4''' &= +0,1243 P_3, \\ A_5''' &= +0,4315 P_3, & A_6''' &= +0,4334 P_3, \\ & & A_7''' &= +0,0459 P_3. \end{aligned}$$

Die Vertheilung des Gewichtes der Maschine auf die 3 Achsen ist eine ziemlich wechselnde, doch kann man  $P_1 = P_3 = 6000$ ,  $P_2 = 6500$  kg festhalten, wofür man

$$\begin{aligned} A &= A_4' + A_4'' + A_4''' = 0,0361 \cdot 6000 + 0,4972 \cdot 6500 \\ &+ 0,1243 \cdot 6000 = 4194 \text{ kg} \end{aligned}$$

erhält. Die Verbindung der eben gefundenen grössten Drücke mit den Gleichungen Ia, IIa und IIIa liefert endlich für die

**Maschine D IV**

nach den Gleichungen Müller's, beziehungsweise:

$$\begin{cases} \pi_1 = 0,000398 A = 1,281 \text{ kg/qcm nach Ia,} \\ \pi_1 = 0,000463 A = 1,490 \text{ kg/qcm nach IIa,} \end{cases}$$

nach den Gleichungen aus der Broschüre von Lehwald und Riese:

$$\pi_1 = 0,000430 A = 1,384 \text{ kg/qcm nach IIIa.}$$

**Maschine D V.**

$$\begin{cases} \pi_1 = 0,000398 A = 1,557 \text{ nach Ia,} \\ \pi_1 = 0,000463 A = 1,812 \text{ nach IIa,} \\ \pi_1 = 0,000430 A = 1,683 \text{ nach IIIa.} \end{cases}$$

**Maschine C III.**

$$\begin{cases} \pi_1 = 0,000398 A = 1,669 \text{ nach Ia,} \\ \pi_1 = 0,000463 A = 1,942 \text{ nach IIa,} \\ \pi_1 = 0,000430 A = 1,803 \text{ nach IIIa.} \end{cases}$$

Der Druck beträgt also, wenn man das Mittel aus den nach den Müller'schen Gleichungen gefundenen Werthen nimmt, welches genau mit dem nach Lehwald und Riese erhaltenen Werthe übereinstimmt, beziehungsweise:

$$\pi_1 = 1,39, 1,68 \text{ und } 1,81 \text{ kg/qcm,}$$

so dass man vielleicht, ehe noch etwas Bestimmteres in dieser Beziehung aufgefunden wird, vorerst festhalten darf, der grösste, von der Schwelle auf die Bettung übertragene Druck solle den Betrag von 1,80 kg/qcm nicht überschreiten.

Im Allgemeinen wird man bei Bestimmung des stärksten, von der Schwelle aufzunehmenden Druckes immer den einen oder anderen der in den Fig. 89 bis 91 dargestellten Belastungsfälle festhalten können, und die vorkommenden Werthe

von  $\alpha = \frac{6E_1 J_1}{l^3} \cdot \frac{1}{f}$  werden sich in der Regel zwischen den

Grenzen 1 und 2 bewegen. Denn unter Beibehaltung der Mittelwerthe  $E_1 = 2000000$  und  $\frac{1}{f} = 0,00009$  würde man

z. B. selbst bei einem Trägheitsmomente des Schienenquerschnittes  $J_1 = 1000$  und einer Schwellenentfernung  $l = 80$  cm nur  $\alpha = 2,1$  erhalten, und umgekehrt für einen nahezu ausgenutzten Stahlschienenquerschnitt mit  $J_1 = 800$  und für  $l = 100$  cm  $\alpha = \sim 0,9$ . Rechnet man nun für die auf 7 verdrückbaren Stützen ruhende Schiene die Stützenmomente und Stützendrücke, welche eine einzelne Last  $P$  bei ihrer Stellung über der 2. und 4., beziehungsweise in der Mitte zwischen der 2. und 3. Stütze hervorruft, und zwar für die 3 besondern Werthe  $\alpha = 1,0, 1,5$  und  $2,2$ , so gelangt man zu den in den folgenden Tabellen zusammengestellten Werthen.



Tabelle I für die Werthe A.

Gewichtloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich l, bei Stütze 1 und 7 freies Auflager. Belastung durch eine Einzellast.

$\alpha = \frac{6E_1 J_1}{l^3} \cdot \frac{1}{f}$	Einzellast P.	Auflagerdrücke						
		A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	A <sub>4</sub>	A <sub>5</sub>	A <sub>6</sub>	A <sub>7</sub>
1,0	Ueber der Stütze No. 2 . .	+ 0,18738 P	+ 0,57093 P	+ 0,25928 P	+ 0,01425 P	- 0,02473 P	- 0,00931 P	+ 0,00220 P
	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . .	+ 0,01903 P	+ 0,46500 P	+ 0,45676 P	+ 0,09834 P	- 0,02163 P	- 0,01802 P	+ 0,00052 P
1,5	Ueber der Stütze No. 4 . .	- 0,03318 P	+ 0,01422 P	+ 0,24645 P	+ 0,54503 P	+ 0,24645 P	+ 0,01422 P	- 0,03318 P
	Ueber der Stütze No. 2 . .	+ 0,21755 P	+ 0,51582 P	+ 0,26668 P	+ 0,03606 P	- 0,02250 P	- 0,01430 P	+ 0,00069 P
2,2	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . .	+ 0,04594 P	+ 0,43337 P	+ 0,43145 P	+ 0,12426 P	- 0,00980 P	- 0,02146 P	- 0,00376 P
	Ueber der Stütze No. 4 . .	- 0,04182 P	+ 0,03605 P	+ 0,25717 P	+ 0,49720 P	+ 0,25717 P	+ 0,03605 P	- 0,04182 P
2,2	Ueber der Stütze No. 2 . .	+ 0,24483 P	+ 0,46913 P	+ 0,26701 P	+ 0,05589 P	- 0,01641 P	- 0,01758 P	- 0,00289 P
	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . .	+ 0,07350 P	+ 0,40278 P	+ 0,40537 P	+ 0,14477 P	+ 0,00540 P	- 0,02146 P	- 0,01035 P
	Ueber der Stütze No. 4 . .	- 0,04741 P	+ 0,05589 P	+ 0,26309 P	+ 0,45686 P	+ 0,26309 P	+ 0,05589 P	- 0,04741 P

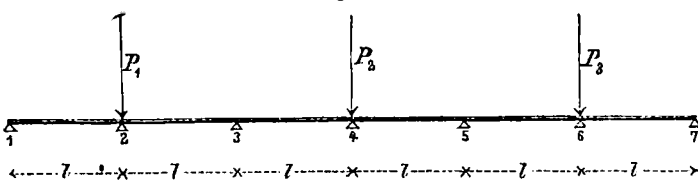
Tabelle II für die Werthe M.

Gewichtloser Träger auf 7 elastisch verdrückbaren Stützen, Feldweite durchaus gleich l, bei Stütze 1 und 7 freies Auflager. Belastung durch eine Einzellast.

$\alpha = \frac{6E_1 J_1}{l^3} \cdot \frac{1}{f}$	Einzellast P.	Stützenmomente				
		M <sub>2</sub>	M <sub>3</sub>	M <sub>4</sub>	M <sub>5</sub>	M <sub>6</sub>
1,0	Ueber der Stütze No. 2 . . . . .	+ 0,187378 P l	- 0,054316 P l	- 0,036731 P l	- 0,004899 P l	+ 0,002203 P l
	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . . .	+ 0,019034 P l	+ 0,003070 P l	- 0,056131 P l	- 0,016991 P l	+ 0,000516 P l
1,5	Ueber der Stütze No. 4 . . . . .	- 0,033175 P l	- 0,052134 P l	+ 0,175352 P l	- 0,052134 P l	- 0,033175 P l
	Ueber der Stütze No. 2 . . . . .	+ 0,217550 P l	- 0,049079 P l	- 0,049033 P l	- 0,012925 P l	+ 0,000586 P l
2,2	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . . .	+ 0,045940 P l	+ 0,025246 P l	- 0,063994 P l	- 0,028979 P l	- 0,003762 P l
	Ueber der Stütze No. 4 . . . . .	- 0,041820 P l	- 0,047588 P l	+ 0,203814 P l	- 0,047588 P l	- 0,041820 P l
2,2	Ueber der Stütze No. 2 . . . . .	+ 0,244833 P l	- 0,041200 P l	- 0,060219 P l	- 0,023350 P l	- 0,002887 P l
	In der Mitte zwischen den Stützen No. 2 u. 3 . . . . .	+ 0,073495 P l	+ 0,049774 P l	- 0,068577 P l	- 0,042160 P l	- 0,010348 P l
	Ueber der Stütze No. 4 . . . . .	- 0,047411 P l	- 0,038932 P l	+ 0,232637 P l	- 0,038932 P l	- 0,047411 P l

Hiermit sind die oben angezogenen Belastungsfälle bestimmt. Man hat in dem ersten (Fig. 89) für die 3 Werthe von  $\alpha$  als grössten Auflagerdruck beziehungsweise:

Fig. 89.



$$A = A_4 = 0,01425 P_1 + 0,54503 P_2 + 0,01425 P_3,$$

$$A = A_4 = 0,03606 P_1 + 0,49720 P_2 + 0,03606 P_3,$$

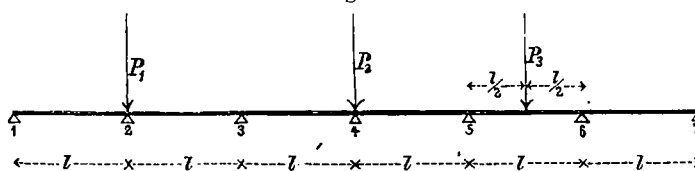
$$A = A_4 = 0,05589 P_1 + 0,45686 P_2 + 0,05589 P_3,$$

oder, wenn  $P_1 = P_2 = P_3 = P$ :

für  $\alpha = 1,0$   $A = 0,57353 P,$   
 1,5  $A = 0,56932 P,$   
 2,2  $A = 0,56864 P,$

ebenso nach Fig. 90:

Fig. 90.



$$A = A_4 = 0,01425 P_1 + 0,54503 P_2 + 0,09834 P_3,$$

$$A = A_4 = 0,03606 P_1 + 0,49720 P_2 + 0,12426 P_3,$$

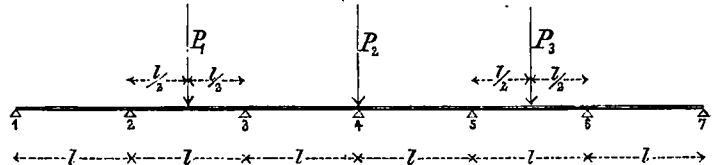
$$A = A_4 = 0,05589 P_1 + 0,45686 P_2 + 0,14477 P_3,$$

und wenn die 3 Lasten gleich gross sind:

für  $\alpha = 1,0$   $A = 0,65762 P,$   
 1,5  $A = 0,65752 P,$   
 2,2  $A = 0,65752 P,$

endlich für den in Fig. 91 dargestellten Belastungsfall:

Fig. 91.



$$A = A_4 = 0,09834 P_1 + 0,54503 P_2 + 0,09834 P_3,$$

$$A = A_4 = 0,12426 P_1 + 0,49720 P_2 + 0,12426 P_3,$$

$$A = A_4 = 0,14477 P_1 + 0,45686 P_2 + 0,14477 P_3,$$

und bei 3 gleich grossen Raddrücken P:

für  $\alpha = 1,0$   $A = 0,74171 P,$   
 1,5  $A = 0,74572 P,$   
 2,2  $A = 0,74640 P.$

Ueberlegt man schliesslich, dass es sich bei Anwendung der Theorie auf die Ausführung immer nur um eine mehr oder

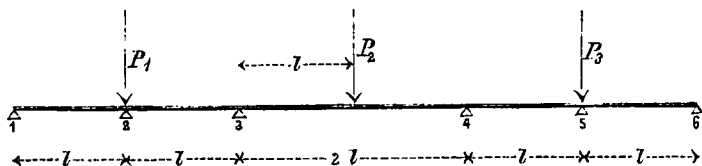
weniger weit gehende Annäherung an die Wahrheit handeln kann, so wird man dem nachstehend ausgesprochenen Satze eine gewisse Berechtigung kaum absprechen können:

Der grösste, von einem Schienenstrang auf eine hölzerne Querschwellen übertragenen Druck kann, gute Unterstopfung vorausgesetzt, zur Zeit beziehungsweise zu 55, 65 und 75 Procent des grössten Locomotivradruckes angenommen werden, je nachdem die Maschine mehr dem einen oder anderen der in den Figuren 89 bis 91 dargestellten Belastungsfälle entsprechend aufgestellt werden kann.

Eine wesentliche Vergrößerung des Druckes ergibt sich allerdings, wenn eine Schwellen hohl liegt, wie aus der folgenden Betrachtung deutlich hervorgeht.

Es werde angenommen, die in der Mitte der Schiene angeordnete Schwellen versage ganz den Dienst, so dass jene als ein continuirlicher Träger auf 6 verdrückbaren Stützpunkten erscheint, wobei die mittleren Stützen (No. 3 und 4) den doppelten gegenseitigen Abstand wie die übrigen haben.

Fig. 92.



Für den in Fig. 92 dargestellten Belastungsfall ergibt sich dann, wenn  $\alpha = 1$

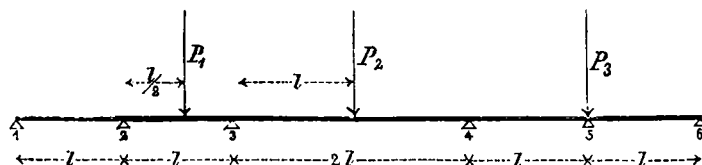
$$A_4 = -0,01695 P_1 + 0,54167 P_2 + 0,26691 P_3,$$

oder, falls  $P_1 = P_2 = P_3 = P$  stattfindet,  $A_4 = 0,79163 P$ ,  
 ebenso findet man für  $\alpha = 2$

$$A_4 = 0,00684 P_1 + 0,49102 P_2 + 0,29256 P_3,$$

bezw.  $A_4 = 0,79042 P$ .

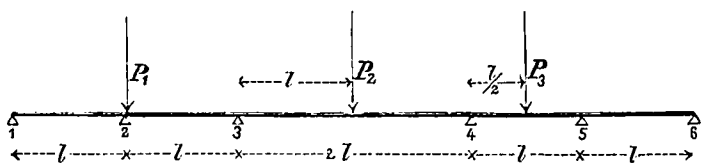
Fig. 93.



Im Falle der Fig. 93 ergibt sich ebenso:

bei  $\alpha = 1$   $A_4 = 0,03164 P_1 + 0,54167 P_2 + 0,26691 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 0,84022 P$ ,  
 bei  $\alpha = 2$   $A_4 = 0,07009 P_1 + 0,49102 P_2 + 0,29256 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 0,85367 P$ .

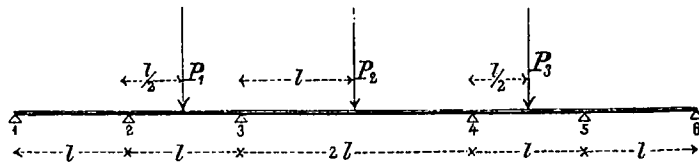
Fig. 94.



Der Belastungsfall, Fig. 94, liefert:

für  $\alpha = 1$   $A_4 = -0,01695 P_1 + 0,54167 P_2 + 0,51003 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 1,03475 P$ , und  
 für  $\alpha = 2$   $A_4 = 0,00684 P_1 + 0,49102 P_2 + 0,48081 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 0,97867 P$ ,

Fig. 95.



und endlich erhält man in dem durch Fig. 95 gegebenen Fall:

für  $\alpha = 1$   $A_4 = 0,03164 P_1 + 0,54167 P_2 + 0,51003 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 1,03334 P$ , und  
 für  $\alpha = 2$   $A_4 = 0,07009 P_1 + 0,49102 P_2 + 0,48081 P_3$ ,  
 bezw.  $A_4 = 1,04192 P$ .

Man kann demnach mit einiger Sicherheit aussprechen, dass der vom Schienenstrange auf eine Schwellen übertragenen Druck im Allgemeinen einem vollen Radrucke gleichkommen wird, wenn eine der Nachbarschwellen schlecht unterstopft ist.

**Gewicht des Holzquerschwellen-Oberbaues.**

Das Eigengewicht der Gleise mit Holzschwellen, welches für die Standfestigkeit derselben von so grosser Bedeutung ist, wird von den deutschen Bahnverwaltungen öfters zu ungefähr 150 kg/m berechnet, wobei jedoch nicht zu übersehen ist, dass das Gewicht des Schwellenholzes je nach den Witterungsverhältnissen sehr wechselt und in Folge dessen auch das Gewicht des ganzen Gleises verschiedene Werthe besitzt. Beobachtungen in dieser Richtung sind in einer Abhandlung »Ueber hölzerne Querschwellen beim Eisenbahnbau« von C. P. Pressler, Kgl. Bau-Oberingenieur, enthalten.\*)

Einen entschieden höheren Betrag als 150 kg/m erreichen die englischen Anordnungen mit Stählen und es sind interessante Angaben hierüber von Claus in seinem am 13. Januar 1885 im Vereine für Eisenbahnkunde zu Berlin gehaltenen Vortrag »Ueber den Eisenbahnoberbau in England und Frankreich« angegeben worden.\*\*)

Im Folgenden sei es gestattet, wiederholt auf den Holzschwellenoberbau der bayerischen Staatsbahnen zurückzukommen, welcher den bayerischen Verkehrsverhältnissen mit Eilzugsgeschwindigkeiten bis zu 75 km/St. und Achsenbelastungen bis ungefähr 14 Tonnen als eben noch entsprechend angesehen werden kann.

Nimmt man das Gewicht des Schwellenholzes zu 0,7 an, wie es zuweilen bei derartigen Berechnungen geschieht, und sieht man wegen der Unsicherheit desselben von den Befestigungsmitteln ganz ab, so findet man bei den üblichen Schienenlängen von 6<sup>m</sup> für die

\*) Civilingenieur 1884, S. 415.

\*\*) Glaser's Ann. 1885, Bd. XVI S. 64.

Schwellenentfernung  $l = 80$  cm

8 Schwellen:  $8 \cdot 2,5 \cdot 0,25 \cdot 0,16 \cdot 700 = 8 \cdot 70 = 560$  kg

12<sup>m</sup> Schienen von 37,5 kg/m Gewicht . . . . . 450 kg

zusammen 1010 kg,

also für das laufende Meter Gleis 168 kg.

Sodann für

$l = 90$  cm

7 Schwellen zu je 70 kg . . . . . 490 kg

Schienen . . . . . 450 kg

zusammen 940 kg,

und für das laufende Meter 157 kg.

Sollte das Gewicht nach sehr heissen Tagen auf 0,5 herab-

sinken, eine Zahl, welche für dürres Holz Gültigkeit hat, so betrüge das Gewicht des Gleises nur noch beziehungsweise

$$\frac{1}{6} (400 + 450) = \text{rund } 140 \text{ kg/m}$$

$$\text{und } \frac{1}{6} (350 + 450) = \text{rund } 130 \text{ kg/m.}$$

Im letzten Falle hätte man für das Quadratmeter Schwellenunterfläche:

$$\text{bei 8 Schwellen } \frac{850}{8 \cdot 2,5 \cdot 0,25} = 170 \text{ kg/qm}$$

und wenn nur 7 Schwellen auf die Schienenlänge treffen

$$\frac{800}{7 \cdot 2,5 \cdot 0,25} = \text{rund } 180 \text{ kg/qm}$$

und überhaupt um so mehr, je grösser die Schwellenabstände.

## Bedeckte Güterwagen der Königl. Eisenbahn-Direction zu Erfurt mit Einrichtung zur Personen- und Verwundeten-Beförderung No. 6738—6787.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—4 auf Taf. XXVI, Fig. 1—4 auf Taf. XXVII und Fig. 1—3 auf Taf. XXVIII.)

Bezüglich der Abwicklung des Personenverkehrs haben viele Eisenbahn-Verwaltungen mit Schwierigkeiten zu kämpfen, weil der Sommerverkehr an Zahl der Reisenden namentlich auf Linien mit starkem Localverkehre den Winterverkehr derart übertrifft, dass eine dem ersteren genügende Zahl von Personenwagen im Winter zum grösseren Theile unbenutzt bleiben würde. Die vielfach gewählte Aushilfe durch Einrichtung von bedeckten gewöhnlichen Güterwagen für Reisende der niederen Wagenklassen hat berechtigte Beschwerden hervorgerufen, da die Einrichtungen für Besteigen, Verlassen, Erleuchtung und Lüftung der Wagen höchst mangelhafte bleiben mussten. Die Beschaffung einer übergrossen Zahl wirklicher Personenwagen ist nun seitens der Direction Erfurt vermieden, indem man Wagen baute, welche zwar während eines Theiles des Jahres als Güterwagen benutzt werden, doch aber so angeordnet sind, dass sie im Bedarfsfalle leicht und ohne erheblichen Kostenaufwand zu allen Ansprüchen genügenden Personenwagen niederer Classe, bezw. zu Krankenwagen umgewandelt werden können.

Ein solcher Wagen ist auf Taf. XXVI Fig. 1—4, XXVII Fig. 1—4, XXVIII Fig. 1—3 dargestellt, und im Folgenden kurz beschrieben.

### Wagenkasten.

Der Kasten des zur Beförderung von 32 Reisenden genügenden Wagens hat die Grösse eines gewöhnlichen bedeckten Güterwagens, und weicht von diesem nur durch die Stellung der Seitenwandungen, die Anbringung je einer Thür in den beiden Stirnwänden und von je 4 lothrecht verschieblichen Fenstern in den Längswänden ab. Wenn die Wagen zur Güterbeförderung benutzt werden sollen, so sind die Fenster mit den Rahmen (Taf. XXVI, Fig. 4), die von innen gegen die Längswände geschraubt sind, herauszunehmen und die entstandenen Oeffnungen durch vorhandene Füllstücke zu schliessen (Tafel XXVIII, Fig. 3). Die Thüren in den Stirnwänden sind zu verriegeln und ausserdem durch je 2 Holzschrauben von innen zu verschrauben (Tafel XXVI, Fig. 3).

Die innere Ausstattung des Wagenkastens besteht bei der Benutzung des Wagens zur Beförderung von Reisenden III. Classe aus Holzbänken, welche bequem durch die Schiebethüren eingebracht werden können. Die Erleuchtung erfolgt durch 6 Kerzenlampen, welche an den aus der Zeichnung (Taf. XXVI, Fig. 1) ersichtlichen Stellen an die Wände geschraubt werden und leicht abnehmbar sind.

Ausserdem haben die Wagenkasten die für Beförderung von Kranken und Truppen erforderlichen Einrichtungen.

Vor den beiden Schiebethüren wird bei Benutzung der Wagen durch Reisende je ein Füllstück angebracht (Taf. XXVII, Fig. 2 und 3), welches die ganze Thüröffnung ausfüllt und einen dichten Abschluss derselben herbeiführt.

Der Zugang zum Wagenkasten ist in gleicher Weise, wie bei den gewöhnlichen Personenwagen IV. Classe eingerichtet, und auch die Griffe sowie Geländer sind nach der regelmässigen Anordnung hergestellt. Die Geländer sind für die Beförderung von Kranken auf der einen Stirnseite zum Umklappen eingerichtet; auch ist an dieser Seite die Thür noch mit einem entsprechend breiten zweiten Flügel versehen.

Die Beleuchtung der Perrons erfolgt durch je eine Kerzenlampe, die in dem überragenden Dache angebracht ist.

### Untergestell.

Das Untergestell ist um die Breite der Einsteigeperrons und zwar um 1,2<sup>m</sup> länger als bei dem gewöhnlichen bedeckten Güterwagen mit Bremse. Dieser grösseren Länge entsprechend und mit Rücksicht auf Erzielung eines möglichst ruhigen Ganges ist auch der Radstand um 500<sup>mm</sup> grösser angenommen, und auf 4,50<sup>m</sup> festgesetzt. Ausserdem haben zur Abschwächung der lothrechten Stösse die Tragfedern statt der gewöhnlichen Länge von 1000<sup>mm</sup> eine solche von 1600<sup>mm</sup> erhalten.

Im Uebrigen entspricht das gesammte Untergestell dem für preussische Normalgüterwagen vorgeschriebenen.

### Verschluss der Fenster und Thüren.

Gemäss den Vorschriften des Regulativs über die zollamtliche Behandlung des Güter- und Gepäcktransports auf den Eisenbahnen sind die Fenster und Thüren der Wagen bei Benutzung derselben für den Güterverkehr über die Zollgrenze dadurch entsprechend »verschlussfähig« eingerichtet worden, dass die an Stelle der Fensteröffnungen tretenden Füllstücke in den Seitenwänden und die inwendig zu verriegelnden Stirnwandthüren mittelst einer genügenden Anzahl durchgehender

Schrauben mit den anstossenden Theilen der Wagenwände, wie aus Tafel XXVIII, Fig. 3 ersichtlich, dauerhaft zu verbinden sind. Die Muttern der durchgehenden Schrauben liegen mit den Innenwandungen des Wagenkastens bündig.

### Kosten des Wagens.

Die Herstellungskosten eines solchen Wagens mit Bremse berechnen sich einschliesslich der nöthigen Ausrüstungsstücke zu ~ 4000 M.

## Selbstthätige Vorkehrung zum Nachstellen der Bremsklötze für Bremsen an Räderfahrzeugen. (D. R. P. 86/3.)

Von J. Stocker, Maschinenmeister in Luzern.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 5, Taf. XXVIII und Fig. 4, Taf. XXIX.)

Die Nachstell-Vorrichtung ist in der Weise ausgebildet, dass das Hauptbremsgestänge bb (Taf. XXIX, Fig. 4) an irgend einer passenden Stelle getrennt, und jedes der beiden Enden mit einer Gabel versehen wird; beide Gabeln ii und aa (Taf. XXIX, Fig. 4) greifen in der Zugrichtung in einander, und eine Verschiebung derselben gegen einander in der Zugrichtung, verbunden mit dauernder Feststellung der Gabeln in der verschobenen Lage bewirkt die beabsichtigte Verkürzung oder Verlängerung der Bremszugstange.

Das Mittel, diese Verschiebung der beiden Gabeln gegen einander und ihre Feststellung in der neuen Lage zu bewirken, bildet den Gegenstand dieses Aufsatzes.

Dasselbe besteht in der Anordnung einer Schnecke K (Taf. XXIX, Fig. 4), welche auf einem in dem einen der beiden gabelförmigen Stangenenden aa festgelagerten Bolzen o (Taf. XXIX, Fig. 4) frei drehbar ist. Die Steigung der Schnecke ist im allgemeinen geringer als der Reibungswinkel zwischen der Schneckenfläche und der Druckfläche, gegen welche sie wirkt. Diese Fläche befindet sich an einem mit dem anderen gabelförmigen Stangenende ii durch den Bolzen o' fest verbundenen Druckklotze s. Wird nun die Schnecke K auf dem Bolzen o gedreht, so verschiebt sie das andere Stangenende ii mittels s und o', um eine der Steigung der Schnecke entsprechende Länge und verändert auf diese Weise die Gesamtlänge der Zugstange.

Die erforderliche Drehung der Schnecke wird durch die Bewegung der Bremsstange bb selbst hervorgebracht in der Weise, dass an dem Druckklotze s ein um einen Bolzen o<sup>2</sup> beweglicher Hebelarm d angebracht ist, dessen Drehpunkt sich also mit der Bremsstange hin und her bewegt, dessen Bewegung aber durch die beiden festen Anschlüsse cc eingegrenzt ist. Dadurch entsteht eine schwingende Bewegung des Hebels um den Bolzen. Da nun an dem Hebel eine federnde Sperrklinke y<sup>1</sup> angebracht ist, welche in mit dem Schneckendaumen K fest vereinigte Sperrzähne eingreift, so wird das jedesmalige Hin- und Herschwingen des Hebelarmes d beim Hin- und Rückgange des Gestänges dann eine Drehbewegung der Schnecke bewirken, wenn die von den Anschlüssen cc bewirkte Bewegung der Sperrklinke grösser wird, als eine Sperrzahnlänge. Sobald nun in

Folge der Abnutzung der Bremsklötze der Weg des Gestänges bb sich so weit vergrössert, dass die Anschlüsse cc einen für die Verrückung der Sperrklinke um einen Zahn genügenden Ausschlag des Hebels d erzeugen, so tritt eine Verkürzung der Stangenlänge um die der Zahnlänge entsprechende Steigung der Schnecke ein, und damit eine eben so grosse Verringerung der nothwendigen Bewegung der Zugstange. Von dieser nothwendigen Bewegungsgrösse, die für verschiedene Bremsanordnungen verschieden sein kann, hängt das Verhältniss der Zahntheilung zu der Bewegung der Sperrklinke ab. Letztere kann bei bestehender Zahntheilung noch leicht durch Umsetzen der Anschlüsse cc oder Veränderung der Länge von d den Verhältnissen angepasst werden.

Das Feststellen der Gestängeenden gegen einander in der verkürzten Lage ist selbstthätig gemacht durch die geringe Steigung der Schnecke, die unter dem Reibungswinkel bleibt, so dass die Schnecke durch den Flächendruck nicht zurückgeschoben werden kann, sondern in ihrer Lage verbleiben muss. Zur ferneren Sicherung kann aber noch eine zweite Sperrklinke y mit festem Drehpunkte o<sup>2</sup> angebracht werden, welche von dem Klotze c nebst Feder an die Schnecke gepresst das Zurückdrehen der Schnecke ganz unmöglich macht.

Durch Vermittelung von K und s kann jedoch nur eine Zugkraft von dem einen Gestänge theile mit Sicherheit auf den anderen übertragen werden, sollte durch einen Zufall einmal Druck im Gestänge entstehen, so würde sich der Bolzen o<sup>1</sup> in dem Schlitze t<sup>1</sup> der Gabel aa verschieben und der Klotz s sich von der Schnecke K abheben. Um diese zufällige Trennung unmöglich zu machen, sind in den Gabelenden ii noch die Daumen vv festgenietet, welche hinter die vorspringende Schneckendruckfläche F greifend ein Abheben des Klotzes s von der Schnecke auch bei Beanspruchung des Gestänges auf Druck unmöglich machen.

Was den durch allmähliche selbstthätige Nachstellung der Zähne auszunutzenden Gesamthub der Schnecke anlangt, so wird dieser genau einer Theilung der Nachstelllöcher im Gestänge entsprechen müssen. Ist er durch volle Drehung der Schnecke ausgenutzt, so dreht man letztere nach Lösung von y und y<sub>1</sub> in die Anfangsstellung zurück, nachdem man den

Stift der Nachstelllöcher ausgezogen hat, und verkürzt das Gestänge um eine Lochtheilung, gewöhnlich 70<sup>mm</sup>, worauf das Spiel von neuem beginnt. Hat die Schnecke 30 Zähne, und ist die Theilung der Nachstelllöcher 72<sup>mm</sup>, so muss die einem Zahne entsprechende Steigung der Schnecke  $\frac{72}{30} = 2,4$  mm betragen.

Die Einfügung der Vorrichtung in das Gestänge ist in einem Beispiele durch Tafel XXVIII, Fig. 5 vorgeführt.

Die Vorrichtung gestattet eine grosse Zahl von Abänderungen der Einzeltheile, so brauchen namentlich die Zähne nicht auf dem Schnecken-Umfange zu sitzen, sondern es kann auch ein besonderes Zahnrad seitlich auf die Achse o gesteckt sein. In diesem Falle kann die Zahnscheide kreisrund sein und der Sperrklinkenhebel muss auf der Gabel aa sitzen.

Die von dem Erfinder als seiner Anordnung eigenthümlich angesehenen Eigenschaften bzw. Theile sind die folgenden:

- 1) Behufs Veränderung der Länge des Bremsgestänges bei Räderfahrzeugen: die Trennung der betreffenden Stange, und die Anwendung einer um einen Bolzen o drehbaren Schnecke K an dem einen Gestänge-Ende, deren Schneckenfläche auf das andere Gestänge-Ende so wirkt,

dass eine Drehbewegung der Schnecke eine der Steigung derselben entsprechende gegenseitige Verschiebung der beiden Gestänge-Enden gegeneinander bedingt.

- 2) Die Verbindung der eben beschriebenen Schnecke mit einem Schaltwerke d y<sup>1</sup> derart, dass das gezahnte Sperrrad fest mit der Schnecke K verbunden, und der Hebel d mit der Klinke y<sup>1</sup> um einen an einem der beiden Gestänge-Enden befindlichen Bolzen o<sup>2</sup> drehbar ist, und mit demselben die hin und her gehende Bewegung des Gestänges vollführt, während er an seinem freien Arme durch einen Anschlag cc festgehalten wird, also eine hin und her gehende Drehbewegung um seinen Bolzen erfährt, vermöge welcher die Klinke y<sup>1</sup> im Stande ist, sobald diese Drehbewegung über das einer Zahntheilung entsprechende Maass hinausgeht, die Schnecke K ebenfalls zu verdrehen, und dadurch eine Veränderung der Stangenlänge zu bewirken.
- 3) Die Sicherheitsklinke y, welche ein zufälliges Zurückdrehen der Schnecke in Folge etwa verminderter Reibung verhindern soll.
- 4) Die Vorsprünge v, welche sich gegen die innere Fläche des Schneckenrandes legen, um bei fehlender Zugspannung im Gestänge das Trennen desselben zu hindern.

## Sicherung gegen das vorzeitige Umstellen der Weichen bei centralen Weichenstellungen.

(D. R. P. 29092.)

Von Kecker, Kaiserlicher Baurath zu Metz.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1—3, Taf. XXIX)

Wenn ein Weichenwärter aus Unachtsamkeit oder übertriebenem Diensteifer eine Weiche umlegt, während ein Zug oder ein einzelnes Fahrzeug dieselbe gegen die Spitze befährt, so ist eine Entgleisung die voraussichtliche Folge.

Diese Gefahr ist bei Centralanlagen, wo die Weichen auf mehr oder minder bedeutende Entfernungen gestellt werden, und der Wärter deshalb die Verhältnisse nicht immer richtig genug beurtheilen kann, grösser, als bei der alten Einrichtung, wo der Wärter in unmittelbarer Nähe der Weiche sich befindet und deren Gangbarkeit genau prüfen kann.

Zur Verhütung dieser Gefahr bedient man sich in der Regel einer Druckschiene, welche vor der Weichenzunge neben einer Fahrschiene um mehrere Punkte pendelnd, sich in ihrer Ruhstellung mit der Schienenoberkante in gleicher Höhe oder wenig darunter befindet, bei ihrer Bewegung aber die Schienenoberkante überragt. In geeigneter Verbindung mit dieser Druckschiene befindet sich dann ein Riegel, welcher bei den beiden Endstellungen der Weiche in entsprechende Löcher der Verbindungsstange der Weichenzungen geschoben wird. Befindet sich ein Rad eines Fahrzeuges auf der Druckschiene, so kann die Druckschiene nicht gehoben, der Riegel nicht zurückgezogen und somit keine Weichenzunge bewegt werden. Die Bewegung des Riegels und der Druckschiene erfolgt seither vorherrschend mittels besonderen Gestänges durch einen Handhebel, welcher in die Verschlusseinrichtung der Centralapparate mit aufgenommen ist.

Ogleich die Centralanlagen durch die Hinzufügung der Riegelhebel äusserst verwickelt und umfangreich werden, hat man doch in England und Belgien die dadurch erzielte Betriebssicherheit hoch genug angeschlagen, um die bedeutend höheren Anlage- und Unterhaltungskosten nicht zu scheuen. Zum mindesten hat man die Anbringung von Druckschienen und Riegeln bei allen denjenigen Weichen für nöthig gehalten, welche von fahrplanmässigen Zügen gegen die Spitze befahren werden.

Die seitherigen Versuche, die Druckschiene mit durch den Weichenhebel stellen zu lassen, haben bis jetzt zu einem günstigen Ergebnisse nicht geführt, weil dabei die Bewegung der Druckschiene und der Weiche gleichzeitig eintritt.

Die Erfindung der Endausgleichungen nun, welche wegen ihres Vermögens, die Weichen umzustellen und dann die Weichenzungen gegen die Fahrschiene gedrückt zu halten, auch Spitzenverschlüsse genannt werden, hat mich auf den Gedanken gebracht, einen Theil des todten Ganges derselben zum Umstellen der Druckschiene und des Riegels mit zu benutzen.

Zur Zeit am meisten in Gebrauch sind:

- 1) der ältere Spitzenverschluss von Schnabel & Henning, bei welchem der Angriffspunkt des Gestänges eine geradlinige Bewegung macht,
- 2) die Endausgleichung von Büssing,

3) der neuere aufschneidbare Spitzenverschluss von Schnabel & Henning.

Bei den beiden letzteren macht der Angriffspunkt des Gestänges eine kreisbogenförmige Bewegung.

Aus Fig. 1, Tafel XXIX ist die allgemeine Anordnung der Vorrichtung ersichtlich. Die Druckschiene pendelt mittels der Schwingen  $oq$  um die Drehpunkte  $o$ , welche ihren Stützpunkt unterhalb des Schienenfusses haben. Eine dieser Schwingen trägt den Angriffspunkt  $k$  der Stange  $ik$  und bewegt eine Achse  $oo'$ , auf welcher zwischen den beiden Schienen ein einfacher Hebel  $o's$  befestigt ist, welcher wiederum mit dem Riegel  $r$  in Verbindung steht. Das Gestänge  $G$  bewegt die Führungsschiene  $GH$ , und diese wiederum veranlasst die Bewegung des dreiarmligen Hebels  $igh$ , dessen beide gleichschenkeligen Arme die Rollen  $g$  und  $h$  tragen, während der dritte Arm auf die Stange  $ik$  wirkt.

Wird das Gestänge in der Richtung von  $G$  nach  $G'$  verschoben, so wird die Rolle  $g$  durch die Druckfläche  $d c$  gehoben,  $i$  kommt nach  $i'$ ,  $k$  nach  $k'$ ,  $s$  nach  $s'$  und der Riegel  $r$  wird dadurch aus dem Loche  $t$  der Verbindungsstange  $w$  zurückgezogen. Bei weiterer Bewegung des Gestänges in derselben Richtung erfolgt alsdann das Umstellen der Weiche mittels des Spitzenverschlusses, während die Rolle  $g$  auf der Fläche  $c b$  gleitet und dadurch den Riegel  $r$  in der zurückgezogenen Stellung festhält. Ist das Umstellen der Weiche erfolgt, so wird bei Fortsetzung der Bewegung die Rolle  $h$  ebenfalls durch die Druckfläche  $c d$  gehoben, während sich  $g$  auf  $b a$  nach  $a G$  bewegt, es geht  $i'$  nach  $i$  zurück,  $k'$  nach  $k$ ,  $s'$  nach  $s$ , es wird der Riegel in das Loch  $t'$  der Verbindungsstange  $w$  geschoben und die Weiche in der anderen Endstellung verriegelt; die Führungsschiene  $GH$  ist in der Stellung  $G' H'$  angelangt. Bei der entgegengesetzten Bewegung des Gestänges hebt zunächst die Druckfläche  $a b$  die Rolle  $g$ , der Riegel  $r$  wird aus dem Loche  $t'$  zurückgezogen, dann wird die Weiche umgestellt und schliesslich hebt die Druckfläche  $e f$  die Rolle  $h$ , und schiebt den Riegel  $r$  in das Loch  $t$  der Verbindungsstange, wodurch die Weiche wieder in ihrer Grundstellung verriegelt wird.

Fig. 2, Taf. XXIX stellt denselben Hergang bei der Endausgleichung von Büssing dar; die Bewegung des Punktes  $G$  ist hierbei eine kreisförmige. Die Gleitflächen der Führungsschiene sind in diesem Falle nach Kreisbögen geformt, die den Drehpunkt  $m$  zum Mittelpunkte haben. Während sich  $G$  von  $a'$  nach  $b'$  bewegt, wird die Rolle  $g$  durch die Druckfläche  $a b$  gehoben, und der Riegel  $r$  aus dem Loche  $t$  zurückgezogen. Von  $b'$  bis  $e'$  erfolgt das Umstellen der Weiche, während der Riegel durch das Gleiten von  $g$  auf der Fläche  $b c$  zurückgezogen bleibt. Von  $e'$  bis  $f'$  wird die Rolle  $h$  durch die Fläche  $e f$  gehoben, der Riegel  $r$  in das Loch  $t'$  geschoben, und dadurch die Weiche in der anderen Endstellung verriegelt. Bei der entgegengesetzten Bewegung wird durch die Fläche  $d c$  zuerst die Rolle  $g$  gehoben, und der Riegel  $r$  aus dem Loche  $t'$  zurückgezogen;

nach Umstellung der Weiche wird die Rolle  $h$  gehoben und der Riegel  $r$  in das Loch  $t$  wieder eingeschoben.

Fig. 3, Tafel XXIX stellt die Vorrichtung in Verbindung mit dem aufschneidbaren Spitzenverschlusse von Schnabel & Henning dar.

Da eine feste Verbindungsstange zwischen den Weichenzungen fehlt, ist von der Anbringung eines Riegels zunächst Abstand genommen. Der Hergang ist im allgemeinen wie vorstehend. Sobald ein Rad auf der Druckschiene steht, drückt die Rolle  $g$  gegen die Druckfläche  $a b$  bzw.  $c d$  und hindert die Bewegung des Gestänges, sodass der Stellhebel im Centralapparat nicht bewegt werden kann, wozu übrigens schon eine Belastung der Druckschiene mit 70 bis 80 kg ausreicht. Soll eine Verriegelung stattfinden, so würden zwei Riegel anzuordnen und die Löcher, in welche die Riegel eingreifen sollen, wohl am zweckmässigsten mit den Zungenspitzen in Verbindung zu bringen sein.

Bei den hier bekannten Spitzenverschlüssen beträgt der Gesamtweg des Gestänges 22,5 bis 25 cm, von denen die Hälfte also 11 bis 12,5 cm für die Umstellung der Weiche nutzbar gemacht wird. Rechnet man für das Zurückziehen und Wiedervorschieben des Riegels einen Weg des Gestänges von je 4 bis 4,5 cm, zusammen also 8 bis 9 cm, so sind im Ganzen 19 bis 21,5 cm Weg des Gestänges erforderlich; es verbleibt demnach für den Spitzenverschluss noch ein todter Weg von circa 3,5 cm, welcher zur Ausgleichung von Ungenauigkeiten bei der nunmehr wieder erforderlichen Längenberichtigung des Gestänges, bzw. der Ungleichheiten in den durch die Wärme hervorgerufenen Veränderungen dienen kann.

Durch die Verwendung eines Theiles des todten Weges zur Umstellung der Druckschiene haben zwar die vorerwähnten Vorrichtungen ihren Werth als Endausgleichungen grösstentheils verloren, denjenigen als Spitzenverschlüsse aber vollständig beibehalten.

Im allgemeinen dürfte die Anwendung der Druckschiene allein genügen, um das vorzeitige Umlegen der Weichen zu verhindern, und von dem Hinzufügen des Riegels Abstand genommen werden können; wenn aber in Folge einer Beschädigung des Spitzenverschlusses das Umstellen einer Weiche nicht vollständig erfolgt sein sollte, würde der Riegel das Loch in der Verbindungsstange nicht treffen und dadurch das Umlegen des Handhebels im Centralapparate in seine Endstellung verhindern.

Im Bahnhofe Metz liegt eine Sicherheitsvorrichtung der vorbeschriebenen Art nach Fig. 1, Taf. XXIX seit länger als einem Jahre, vier Stück nach Fig. 3 sind seit Monat März d. J. eingelegt, von denen eine an einer halben englischen Weiche angebracht ist; dieselben arbeiten sämmtlich durchaus zuverlässig.

Die bekannte Firma Schnabel & Henning zu Bruchsal hat die Ausführung der Sicherheitschienen übernommen.

Metz, im Mai 1886.

## Die Grösse der Locomotiv-Cylinder.

Von Pfeifer, Regierungs-Bauführer zu Berlin.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 5—7, Taf. XXIX.)

Die nachfolgenden Untersuchungen sollen keineswegs erschöpfende Grundlagen für die Bestimmung der Cylinderabmessungen mit Rücksicht auf die verschiedenen Anordnungen und die erforderliche Grösse der Zugkräfte geben, sondern sie verfolgen lediglich den Zweck, auf einige besondere Beziehungen hinzuweisen, welche zwischen dem Inhalte der Cylinder und der Grösse der Dampfentwicklung stattfinden müssen, wenn bei den am meisten vorkommenden Geschwindigkeiten eine günstige Ausnutzung der Dampfarbeit erzielt werden soll.

Verfolgt man an den für grosse Geschwindigkeiten bestimmten Locomotiven die Aenderungen, welche die Grösse der Dampfeylinder im Laufe der Zeit erfahren hat, so findet man, dass die ungekuppelten Locomotiven, welche früher fast ausschliesslich für schnellfahrende Züge benutzt wurden, verhältnissmässig kleine Cylinderabmessungen aufweisen. Es lag auch kein Grund vor, dieselben wesentlich grösser auszuführen, als nach Maassgabe der Ausnutzung des geringen Adhäsionsgewichtes der einen Treibachse, zumal da die Leistungen der Locomotiven bei grossen Geschwindigkeiten als günstige bezeichnet werden mussten. Bei der immer zunehmenden Belastung der schnellfahrenden Züge vermochten die ungekuppelten Locomotiven das Anziehen der Züge nicht genügend schnell auszuführen, so dass man sich genöthigt sah, eine zweite Achse zu kuppeln, und die Cylindermaasse behufs Ausnutzung des nun verdoppelten Adhäsionsgewichtes entsprechend zu vergrössern, ohne jedoch gleichzeitig die Dampfentwicklung wesentlich erhöhen zu können. Weitere Bestrebungen, die Locomotiven für grosse Geschwindigkeiten leistungsfähiger zu machen und die kostspieligen Vorspannmaschinen zu ersparen, konnten sich alsdann nur auf eine möglichste Vergrösserung der Heiz- und Rostfläche unter Innehaltung der gegebenen Raum- und Gewichtsgrenzen und auf eine Erhöhung des Dampfdruckes beziehen.

Man kann wohl annehmen, dass bei den neueren Personen- und Schnellzuglocomotiven die Grenze für die Grösse der Heizfläche für die übliche Achsenzahlnahezu erreicht worden ist. Für die Anwendung einer grösseren Achsenzahln wird man sich schwer, und nur in den Fällen, in denen es unbedingt erforderlich ist, entschliessen können. Mit der Grösse der Rost- und Heizfläche erreicht aber auch die Dampfentwicklung ihre höchste Grenze und man wird, um eine möglichst leistungsfähige Locomotive zu erhalten, bemüht sein müssen, diese grösste verfügbare Dampfmenge möglichst günstig auszunutzen.

Wenngleich durch zahlreiche Versuche und Betriebsbeobachtungen im Laufe der Zeit die günstigsten Verhältnisse, welche sich hauptsächlich auf die richtige Grösse der Dampfeylinder beziehen, in vielen Fällen erreicht sein mögen, so dürften einige theoretische Untersuchungen nach dieser Richtung hin doch von Interesse sein.

Je grösser man die Dampfausdehnung in einer Dampfmaschine annimmt, desto besser wird man im Allgemeinen eine

vorhandene Dampfmenge von bestimmter Spannung ausnutzen. Für jede Gattung von Dampfmaschinen giebt es aber einen, von der Endspannung des ausgedehnten Dampfes und von der Spannung des Auspuffdampfes abhängigen günstigsten Ausdehnungsgrad, welcher nicht überschritten werden darf, wenn die nutzbar gemachte Arbeit höchstmöglich gesteigert werden soll. Für feststehende Dampfmaschinen mit verstellbarer Steuerung wird der günstigste Füllungsgrad so gewählt, dass die Endspannung des in den Cylindern ausgedehnten Dampfes nicht kleiner, als der mittlere Gegendruck, vermehrt um die auf den Kolbenquerschnitt vertheilt gedachten Reibungswiderstände der Maschine, ausfällt. Es wird alsdann bis zum Ende des Hubes noch nutzbare Arbeit auf den Kolben übertragen. Durch grössere Ausdehnung wird an indicirter Arbeit wenig mehr gewonnen und der vor Beendigung des Kolbenhubes stattfindende Druckwechsel im Gestänge verursacht einen unruhigen, mit mehr oder weniger heftigen Stössen verbundenen Gang der Maschine. Die Massenbeschleunigung der bewegten Theile (des Kolbens, der Kolbenstange, des Kreuzkopfes und der Kurbelstange) wirkt den letztgenannten Uebelständen entgegen, so dass man bei grossen Kolbengeschwindigkeiten die Ausdehnung etwas weiter treiben, und den Enddruck des Dampfes annähernd bis zum mittleren Gegendruck wird herabmindern können. Bei noch weitergehender Vergrösserung der Ausdehnung wird sich der Dampf gegen Ende des Kolbenhubes ohne Arbeitsabgabe ausdehnen und muss von dem frischen Dampf auf der anderen Seite des Kolbens theilweise wieder verdichtet werden. Eine derartige Wirkungsweise ist wegen des grossen Wärmewechsels im Cylinder und wegen des bedeutenden Druckunterschiedes auf beiden Seiten des Kolbens sehr schädlich für die Umsetzung der Dampfarbeit und muss unter allen Umständen vermieden werden.

Würde man nun bei Locomotiven in gleicher Weise, wie bei feststehenden Dampfmaschinen, aus einem bestimmten Enddrucke des ausgedehnten Dampfes den günstigsten Füllungsgrad ermitteln und mit Hilfe desselben die Cylindermaasse für die am meisten vorkommenden Geschwindigkeiten und die verlangten Zugkräfte berechnen, so würde man, wie bei feststehenden Anlagen, stillschweigend eine unbegrenzte Dampfentwicklung voraussetzen und die weitere Frage, ob der grösstmögliche Dampfkessel für die betreffende Locomotivgattung auch wirklich die hierzu erforderliche Dampfmenge zu entwickeln vermag, noch offen lassen. Da jedoch die verfügbare Dampfmenge begrenzt ist und deren obere Grenze im Voraus annähernd ermittelt werden kann, so wird man, um die Locomotive möglichst leistungsfähig zu machen, die Cylinderinhalte zweckmässig unmittelbar aus der Dampfentwicklung und dem günstigsten Enddrucke des ausgedehnten Dampfes berechnen. Der Enddruck ergibt sich aber aus der Menge des vorhandenen Dampfes und aus dem grössten Raume, welchen derselbe nach seiner Ausdehnung ausfüllen muss.

Hat die Dampfentwicklung eines Locomotivkessels einen Beharrungszustand erreicht, und wird bei gleichbleibendem Kesseldrucke und Wasserstande genau so viel Dampf entwickelt, wie die Maschine verbraucht, so wird die grösste Menge des in der Zeiteinheit entwickelten Dampfes für gleiche Brennstoffe und für dieselbe Gattung von Locomotiven annähernd in geradem Verhältnisse zu der Grösse der Heizfläche stehen. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird sich zwar die Dampfentwicklung wegen der schneller aufeinander folgenden Auspuffschläge und wegen des hierdurch hervorgerufenen gleichmässigeren Zuges erhöhen, jedoch wird diese Zunahme nach erreichter mittlerer Geschwindigkeit immer mehr verschwinden, da mit weiter zunehmender Geschwindigkeit eine grössere Ausdehnung, und demzufolge eine Abnahme der Spannung des Auspuffdampfes verbunden ist.

Wird nun die stündlich dauernd zu erreichende grösste Dampfentwicklung, unter Ausschluss des vom Dampfe mitgerissenen Wassers, zu  $m$  kg für 1 qm Heizfläche angenommen, so beträgt die während einer Stunde verfügbare Dampfmenge bei einer Heizfläche von  $H$  qm  $m \cdot H$  kg. Diese Dampfmenge wird nach der Ausdehnung einen Raum einnehmen müssen, welcher gleich ist der Summe aller in einer Stunde von beiden Kolben ausgeführten Hübe, vermindert um eine Grösse, welche dem nach Abschluss der Ausströmungsöffnung in den Cylindern zurückgehaltenen Dampfe Rechnung trägt. Für einen Cylinderinhalt von  $v$  cbm ist der grösste Raum, welchen der, die Maschine während einer Umdrehung der Treibachse verlassende Dampf ausfüllen muss, gleich

$$4v \cdot (1 - \vartheta),$$

wenn  $\vartheta \cdot v$  der der Endspannung entsprechende Inhalt des Dampfes ist, welcher bei jedem Kolbenhube in dem Cylinder zurückgehalten wird. Da nun die Anzahl der Umdrehungen des Treibrades bei einer Geschwindigkeit von  $k$  km in 1 Stunde und einem Treibraddurchmesser von  $D^m$

$$n = \frac{k \cdot 1000}{\pi D}$$

ist, so ist der Endinhalt  $V$ , welchen der stündlich erzeugte Dampf ausfüllen muss

$$V = n \cdot 4 \cdot v \cdot (1 - \vartheta) \text{ oder} \\ V = \frac{k \cdot v \cdot 4000 \cdot (1 - \vartheta)}{\pi D}$$

Das Gewicht der Raum-Einheit des bis zur Endspannung ausgedehnten Dampfes (das Gewicht eines cbm in kg) ergibt sich hieraus zu

$$\gamma = \frac{m \cdot H}{V} \\ \gamma = \frac{m \cdot H \cdot \pi D}{k \cdot v \cdot 4000 \cdot (1 - \vartheta)}$$

Würde sich nun der Dampf in den Cylindern ohne Wärme-Zu- und Abführung ausdehnen, so würde man es in jedem Augenblicke, also auch während der grössten Ausdehnung, in der Rechnung mit gesättigtem Wasserdampfe zu thun haben. In Wirklichkeit sind die Ausdehnungsverhältnisse jedoch nicht so einfach, da beim Beginne des Kolbenhubes ein Theil des einströmenden Dampfes wegen der geringeren mittleren Wärme der Cylinderwandungen niedergeschlagen wird, und zu Ende der

Ausdehnung wegen der nun höheren mittleren Wärme eine theilweise Verdampfung des niedergeschlagenen Wassers eintritt. Ausserdem wird das vom Dampfe mitgerissene Wasser, welches den Wärmegrad des Kesseldampfes hat, gegen Ende der Ausdehnung, umgeben von Dampf von geringer Wärme, theilweise verdampfen und die Endspannung etwas verändern. Im Allgemeinen wird man jedoch wenig fehlgreifen, wenn man den ausgedehnten Dampf als gesättigt ansieht und die Spannung  $p$  desselben entsprechend dem oben gefundenen Werthe  $\gamma$  aus der Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe nach Zeuner oder Fliegner entnimmt.

Umgekehrt kann man aus der voraussichtlich günstigsten Endspannung das Einheitsgewicht  $\gamma$  bestimmen und erhält für den Inhalt des Cylinders die Gleichung:

$$v = \frac{m \cdot H \cdot D \cdot \pi}{\gamma \cdot k \cdot 4000 \cdot (1 - \vartheta)}$$

Der Inhalt der Locomotiveylinder kann hiernach mit zunehmender Verdampfungsfähigkeit, also für bessere Brennstoffe, grösser angenommen werden, als für geringere; desgleichen kann derselbe bei einer Vergrösserung der Heizfläche und des Treibraddurchmessers entsprechend grösser gewählt werden. Je höher dagegen die Geschwindigkeiten sind, bei denen der Dampf noch vortheilhaft ausgenutzt werden soll, desto kleiner muss der Inhalt der Cylinder ausfallen.

Es sei noch erwähnt, dass die Aenderungen, welche die obige Gleichung durch Undichtigkeiten, Niederschlagen von Wasser und Nachdampfen des mitgerissenen Wassers erfährt, bei der Bestimmung der Ziffer  $\vartheta$  berücksichtigt werden können.

Soll nun der Inhalt des Cylinders aus der Gleichung berechnet werden, so müssen für die Werthziffern  $m$ ,  $\gamma$  und  $\vartheta$  bestimmte Zahlenwerthe eingeführt werden. Die für 1 qm Heizfläche stündlich erzeugte Dampfmenge kann mit Rücksicht auf die Güte des Brennstoffes und das Verhältniss der Rostfläche zur Heizfläche annähernd richtig ermittelt werden. Schwieriger ist es, die Werthziffer  $\vartheta$  zahlenmässig festzustellen. Die in dem Cylinder zurückgehaltene Dampfmenge ist abhängig von der Spannung des Auspuffdampfes und von dem Zeitpunkte, in welchem der Abschluss des Auslasskanals erfolgt. Der Inhalt  $\vartheta v$  wird also für die Coulissensteuerungen bei kleineren Füllungsgraden in Folge der gleichzeitigen grösseren Dauer der Zusammendrückung grösser ausfallen, als bei grossen Füllungsgraden mit kleinerer Dauer der Zusammenpressung. In Einzelfällen lässt sich nach diesen Grundsätzen  $\vartheta v$  wohl berechnen. Für  $\gamma$  ist das Einheitsgewicht von gesättigtem Wasserdampfe mit einer etwas höheren Spannung, als der des Auspuffdampfes einzuführen. Die wirklich günstigste Endspannung wird nur auf dem Wege des Versuches und auf Grund von Beobachtungen im Betriebe festgestellt werden können.

Da nun die Ausführung der Cylinderabmessungen nicht ausschliesslich nach den hier erörterten Beziehungen erfolgen kann, so wird man bei Verwerthung der vorliegenden Untersuchungen zweckmässig von den schon vorhandenen Locomotiven, welche im Betriebe für die betreffenden Geschwindigkeiten gute Ergebnisse geliefert haben, ausgehen und die Cylinderinhalte der etwa neu zu erbauenden Locomotiven mit Hilfe der obigen Gleichung den neuen Grössenverhältnissen anpassen. Für Loco-



motiven derselben Gattung, welche Brennstoffe von gleicher Güte verwenden und gleichartige Steuerungen besitzen, werden die Werthziffern  $m$ ,  $\theta$ ,  $\gamma$  und  $k$  in allen Fällen annähernd gleich gross ausfallen, so dass man für den Inhalt der Cylinder die einfache Beziehung erhält:

$$v = D \cdot H \cdot C,$$

worin  $C$  den Zahlenwerth darstellt:

$$C = \frac{m \cdot \pi}{\gamma \cdot k \cdot 4000 \cdot (1 - \theta)}$$

Dieser Werth wird nach der obigen Gleichung:

$$C = \frac{v}{D \cdot H}$$

Sollen also die grössten verfügbaren Dampfmengen der Locomotiven einer Gattung in allen Fällen gleichmässig günstig ausgenutzt werden, so muss unter sonst gleichen Verhältnissen bezüglich des Brennstoffes und der Steuerungen der Werth von

$\frac{v}{D \cdot H}$  für alle diese Locomotiven die gleiche Grösse haben.

Die Aenderungen, welche diese Beziehung für verschiedene Brennstoffe und verschiedene Geschwindigkeiten erleidet, ist aus der allgemeinen Gleichung für  $v$  leicht ersichtlich.

Die thatsächlich bei Locomotiven gleicher Gattung vorkommenden erheblichen Schwankungen des Werthes  $\frac{v}{D \cdot H}$  lassen darauf schliessen, dass die Dampfarbeit bei den am meisten vorkommenden Geschwindigkeiten nicht in allen Fällen günstig ausgenutzt wird.

Die folgenden Zahlenbeispiele werden einigen Anhalt bieten, um die Grenzen der günstigsten Verhältnisse annähernd zu erkennen und die Richtung anzugeben, nach welcher fernere Ausführungen gegen die bisherigen etwa abzuändern sind.

Die älteren preussischen Normal-Personenzug-Locomotiven, welche auch für Züge mit den grössten vorkommenden Geschwindigkeiten (bis 90 km in der Stunde) verwendet werden sollten, haben einen Cylinderinhalt  $v = 0,07756$  cbm, einen mittleren Treibraddurchmesser  $D = 1,7^m$  und eine Gesamtheizfläche  $H = 92$  qm.

Es ist demnach:

$$\frac{v}{D \cdot H} = 0,0005, \text{ genau } (0,00049).$$

Nimmt man nun die grösste stündliche Dampferzeugung  $m$  unter Ausschluss des mitgerissenen Wassers zu 40 kg für 1 qm Heizfläche, und den im Cylinder durch Abschluss der Auslassöffnung zurückgehaltenen Dampf unter Berücksichtigung der Dampfverluste zu  $\theta v = 0,15 v$  an, so ergibt sich das Einheitsgewicht des Dampfes von der Endspannung für eine Geschwindigkeit von 90 km in der Stunde zu:

$$\gamma = \frac{40 \cdot 3,1415}{0,0005 \cdot 4000 \cdot 90 \cdot 0,85}$$

$$\gamma = 0,828.$$

Aus der Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe nach Zeuner erhält man hierfür eine Endspannung von:

$$p = 1,39 \text{ at.}$$

Es ist klar, dass unter den oben gemachten Annahmen, die keineswegs ungünstig gewählt wurden, eine dauernd grössere Endspannung bei einer Geschwindigkeit von 90 km überhaupt

nicht zu erreichen ist. Nimmt man nun den mittleren Gegen-  
druck  $p = 1,6$  at an, so erhält man die in Fig. 5 Taf. XXIX dargestellten Druckverhältnisse, welche für die Ausnutzung des Dampfes sehr unzuweckmässig sind und aus welchen ersichtlich ist, dass sich die Locomotive für eine so hohe Geschwindigkeit nicht eignet.

Auf ganz gleiche Weise erhält man für eine Geschwindigkeit von 75 km in der Stunde die grösstmögliche Endspannung zu

$$p = 1,7 \text{ at}$$

und für eine Geschwindigkeit von 60 km in der Stunde

$$p = 2,09 \text{ at.}$$

Die ältere preussische Normal-Personenzug-Locomotive eignet sich hiernach also nur für Geschwindigkeiten bis zu 60, höchstens 70 km in der Stunde. Bei grösseren Geschwindigkeiten sinkt die Endspannung unter die mittlere Spannung des Auspuffdampfes, und die aus der vorhandenen Dampfmenge gewonnene Arbeit wird plötzlich sehr gering. Diese Zahlen stimmen übrigens mit ausgeführten Versuchen überein, welche ergaben, dass die Locomotiven vorübergehend bei ungewöhnlich hohem Dampfverbrauche wohl im Stande waren, einen verhältnissmässig schweren Zug mit einer Geschwindigkeit von über 80 km auf einer schwachen Steigung in die Höhe zu ziehen, dass sie aber denselben Zug auf der Wagerechten dauernd nicht mit jener Geschwindigkeit zu befördern vermochten.

Die neuen preussischen Normal-Personenzug-Locomotiven haben einen Cylinderinhalt  $v = 0,07033$  cbm, den gleichen Treibraddurchmesser  $D = 1,7^m$  und eine Gesamtheizfläche  $H = 103$  qm.

Es ergibt sich daher:

$$\frac{v}{D \cdot H} = 0,0004.$$

Bei den oben festgesetzten Werthen von  $m$  und  $\theta$  erhält man für die Geschwindigkeit von 90 km in der Stunde das Einheitsgewicht des Dampfes mit der Endspannung:

$$\gamma = \frac{3,1415 \cdot 40}{0,0004 \cdot 4000 \cdot 90 \cdot 0,85}$$

$$\gamma = 1,02$$

und einen entsprechenden Enddruck:

$$p = 1,8 \text{ at.}$$

Nimmt man die Spannung des Auspuffdampfes wieder zu 1,6 at an, so erhält man die in Fig. 6 Taf. XXIX dargestellte Auftragung, welche wesentlich vortheilhafter, als die-

jenige für  $\frac{v}{D \cdot H} = 0,0005$  ausfällt, aber den günstigsten Füllungsgrad kaum erreicht.

Auf gleiche Weise erhält man wieder die grösste Endspannung für die Geschwindigkeit von 75 km,  $p = 2,14$  at, und für 60 km,  $p = 2,8$  at.

Die neuere Normal-Personenzug-Locomotive lässt hiernach für die Geschwindigkeiten von 60—75 km in der Stunde vortheilhafte Ausdehnungsgrade zu, und wird auch noch bei höheren Geschwindigkeiten die vorhandene Dampfmenge genügend ausnutzen.

Die am Eingange erwähnten ungekuppelten Locomotiven haben gewöhnlich noch geringere Cylinderabmessungen, so dass der Werth  $\frac{v}{D.H}$  bis 0,00035, ja vereinzelt bis 0,0003 fällt. Zur Uebersicht seien hier noch die Endspannungen unter gleichen Voraussetzungen wie früher für den Werth

$$\frac{v}{D.H} = 0,0003$$

angegeben. Für die Geschwindigkeit von 90 km ist  $p = 2,357$  at, für 75 km  $p = 2.9$  at und für 60 km  $p = 3,65$  at. Die Aufzeichnung in Fig. 7, Taf. XXIX entspricht der Geschwindigkeit von 90 km. Für grosse Geschwindigkeiten ist die Ausnutzung des Dampfes hier am günstigsten, jedoch wird für die geringeren Geschwindigkeiten, mit welchen diese Locomotiven auch häufig fahren, die Ausdehnung des Dampfes bei grossen Leistungen geringer und die gewonnene Arbeit kleiner, als bei den vorhergehenden Beispielen.

Die thatsächlich günstigsten Verhältnisse können nicht aus den vorliegenden Zahlenbeispielen entnommen, sondern müssen aus den Betriebsergebnissen der betreffenden Locomotiven ermittelt werden. Was übrigens die Personen- und Schnellzuglocomotiven mit grossem Werthe von  $\frac{v}{D.H}$  betrifft, so wird man von denselben im Betriebe meist hören, dass sie bei schnell-fahrenden Zügen entweder »schlecht Dampf machen« oder »schlecht Dampf halten«, ein Uebel, dessen Grund aus den angeführten Beispielen leicht erklärlich ist.

Die Spannung des Dampfes beim Eintritte in den Cylinder ist in den Untersuchungen bisher unberücksichtigt geblieben. Dieselbe hat auch unmittelbar wenig Einfluss auf die erörterten Beziehungen und verändert die Endspannung nur mittelbar durch die verschiedene Grösse der Dauer der Zusammenpressung.

Nun ist in neuerer Zeit mehrfach betont worden, dass eine Erhöhung der Kesselspannung über 10 at Ueberdruck keine Vortheile mehr verspreche, da die Leistung der Locomotive im Beharrungszustande doch nur unwesentlich vergrössert werden könne, und die Stösse im Gestänge, sowie die Reibungswiderstände der Schieber unnütz erhöht würden.

Aus der Auftragung Fig. 6 Taf. XXIX, in welcher die Spannung des Dampfes beim Eintritte in den Cylinder von 8 auf 10 at Ueberdruck erhöht worden ist, kann man ersehen, dass die Mehrleistung, welche sich durch die Fläche  $a$  darstellt, im Vergleiche zur ganzen Arbeit  $A$  nicht sehr erheblich ist, zumal, wenn man berücksichtigt, dass durch die grösseren Wärmeunterschiede im Cylinder und die grösseren Druckunterschiede auf beiden Seiten des Kolbens die Arbeitsverluste erheblich zunehmen. Ferner wird die Vertheilung der Kräfte auf den Kolbenhub ungünstiger. Beim Beginne des Hubes fallen die Kräfte, die auf den Kolben übertragen werden, ausserordentlich hoch aus, während sie im weiteren Verlaufe schnell herabsinken. Bis zu einem gewissen Grade ist eine derartige Wirkungsweise wegen der Massenbeschleunigung und Verzögerung des Gestänges zwar erwünscht, jedoch wird diese Grenze im vorliegenden Falle weit überschritten sein.

Danach dürfte eine Erhöhung der Kesselspannung von 10 auf 12 Atmosphären Ueberdruck bei vorhandenen Personen- und Schnellzuglocomotiven, welche beim Anziehen das Adhäsions-

gewicht vollkommen auszunutzen im Stande sind, wenig erpriesslich, wenn nicht geradezu unvortheilhaft sein.

Anders können sich die Verhältnisse bei neu zu bauenden Locomotiven gestalten. Findet man nämlich, dass die Cylinderabmessungen, welche mit Rücksicht auf eine vortheilhafte Ausnutzung der stündlich verfügbaren Dampfmenge angenommen wurden, für die Ausnutzung des vorhandenen Adhäsionsgewichtes bei einer Kesselspannung von 10 at nicht ausreichen und vergrössert man in Folge dessen die Kesselspannung auf 12 at, so wird man, selbst wenn der höchste Kesseldruck bei grossen Geschwindigkeiten niemals verwendet wird, doch eine grössere Leistung der Locomotive erzielen. Die obigen Einwände, welche man gegen eine Druckerhöhung erheben kann, fallen alsdann von selber fort, denn die auf das Gestänge übertragenen Kräfte werden durch gleichzeitige Verringerung der Cylinderabmessungen beim Anfahren dieselben bleiben, und die grösseren Füllungsgrade, welche im Beharrungszustande möglich sind, werden eher eine bessere Vertheilung der Kräfte auf den Kolbenhub hervorrufen.

Die Grösse der Cylinder würde hiernach allein aus der Dampfentwicklung zu ermitteln sein, und erst nachträglich wäre die Kesselspannung mit Rücksicht auf die volle Ausnutzung des vorhandenen Adhäsionsgewichtes zu bestimmen.

Es sei schliesslich noch gestattet, auf einen Punkt aufmerksam zu machen, welcher sich hier, ohne eigentlich in den Rahmen der Untersuchungen zu gehören, eng anschliesst. Man ist von der Anordnung feststehender Dampfmaschinen her gewöhnt, die Ein- und Auslassleitungen aus der Kolbengeschwindigkeit und aus der Grösse der Cylinderquerschnitte zu bestimmen. Nun ist es aus dem Vorhergehenden wohl ohne Weiteres ersichtlich, dass dies bei Locomotiven, wenigstens für die Auslassleitungen und das Blasrohr, besser nicht geschieht, denn wenn bei einer Locomotivgattung gleichzeitig die Cylinderquerschnitte verringert und die Dampfentwicklung vergrössert würde, so müsste bei voller Ausnutzung des Kessels nun eine grössere Dampfmenge durch eine engere Dampfauslassleitung und durch ein engeres Blasrohr hindurchgehen. Die nothwendige Folge würde ein grösserer Gegendruck und ein heftigerer Dampfschlag sein. Für die Einlassleitungen trifft dies nicht in vollem Maasse zu, da sich die grösseren Abschnitte des Einströmens bei kleineren Cylindern auf eine längere Zeit ausdehnen.

In den meisten theoretischen Abhandlungen über Locomotiven findet man die Untersuchungen der Kesselverhältnisse von denjenigen der Dampfmaschine scharf getrennt, wie dies bei feststehenden Anlagen üblich und durchaus gerechtfertigt ist. Die hier erörterten Gesichtspunkte\*) werden zur Genüge gezeigt haben, dass eine derartige Trennung bei Locomotiven nicht wohl angängig ist, dass vielmehr die theoretischen Untersuchungen in vielen Fällen auf die vorliegenden engen Beziehungen näher eingehen, und Kessel und Dampfmaschine, der Wirklichkeit entsprechend, als ein abgeschlossenes Ganzes behandeln müssen.

\*) Siehe auch: Ueber Zugkräfte und Leistungen der Locomotiven. Organ 1885, Heft V.

## Mittheilungen über die Dauer der Schienen.

Von Funk, Oberbaurath und Geh. Regierungsrath zu Deutz a. Rh.

Als der Bau der Eisenbahnen in Deutschland in den Jahren 1835 bis 1840 begonnen wurde, machte man sich über die Dauer der Schienen wenig Sorge. Bei dem gänzlichen Mangel an Erfahrungen konnte man dieselbe nur schätzen und als der Verfasser seine Thätigkeit als Bautechniker im Jahre 1840 beim Bau der Magdeburg-Leipziger Bahn begann, nahmen die dortigen Ingenieure die Dauer der Schienen zu 50 bis 60 Jahren an, während sie die Dauer der eichenen nicht getränkten Bahnschwellen auf etwa 10 Jahre schätzten.

Das Irrthümliche dieser Annahmen, namentlich in Beziehung auf die Dauer der Schienen, stellte sich nur zu bald heraus. Auch auf den Bahnen mit sehr günstigen Neigungs- und Krümmungs-Verhältnissen ergab sich die Dauer der Schienen erheblich geringer, während die Dauer der hölzernen Schwellen grösser war, als man erwartet hatte. So wurden z. B. auf den älteren, in den Jahren 1842 bis 1847 erbauten Hannover'schen Bahnen mit 695 km Hauptgleisen und 121 km Nebengleisen, welche mit sehr günstigen Steigungen (höchstens 1:300) und Krümmungen von grossen Halbmessern erbaut waren, auch einen, für die damaligen Gewichte der Locomotiven und Wagen sehr starken Querschwellen-Oberbau mit breitfüssigen Schienen hatten, an Schienen und nicht getränkten Eichenschwellen auf das Hundert des ursprünglichen Bestandes ausgewechselt:

Lau- fende No.	In der Zeit vom 1. bis einschliesslich:	Eisenschienen %	Eichenschwellen %
1	Des 5. Jahres . . . .	0,77	0,38
2	„ 10. „ . . . .	11,39	5,50
3	„ 15. „ . . . .	38,39	25,36
4	„ 20. „ . . . .	59,20	44,03
5	„ 25. „ . . . .	87,00	68,25

Diese ein so ungünstiges Resultat ergebenden Schienen waren fast sämmtlich ohne Vorschriften für die Packetirung und ohne Gewährleistung für die Dauer aus englischen Werken bezogen, zeigten unter sich aber wieder eine sehr verschiedene Dauer. So z. B. waren auf der kurhessischen Abtheilung der Hannover-Mindener Bahn, deren Schienen ebenfalls von England bezogen, jedoch unter Aufsicht eines hessischen Hüttenbeamten in zwei Hitzten ausgewalzt waren, innerhalb eines gewissen Zeitabschnittes nur halb so viel Schienen ausgewechselt, wie auf der benachbarten hannover'schen Bahnstrecke, über welche Strecken in derselben Zeit ganz gleiche Bruttolasten transportirt waren.

Aehnliche Erfahrungen auf anderen Bahnen führten dahin, dass die Eisenbahn-Verwaltungen ihr Augenmerk mehr auf die Art der Herstellung der Schienen richteten und zur Erzielung dauerhafterer Schienen Vorschriften der verschiedensten Art für die Fabrikation derselben mit und ohne Gewährleistung, mit und ohne Ueberwachung auf den Werken machten. Die inzwischen entstandenen und vergrösserten deutschen Eisenwerke bemühten sich, diesen Vorschriften, welche sich meistens auf die Packetirung mit verschiedenen Eisensorten in vielfachen Anordnungen bezogen, möglichst zu entsprechen und gingen auch

mehrfach auf die Gewährleistung einer 3- bis 5jährigen Dauer ein, welche selbstverständlich durch einen höheren Preis ausgeglichen werden musste. Bei den hierdurch auf den Hüttenwerken gewonnenen Erfahrungen wurde auch ein nicht unwesentlich günstigeres Ergebniss erzielt, und so gestaltete sich z. B. auf den neueren hannover'schen, grösstentheils in den Jahren 1852 bis 1856 erbauten Bahnen das Verhältniss schon besser. Auf diesen Bahnen mit 604 km Hauptgleisen und 132 km Nebengleisen, deren Schienen zum grössten Theile aus deutschen Werken mit 3- bis 5jähriger Gewährleistung bezogen und mit Packetirungs-Vorschriften unter Ueberwachung gewalzt wurden und deren Schwellen (Eichen, Kiefern und Buchen) sämmtlich mit Zinkchlorid unter hohem Druck getränkt waren, betrug die Auswechslung der Schienen und Schwellen auf das Hundert des ursprünglichen Bestandes:

Lau- fende No.	In der Zeit vom 1. bis einschliesslich:	Eisenschienen %	Imprägnirte Schwellen %
1	Des 5. Jahres . . . .	0,45	0,001
2	„ 10. „ . . . .	6,01	0,90
3	„ 15. „ . . . .	16,19	5,52
4	„ 16. „ . . . .	20,00	9,54

Dabei zeigten sich jedoch auch bei den unter Gewährleistung gelieferten Schienen sehr auffallende Unterschiede, indem z. B.:

- 1) von den mit der allgemein vorgeschriebenen Packetirung gewalzten, von verschiedenen deutschen Werken gelieferten Schienen nach 5 Jahren = 2,0 bis 6,9%,
- 2) von den Feinkornschienen in derselben Zeit = 0,09 bis 0,89%,
- 3) von cementirten Schienen in gleicher Zeit = 0,95% ausgewechselt waren.

Aehnliche Erfahrungen über die Dauer der Schienen wurden auch auf den übrigen Bahnen des deutschen Eisenbahn-Vereins gemacht und bei der Beantwortung der für die Versammlung der Techniker des deutschen Eisenbahn-Vereins zu Dresden im Jahre 1865 aufgestellten Fragen wurde die mittlere Dauer der Schienen angegeben:

- 1) Von 10 Verwaltungen zu 10 bis 15 Jahren,
- 2) „ 10 „ „ 16 bis 20 „
- 3) „ 3 „ „ 21 bis 25 „

Inzwischen hatten die Erfahrungen klarer dargethan, dass die Dauer der Schienen nicht allein von dem Materiale und der Erzeugungsweise der Schienen, sowie von den darauf beförderten Bruttolasten, sondern auch mit abhängig ist:

- von der Constructionsart des Oberbaues,
- von dem Verhältnisse des Gewichtes der Locomotiven und Wagen zum Querschnitte und Gewichte der Schienen,
- von der Unterhaltung der Bahngleise,
- von den Steigungs- und Krümmungs-Verhältnissen der Bahn,
- von den Witterungs-Verhältnissen, und endlich auch
- von der Geschwindigkeit, mit welcher die Lasten auf den Schienen bewegt werden.

Die Aufmerksamkeit der Eisenbahn-Techniker wurde von diesen verschiedenen, die Dauer der Schienen mit bedingenden Umständen mit Ausnahme der Verbesserung der Construction des Oberbaues eine Zeit lang durch ein Ereigniss abgelenkt, welches für das Eisenbahnwesen von der grössten Wichtigkeit geworden ist, nämlich durch die Erfindung des Bessemer-Verfahrens zur Erzeugung von Stahl. Die Eisenschienen gingen zum ganz überwiegenden Theile an dem durch das Lösen der Schweissnäthe herbeigeführten Zerdrücken und Zerquetschen der Köpfe zu Grunde; daher versprachen die aus einem Gussblock hergestellten Bessemer-Stahlschienen von vornherein eine längere Dauer.

Um das Verhältniss der Dauer der verschiedenen Schienen-Arten durch genaue Zahlen festzustellen, wurden von der Köln-Mindener Eisenbahn-Verwaltung im Jahre 1864 östlich und westlich von Oberhausen, der verkehrsreichsten Strecke der Cöln-Mindener Bahn, zwei Probestrecken mit 4 verschiedenen Schienenarten verlegt und deren Verhalten genau beobachtet. Diese Probestrecken ergaben das Folgende:

Laufende No.	Bezeichnung der Schienen-Arten (Kal. IV mit birnförmigem Kopf, 5,650 <sup>m</sup> lang)	October 1864 wurden eingelegt Stück	Es waren ausgewechselt:		
			nach 12 Jahren %	nach 15 Jahren %	nach 18 Jahren %
1	Feinkornschienen von Friedrich Wilhelm-Hütte in Troisdorf . . . . .	150	80,66	82,00	86,00
2	Eiserne cementirte Schienen von „Phönix“ in Ruhrort . . . . .	150	68,00	74,00	74,00
3	Puddelstahlschienen von Funke & Elbers in Hagen . . . . .	12	33,33	41,66	58,33
4	Puddelstahlschienen von Eberhard Hoesch & Söhne in Lendersdorf . . . . .	12	33,33	41,66	41,66
5	Bessemerstahlschienen von denselben . . . . .	149	4,70	6,04	17,45
6	Bessemerstahlschienen von Fr. Krupp in Essen . . . . .	147	4,08	6,08	9,52
7	Bessemerstahlschienen vom Hoerder Bergwerks-u. Hütten-Verein in Hoerde . . . . .	150	1,33	2,00	5,35

Schon nach wenigen Jahren zeigte diese Versuchsstrecke die ganz überwiegend grössere Haltbarkeit und Dauer der Bessemer-Stahlschienen, sowohl den Feinkornschienen und den cementirten Eisenschienen, wie auch den Puddelstahlschienen gegenüber und vom Jahre 1869 an beschaffte daher die Direction der Cöln-Mindener Gesellschaft, eine der ersten Eisenbahnverwaltungen Deutschlands, welche mit dem Verlegen von Bessemer-Stahlschienen in einem grossen Maasstabe vorging, fast nur noch solche Schienen, so dass auf ihren Bahnliesen im Jahre 1874 schon 1540 km Gleise mit Stahlschienen-Oberbau versehen waren.

Obgleich der Preis der Stahlschienen in den ersten Jahren erheblich höher war als der Preis der Eisenschienen, da in den Jahren 1868 bis 1872 1 Tonne ersterer 294 bis 396 Mark, letzterer dagegen nur 201 bis 221 Mark kostete, so ergab die Erfahrung doch bald, dass der so frühzeitige Entschluss der

Köln-Mindener Direction, nur noch Bessemer-Stahlschienen anzuschaffen, ein richtiger gewesen war, wie aus folgender Tabelle über das Verhalten der Köln-Mindener Stahlschienen Kal. V hervorgeht:

Jahr.	Es waren am Schlusse des Jahres Schienen verlegt:		Es wurden in den Gleisen unbrauchbar:					Ausserdem sind vor dem Verlegen gebrochen Stück
	Laufende Meter	Stück zu 6,590 <sup>m</sup>	In Folge Bruches		durch sonstige Fehler	Summe der unbrauchbaren Schienen		
			durch den ganzen Querschnitt Stück	durch die Laschenlöcher Stück		Stück	% des Bestandes	
1868	12213	1853	—	—	—	—	0,00	—
1869	144105	21867	20	3	8	31	0,142	3
1870	515725	78259	12	2	6	20	0,025	4
1871	920085	139618	34	6	14	54	0,039	18
1872	1468542	222844	57	11	25	93	0,042	41
1873	2242574	340300	212	41	89	342	0,101	173
1874	3082960	452650	460	86	192	738	0,158	8
1875	3325540	504634	216	41	90	347	0,069	2
1876	3392540	514801	193	37	80	310	0,060	2
1877	3478548	527868	106	47	166	319	0,060	4
1878	3616048	548717	155	41	201	397	0,070	1
1879	3701364	561664	92	96	267	455	0,077	2
1880	3786424	574564	121	110	389	620	0,102	—
1881	3850502	584288	125	92	297	514	0,084	—
1882/83*)	3920810	594964	148	105	432	685	0,110	7
1883/84	4040228	613085	150	76	544	770	0,116	—
1884/85	4114473	624351	108	83	678	869	0,132	—
1885/86	4169268	632666	130	92	616	838	0,121	—
			2339	969	4094	7402	1,123	259

Aus dieser Tabelle geht hervor:

1) Von den sämmtlichen Schienen, welche am 1. April 1886 im Durchschnitt 11,7 Jahre alt, zum überwiegenden Theile in sehr verkehrsreichen Hauptgleisen gelegen haben, sind im Ganzen nur 1,123 Procent unbrauchbar geworden, und davon

- a. in Folge Bruches durch den ganzen Querschnitt = 31,6%,
- b. in Folge Bruches durch die Laschenlöcher = 13,1%,
- c. in Folge sonstiger Fehler . . . . . = 55,3%.

2) Die Zahl der gebrochenen Schienen ist in den Jahren 1873 bis 1876, also in den ersten Jahren, nachdem die grosse Mehrzahl der Schienen verlegt war, am grössten gewesen und hat nach und nach abgenommen, während die Zahl der durch sonstige Fehler unbrauchbar gewordenen Schienen nach und nach mehr zugenommen und im Jahre 1884/85 die grösste Höhe erreicht hat. Die aus der ganzen Reihe hervortretende grosse Zahl der im Jahre 1874 gebrochenen und durch sonstige Fehler unbrauchbar gewordenen Schienen ist die Folge einer mangelhaften Lieferung, deren Schienen durch fehlerhafte Behandlung beim Richten auf dem Werke beschädigt waren und in Folge dessen im Jahre 1873 beim Transporte vor dem Verlegen und im Jahre 1874 alsbald nach dem Verlegen vielfache Brüche zeigten.

3) Aus dem durch die Tabelle klar gestellten Verhalten einer so grossen Zahl von Bessemer-Stahlschienen in Haupt-

\*) Einschliesslich des 1. Vierteljahres 1882.

gleisen mit grossem Verkehre geht unzweifelhaft hervor, dass die grosse Mehrzahl dieser Schienen nur in Folge der Abnutzung des Kopfes durch die darüber rollenden Räder der Züge unbrauchbar werden wird, dass es daher zur Beurtheilung der Dauer der Schienen von der grössten Bedeutung ist, diese Abnutzung durch genaue Beobachtungen festzustellen und mit den darüber rollenden Bruttolasten zu vergleichen.

In dieser Beziehung wird die von den Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen namentlich seit dem Jahre 1879 eingeführte genaue »Schienen-Statistik« mit der Zeit werthvolle Aufschlüsse liefern; für jetzt umfassen diese Beobachtungen jedoch noch einen zu kurzen Zeitraum, um schon zuverlässige Ergebnisse daraus ableiten zu können. — Es ist daher besonders bedeutungsvoll, dass auch das Verhalten der oben erwähnten, im Jahre 1864 verlegten Versuchsstrecken bei Oberhausen in Beziehung auf die Abnutzung der Schienen genau beobachtet worden ist, und wir wollen diese Beobachtungen der Hauptsache nach in der folgenden Tabelle mittheilen. — Die östlich von Oberhausen belegene Probestrecke der zweigleisigen Bahn liegt in einer Steigung 1:1040 und einer Krümmung von 1500<sup>m</sup> Halbmesser, die westlich von Oberhausen gelegene Probestrecke liegt in gerader Linie und einer Steigung 1:1570; auf keiner dieser Strecken findet ein regelmässiges Bremsen der Züge statt.

Versuchsstrecke östlich von Oberhausen.

Laufende No.	Bezeichnung der Schienen	Verminderung der Höhe der Schienen			
		nach 12 Jahren mm	nach 15 Jahren mm	nach 18 Jahren mm	nach 20 Jahren mm
1	Feinkornschienen . . . . .	4,31	5,01	5,73	5,93
2	Eiserne cementirte Schienen . .	4,44	5,89	7,67	9,34
3	Puddelstahlschienen . . . . .	4,72	5,91	6,82	7,93
4	Bessemerstahlschienen von Hoesch	5,23	7,12	7,73	8,81
5	„ von Fr. Krupp	5,18	6,33	7,14	8,37
6	„ von Hoerde	4,18	6,33	6,80	7,97
	Im Durchschnitt . . . . .	4,68	6,08	6,98	8,06

Versuchsstrecke westlich von Oberhausen.

Laufende No.	Bezeichnung der Schienen.	Verminderung der Höhe der Schienen			
		nach 12 Jahren mm	nach 15 Jahren mm	nach 18 Jahren mm	nach 20 Jahren mm
1	Feinkornschienen . . . . .	2,44	2,94	3,75	4,06
2	Eiserne cementirte Schienen . .	3,47	4,05	4,36	5,00
3	Puddelstahlschienen . . . . .	5,09	6,06	6,78	7,60
4	Bessemerstahlschienen von Hoesch	4,57	5,67	6,37	6,99
5	„ von Fr. Krupp	3,82	5,34	6,05	6,63
6	„ von Hoerde	3,98	4,90	5,46	6,12
	Im Durchschnitt . . . . .	3,89	4,49	5,46	6,07

Die über die Versuchsstrecken beförderten Bruttolasten haben von 1864—1882, also in 18 Jahren betragen (über die letzten Jahre fehlen die Zahlen):

- 1) Versuchsstrecke östlich von Oberhausen = 57 810 000 T.,
- 2) „ westlich „ „ = 44 066 000 T.

Mithin beträgt für 1 Million Tonnen Bruttolast die beobachtete Abnutzung in der Höhe:

Lauf. No.	Bezeichnung der Schienen	Versuchsstrecken	
		östlich von Oberhausen mm	westlich von Oberhausen mm
1	Feinkornschienen . . . . .	0,099	0,085
2	Eiserne cementirte Schienen . . .	0,13	0,099
3	Puddelstahlschienen . . . . .	0,12	0,15
4	Bessemerstahlschienen von Hoesch .	0,13	0,14
5	„ „ Krupp .	0,12	0,13
6	„ „ Hoerde .	0,12	0,12
	Durchschnittlich =	0,12	0,12

Diesen Ergebnissen wollen wir einige Zahlen für die Abnutzung der Schienen für 1 Million Tonnen Bruttolast aus der Statistik über die Dauer der Schienen in den Hauptgleisen der Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen aus den bis jetzt nur veröffentlichten Erhebungsjahren 1879—1881 gegenüberstellen.

- a. Für Schienen in eingleisigen Bahnen auf Querschwellen in Gleisen mit Steigungen 1:∞ bis 1:333<sup>1</sup>/<sub>3</sub>, in Krümmungen von ∞ bis 1000<sup>m</sup> (einschliesslich) Halbmesser, also mit ähnlichen Steigungs- und Krümmungsverhältnissen, war im Durchschnitt von 35 deutschen Bahnen die Abnutzung der Schienen in der Höhe für 1 Million Tonnen Bruttolast = 0,11<sup>mm</sup>;
- b. für Schienen in zweigleisigen Bahnen auf Querschwellen in Steigungen 1:∞ bis 1:333<sup>1</sup>/<sub>3</sub>, in Krümmungen von ∞ bis 1000<sup>m</sup> (einschliesslich) Halbmesser, betrug die Abnutzung der Schienen in der Höhe = 0,07 (Durchschnitt von 43 Bahnen) für 1 Million Tonnen Bruttolast.

Diese Zahlen sind bei der Kürze der Beobachtungszeit offenbar nicht genügend zuverlässig, wie solches auch in dem Vorberichte der Statistik ausdrücklich befürwortet wird. Beachtenswerther scheinen uns schon die Zahlen zu sein, welche in dem Supplementbande des »Organs« vom Jahre 1878 als die Beantwortung der Frage 3 gegeben sind, und auf 6- bis 9-jährige Beobachtungen sich stützen. Nach diesen als Schlussfolgerung der mitgetheilten Antworten der einzelnen Bahnen angegebenen Zahlen wird die Abnutzung der Schienen in der Höhe für 1 Million Bruttolast durchschnittlich geschätzt:

- c. für Bahnen im flachen Lande mit schwachen Steigungen (mehr als 1:180) und grossen Krümmungshalbmessern auf Strecken, auf denen nicht gebremst wird = 0,05<sup>mm</sup> bis 0,10<sup>mm</sup>;
- d. auf Strecken mit mittlerem Gefälle (1:150 bis 1:120) und Krümmungen von grossen Halbmessern, wo theilweise gebremst wird = 0,14 bis 0,17<sup>mm</sup>;
- e. auf Bahnstrecken mit Gefällen 1:100 bis 1:60 und Krümmungen von 500<sup>m</sup> Halbmesser = 0,25<sup>mm</sup>;
- f. auf Gebirgsstrecken mit Gefällen = 1:60 bis 1:40 und Krümmungen von 200<sup>m</sup> Halbmesser = 0,50 bis 1,00<sup>mm</sup>.

Die unter a und c angegebenen Zahlen stimmen mit den Beobachtungen an den Versuchsstrecken der Köln-Mindener Bahn bei Oberhausen einigermaassen überein. Den abweichenden Zahlen unter b gegenüber glauben wir für die Beobachtungen an den

Probestrecken bei Oberhausen eine grössere Zuverlässigkeit um so mehr in Anspruch nehmen zu dürfen, als dieselben auf 18 und mehr Jahre sich erstrecken, von demselben erfahrenen Beamten mit demselben Messinstrumente an denselben Stellen einer grösseren Zahl von Schienen gemacht sind, und als die Zahlen an den beiden Probestrecken nahezu übereinstimmen.

Die grössere Abnutzung der Bessemerstahlschienen den eisernen Feinkornschienen gegenüber, (in dem Verhältnisse etwa wie 4:3), dürfte um so weniger in Zweifel zu ziehen sein, als eine ähnliche Erscheinung auch von amerikanischen Bahnen berichtet worden ist.

Da neuere Stahlschienen mit hohem Kopfe mehrfach eine Abnutzung von 15<sup>mm</sup> bis zur Auswechslung gestatten, so werden diese Schienen nach den Ergebnissen der Versuche bei Oberhausen auf geraden Strecken mit schwachen Neigungen, auf denen nicht gebremst wird, das Ueberrollen von  $\frac{15}{0,12} = 125$  Mill.

Tonnen Bruttolast bis zum Unbrauchbarwerden aushalten. Auf Bahnen mit mittlerem Verkehre mit einer jährlichen Brutto-Bewegung von 2 Mill. Tonnen werden daher die Schienen auf geraden Strecken mit schwachen Neigungen, auf denen nicht gebremst wird, wenn man annimmt, dass die Zahl der durch Bruch und sonstige Fehler unbrauchbar werdenden Schienen in den folgenden Jahren durchschnittlich doppelt so gross sein wird, wie in den ersten 11,7 Jahren der Köln-Mindener Schienen Kal. V, eine Dauer von rund 55 Jahren haben. Hierdurch ist man also mit Schienen aus Bessemerstahl für solche Bahnen auf eine Dauer gekommen, wie man sie — wie oben erwähnt — vor 45 Jahren ohne irgend welche Erfahrungen für Eisenschienen schätzte, wenn man den Stahlschienen einen Kopf von solcher Höhe giebt, dass derselbe eine Abnutzung von 15 Millimeter bis zum Unbrauchbarwerden der Schienen gestattet.

## Explosion eines Locomotivkessels.

Von v. Brockmann, Oberbaurath zu Stuttgart.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 5—7 auf Tafel XXVII.)

Da die Explosion eines Locomotivkessels glücklicher Weise ein seltener Vorfall ist, so dürften die nachfolgenden Mittheilungen über einen derartigen Vorfall, obgleich sie im Grunde nichts Neues bringen, doch einige Beachtung verdienen.

Am 3. Januar d. J. explodirte auf der Württembergischen Staatsbahn der Kessel einer Locomotive, welche von der Station Geislingen ab einen Güterzug bis zur 5,71 km entfernten Station Amstetten auf der Steigung von 1:44,5 nachzuschieben hatte. Die Explosion erfolgte, nachdem die Locomotive eine ganz kurze Strecke der Steigung zurückgelegt hatte; sie riss die Decke des kupfernen Feuerkastens von der Hinterwand ab und klappte sie vollständig gegen die Rohrwand um. Der Zustand des Feuerkastens nach der Explosion ist auf Tafel XXVII Fig. 5—7 dargestellt. Die Reactionswirkung des Dampfes schleuderte die Locomotive, welche von dem Tender losgerissen wurde, in einem nach vorwärts gerichteten Bogen in die Luft, wobei die aus dem Feuerkasten herausgeworfenen glühenden Kohlen auf die letzten Wagen des Zuges fielen und sie in Brand setzten. Die Locomotive fiel darauf zunächst in umgedrehter Stellung, bei welcher die Räder in die Höhe gerichtet waren, auf eine Schiene des zweiten Gleises, wodurch der über dem Feuerkasten angebrachte Aufsatz des eisernen Kessels beschädigt wurde, bei B Fig. 6 und C Fig. 5, sprang dann nochmals, sich um sich selbst drehend, in die Höhe und stand schliesslich aufrecht neben dem Gleise, jedoch mit dem Schornsteinende nach rückwärts gekehrt. — Der Locomotivführer und der Heizer wurden von der Locomotive herabgeschleudert und fanden dabei ihren Tod.

Die für Güterzüge bestimmte Locomotive ist im Jahre 1871 von der Maschinenfabrik Esslingen gebaut; sie ist weniger

benutzt worden, als andere gleich alte Locomotiven und es sind deshalb an ihrem Feuerkasten weder Auswechslungen, noch Ausbesserungen durch aufgesetzte Flicker u. s. w. vorgenommen worden; alle Wände haben wenig von der ursprünglichen Dicke verloren, die Hinterwand z. B. zeigt noch eine Stärke von 10 bis 12<sup>mm</sup>. Der Feuerkasten war mithin vor der Explosion noch vollkommen gesund und widerstandsfähig. Seine Decke ist durch aufgeschraubte Ankerbarren versteift, deren Enden auf der Rohrwand und der Hinterwand ruhen und demnach auf diese beiden Wände den grössten Theil des auf der Decke lastenden Druckes übertragen. Die zwischen den Ankerbarren und dem äusseren, eisernen Feuerkasten angebrachten 6 Aufhängebolzen fanden sich nach der Explosion in abgebrochenem Zustande vor; aus der Beschaffenheit ihrer Bruchflächen ist zu schliessen, dass sie bereits einige Zeit vor der Explosion gebrochen waren. Von den oberhalb der Feuerthür zwischen derselben und dem oberen Rande des kupfernen Feuerkastens angebrachten Stehbolzen hat sich eine grössere Zahl abgebrochen gefunden; die zum Erkennen dieser Brüche in den Stehbolzen hergestellten feinen Bohrungen waren durch eingeschlagene eiserne Stifte verschlossen; der Locomotivführer hatte diese Stehbolzenbrüche nicht gemeldet.

Weitere Mängel waren an dem Feuerkasten nicht vorhanden; dass dieselben die Explosion nicht veranlasst haben können, geht schon daraus hervor, dass der Kessel die regelmässigen Druckproben anstandslos ausgehalten hat. Auch hat die Erfahrung gezeigt, dass Brüche von Aufhängebolzen und von einer grösseren Zahl von Stehbolzen, selbst wenn dieselben die Ausbauchung der betreffenden Wand veranlassen, nicht zu gefahrbringenden Vorfällen zu rechnen sind.

Es müssen also aussergewöhnliche Umstände die Veranlassung zur Explosion gegeben haben. In dieser Beziehung liegen nun deutliche Anzeichen dafür vor, dass der Wasserstand im Kessel zu tief gesunken und in Folge dessen ein Erglühen der oberen Theile des Feuerkastens eingetreten war, welches die Widerstandsfähigkeit gegen Druck erheblich vermindern musste. Dafür spricht die Farbe dieser Theile, der Umstand, dass dieselben ganz frei von Kesselstein sind, sowie die Formänderung der Rohrwand, welche trotz ihrer kräftigen Abmessungen in dem oberen Theile so gewaltsam von oben nach unten zusammengedrückt ist, dass die obersten Rohrlöcher stark verdrückt sind (Fig. 7 Taf. XXVII) und sich neben einer Ausbauchung ein starker Riss gebildet hat. Diese Art der Zerstörung würde unter gewöhnlichen Umständen, d. h. bei den gewöhnlichen Wärmeverhältnissen, durch den Dampfdruck nicht zu bewirken gewesen sein, und jeder Techniker, welcher die gegen das Innere des Kessels gerichtete Seite der Rohrwand gesehen hat, wird die Ueberzeugung theilen müssen, dass Wassermangel die Ursache der Explosion gewesen ist.

Der Vorgang bei der Explosion ist nun offenbar der folgende gewesen. Während des Stehens auf dem Bahnhofe war der Wasserstand im Kessel zu tief gesunken, hatte dadurch die oberen Theile des Feuerkastens freigelegt und das Erglühen derselben veranlasst. Als darauf beim Nachschieben des Güterzuges die Locomotive von dem wagerechten Gleise des Bahnhofes auf die Steigung von 1 : 44,5 kam, musste infolge der schrägen Stellung der Locomotive der Wasserspiegel im hinteren Theile des Kessels um etwa 6 cm steigen und das ungefähr 180° heisse Wasser in Berührung mit den glühenden Feuerkastentheilen kommen, wodurch eine plötzliche sehr lebhaft Dampfwicklung und ein rasch gesteigerter Dampfdruck ver-

anlasst wurde, welcher die Explosion bewirkte. Die Feuerkastendecke bog sich in der Mitte ein, durch den von oben nach unten wirkenden Druck bauchten sich die oberen Theile der Rohrwand und der Hinterwand aus; die letztere gab, weil sie von schwächeren Abmessungen ist, am meisten nach, so dass der ausgebauchte Theil ganz zusammengedrückt wurde (dieser Theil ist in Fig. 6 bei A sichtbar), und schliesslich, als das auf ihr ruhende Ende der Decke sich immer weiter nach unten bewegte, abriess; dieser Riss setzte sich dadurch, dass die Feuerkastendecke, am oberen Rande der Rohrwand hängen bleibend, fast bis zur senkrechten Stellung herunterklappte, bis zu den Seitenwänden fort und griff auch in diese ein, so dass sie sich vollständig zusammenfallen mussten. Die gewaltsamen Verbiegungen und Verkrümmungen einzelner Theile, das Abreissen der Wände von den Stehbolzen u. s. w. lassen die Wirkung aussergewöhnlich grosser Kräfte erkennen.

Von dem Wasserstandszeiger sind nach der Explosion nur einzelne Theile aufgefunden worden; dieselben waren jedoch theilweise auch durch Feuer beschädigt, so dass über den Zustand vor der Explosion und namentlich darüber, ob er etwa verstopft gewesen sei und dadurch dem Locomotivführer zu einer irrigen Schätzung der Wasserhöhe Veranlassung gegeben habe, ein Urtheil nicht gefällt werden kann.

Nicht ganz unmöglich ist es, dass der Locomotivführer oder Heizer, welcher wusste, dass er binnen kurzem einen Zug auf einer Steigung zu schieben habe, in dem Sinken des Wasserspiegels seiner auf wagerechtem Bahnhofsgleise stehenden Locomotive nichts Bedenkliches finden zu müssen glaubte, da er darauf rechnen konnte, dass beim Einfahren in die Steigung bald das Wasser wieder bedeutend steigen werde.

Stuttgart, Juli 1886.

### Bei durchgehenden Luftbremsen entstandene Betriebsstörungen auf den englischen Bahnen.

In den folgenden Tabellen A, B und C liefern wir einen kurzen Auszug aus den Berichten, welche die englischen Eisenbahnen halbjährlich über die durch Bremsen hervorgerufenen Betriebsstörungen an das Parlament einreichen müssen, und zwar unter I der Tabellen A, B und C für die Zeit vom 1. Juli bis 31. Dezember 1884, unter II vom 1. Januar 1885 bis 30. Juni 1885. Zweck des Vergleiches ist, zu ermitteln, wie sich die Verhältnisse solcher Störungen bei den Luftsaug- und Luftdruckbremsen gestellt haben.

Die Tabellen A und B enthalten eine Zusammenstellung der einschläglichen Zahlen, zu deren besserem Verständnisse die folgenden Punkte hervorzuheben sind.

Nach den vorliegenden Berichten war eine scharfe Sondernung der Locomotiven, welche keine Antriebsvorkehrung für Luftbremsen besitzen, in Tabelle A und B von den mit solcher ausgestatteten nicht wohl möglich; die Zahl der mitgerechneten Locomotiven ohne Antrieb ist jedoch verschwindend.

Sämmtliche Angaben beziehen sich nur auf solche Loco-

motiven und Fahrzeuge, welche ausschliesslich oder zeitweise in Personenzügen laufen.

Solche Wagen, welche nur Schläuche zur Verbindung, keine Bremsen besitzen, sind nicht mit aufgeführt. Solche Wagen, welche gleichzeitig mit verschiedenen Bremsvorkehrungen ausgestattet sind, sind dementsprechend mehrfach eingesetzt.

Bei der Feststellung der vorhandenen Locomotiven und Wagen, welche mit durchlaufenden Luftbremsen versehen sind, ist die Zahl der erst innerhalb der von dem Halbjahrsberichte betroffenen Zeit ausgestatteten nur zur Hälfte aus Tabelle A und B in C übernommen.

Die Zahl der mit Bremsen bzw. nur mit Rohren versehenen Tender ist mit in Tabelle A und B aufgeführt, um einen Anhalt für die Beurtheilung der Zahl der vorhandenen Tenderlocomotiven zu geben.

Die die vorliegenden Grundzahlen enthaltenden Tabellen A und B sind an sich verständlich, wir machen nur auf die starken Ungleichmässigkeiten in den Angaben über Unfälle

aufmerksam, welche vermuthen lassen, dass die Aufzeichnungen nicht ganz gleichmässig geführt sind. So fällt z. B. auf, dass auf der Metropolitan-Distrikt-Eisenbahn gar keine Störungen vorgekommen sind; wir möchten vermuthen, dass hier, wie an einigen anderen Stellen, die ganz geringfügigen Anstände übersehen wurden.

In Tabelle C sind sodann die aus A und B gezogenen Schlüsse vereinigt. Dieselbe zeigt, dass aus den vorliegenden Zahlen Schlüsse auf die Wirkung der Bremsarten in Fällen, wo aussergewöhnliche Vorkommnisse das plötzliche Anstellen nöthig machen, nicht gezogen werden können, weil überhaupt nur ein solcher Fall vorkam. Ebenso genügt das Material nicht, die nicht selbstthätigen Luftdruckbremsen zu beurtheilen, da von der einzigen vorhandenen (Tabelle A, 7) trotz beträchtlichen Verkehrs gar keine Störungen gemeldet werden.

In der zweiten Gruppe der Versagungen bei der Anstellung im regelmässigen Betriebe sind die Druckbremsen nach den Zahlen der Tabelle C den Saugebremsen nicht unwesentlich überlegen, wobei jedoch beachtet werden muss, dass Tabelle C, 4 keine nicht selbstthätigen Bremsen enthält, während die Zahlen für die Saugebremsen nach Ausweis von Tabelle C, 2

gerade durch die nicht selbstthätigen stark herabgedrückt werden. Vergleicht man nur die selbstthätig wirkenden, so ist die Saugebremse der Druckbremse nicht unbeträchtlich überlegen.

Dasselbe Verhältniss zeigt sich verstärkt bezüglich der Gruppe 3, welche diejenigen Störungen enthält, die während der Fahrt oder beim Anfahren durch Versehen der Betriebsbeamten oder Fehler an den Theilen der Bremse entstanden sind, und zwar sind hier die Zahlen gross genug, um ein ziemlich feststehendes Verhältniss für die Anzahlen der durch die beiden Bremsarten hervorgerufenen Störungen zu ergeben.

Was die Art der Ursachen anlangt, so entstanden bei den Druckbremsen die meisten Störungen aus dem Platzen der Rohre, sowie verkehrter Regelung des Luftdruckes durch den Führer neben mangelhafter Wirkung der Ventile, während die Saugebremsen hauptsächlich unter schlechtem Schlusse der Leitungsklappen zu leiden hatten.

Wir werden bemüht sein, auch ferner Uebersichten über diese amtlichen Berichte zu liefern; die gegenwärtige genügt jedenfalls noch nicht zur Bildung eines in jeder Beziehung maßgebenden Urtheiles.

Tabelle A.

## Luftdruck-Bremsen.

Bahnlinie.	Mit voller Bremse sind ausgestattet						Nur mit Antrieb und Leitung				In den 6 Monaten wurden ausgestattet						Betriebsstörungen durch die Bremsen**)						Mit der Bremse durchfahrne Zug-Kilometer		
	Locomotiven		Tender		Wagen		Locomotiven		Tender		Locomotiven		Tender		Wagen		Gruppe 1		Gruppe 2		Gruppe 3		I	II	
	I*	II*)	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II					
1. East and West Junction	—	3	—	3	—	11	—	4	—	4	—	3	—	3	—	13	—	—	—	—	—	—	—	—	61632
2. Eastern and Midlands	9	9	8	8	35	34	6	6	—	6	—	—	—	—	1	—	—	—	—	2	2	—	—	79632	88777
3. Great-Eastern . . . . .	283	300	148	154	2304	2503	—	59	—	9	25	17	5	6	141	98	—	—	4	1	187	168	6161389	6151808	
4. Great-Northern . . . . .	2	2	2	2	57	97	—	—	—	—	—	—	—	—	25	—	—	—	—	—	—	2	—	24187	37293
5. London, Brighton and South Coast . . . . .	191	318	122	120	2292	2389	—	—	—	—	7	7	—	—	49	47	—	—	—	—	47	35	5201792	4992298	
6. London-Chatham-Dover	14	14	14	14	75	77	126	126	56	56	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	22	19	220758	202366
7. Metropolitan-District . . . . .	48	48	48	48	350	350	—	—	—	—	6	—	6	—	54	—	—	—	—	—	—	—	—	1172398	1204227
8. Midland . . . . .	47	47	48	48	182	199	1	1	—	—	—	—	—	—	14	21	—	—	2	1	46	37	702816	590435	
9. North-Eastern . . . . .	326	339	202	214	2712	2713	3	2	3	2	12	13	11	12	36	1	—	—	1	—	89	83	7719237	7090415	
10. Rhymney . . . . .	—	—	4	4	24	24	8	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2	2	115801	106959
11. West-Lancashire . . . . .	7	7	7	7	27	27	4	4	4	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	253410	272166
12. Caledonian . . . . .	139	168	138	166	1116	1230	51	46	25	21	26	28	20	28	29	93	—	—	—	—	83	58	3389840	3429568	
13. Glasgow and South-Western . . . . .	94	94	90	90	357	371	7	7	7	7	6	—	6	—	28	14	—	—	—	—	48	45	1358348	1383444	
14. Great North of Scotland	9	16	9	13	52	96	49	42	49	42	8	7	8	7	34	44	—	—	—	—	2	—	—	12795	9415
15. North British . . . . .	22	22	87	90	1088	1161	154	154	89	86	13	3	13	3	78	106	—	—	—	—	49	40	3113948	3132254	
Summe der selbstthätig wirkenden . . . . .	1143	1339	879	933	10321	10882	409	459	233	237	97	78	63	59	434	440	—	—	7	2	579	489	28353953	27548830	
Summe der nicht selbstthätig wirkenden . . . . .	48	48	48	48	350	350	—	—	—	—	6	—	6	—	54	—	—	—	—	—	—	—	—	1172398	1204227
Im Ganzen . . . . .	1191	1387	927	981	10671	11232	409	459	233	237	103	78	69	59	488	440	—	—	7	2	579	489	29526351	28753057	

\*) I bezeichnet die Zeit vom 1. Juli bis 31. December 1884, II diejenige vom 1. Januar 1885 bis 30. Juni 1885.

\*\*\*) Gruppe 1: Versagungen, wenn die Bremsen in aussergewöhnlichen Fällen angestellt werden sollten.

Gruppe 2: Versagungen, wenn die Bremsen im regelmässigen Betriebe angestellt werden sollten.

Gruppe 3: Störungen in Folge von Mängeln in der Bedienung oder an den Theilen der Bremsen.



Tabelle B.

## L u f t - S a u g e - B r e m s e n .

Bahnlinie.	Mit voller Bremse sind ausgestattet						Nur mit Antrieb bezw. Schläuchen				In den 6 Monaten wurden ausgestattet						Betriebsstörungen durch die Bremsen**)						Mit der Bremse durchgeführte Zug-Kilometer		
	Locomotiven		Tender		Wagen		Locomotiven		Tender		Locomotiven		Tender		Wagen		Gruppe 1		Gruppe 2		Gruppe 3		I	II	
	I*)	II*)	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II			
	Die stark gedruckten Reihen entsprechen selbstthätiger Anordnung der Bremsen.																								
1. Cheshire Lines Committee . . .	—	—	—	—	282	299	—	—	—	—	—	—	—	—	17	—	—	4	5	—	3	1042570	1104324		
2. Furness . . . . .	8	16	8	16	15	52	19	11	11	3	8	8	8	8	15	37	—	—	—	—	3	34032	167086		
3. Great Northern . . . . .	414	414	323	323	1949	1998	27	24	28	25	8	6	4	3	23	67	—	—	26	22	24	21	7036643	6452798	
4. " " . . . . .	4	2	4	2	23	18	—	—	—	—	2	—	2	—	12	7	—	—	—	—	1	2	48233	40523	
5. Great Eastern . . . . .	5	—	—	—	33	—	62	—	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	37080	—	
6. Great Western . . . . .	594	630	594	630	3279	3373	41	34	41	34	34	36	34	36	247	94	—	—	—	—	26	43	9161582	9002979	
7. London and North Western . . .	—	—	—	—	958	1826	370	515	370	515	—	—	—	—	648	868	—	—	1	—	26	31	2854578	7382030	
8. London and South Western . . .	280	318	187	207	1068	1288	—	—	—	—	57	38	35	20	230	279	1	—	2	1	31	17	2498043	3069584	
9. London, Chatham, Dover . . . .	2	2	—	—	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	2	—	—	26894	32058	
10. Manchester, Sheffield and Lincolnshire . . . . .	151	153	151	153	750	758	20	18	20	18	4	2	4	—	13	7	—	—	3	2	1	2	2833364	2696250	
11. Manchester, South-Junction and Altrincham . . . . .	8	9	8	9	107	113	6	2	6	2	—	1	—	1	2	8	—	—	—	—	2	—	152133	154074	
12. Metropolitan . . . . .	64	64	—	—	300	301	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	4	—	1	1416904	1505859	
13. Midland . . . . .	—	—	—	—	2974	3022	560	578	560	578	—	—	—	—	203	175	—	—	1	—	9	13	9110173	8729689	
14. " " . . . . .	—	—	—	—	210	210	41	46	41	46	—	5	—	5	39	—	—	—	—	1	2	2	248770	273806	
15. North Eastern . . . . .	61	61	61	61	51	51	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	2	2	421763	347222	
16. " " . . . . .	4	4	4	4	—	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13	—	—	—	—	—	—	21352	—	
17. North Staffordshire . . . . .	—	—	—	—	42	52	18	22	10	22	—	4	—	4	12	10	—	—	—	—	—	—	223971	296606	
18. South Eastern . . . . .	163	167	117	119	919	935	69	67	54	53	3	4	3	2	54	21	—	—	3	8	2	—	1330686	1276763	
19. Taft-Vale . . . . .	8	6	8	6	60	41	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	74347	51385	
20. " " . . . . .	10	15	10	15	85	104	—	—	—	—	1	5	1	5	18	19	—	—	—	—	—	—	139376	155595	
21. Glasgow and South Western . . .	2	9	2	2	12	27	—	—	—	—	—	7	—	—	—	15	—	—	—	—	3	3	36120	29337	
22. Ballymena and Larne . . . . .	6	6	6	6	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	27646	24267	
23. Belfast and Northern Counties . .	11	13	11	11	53	68	22	20	17	17	4	2	5	—	16	15	—	—	—	—	2	0	175636	212916	
24. Dublin, Wicklow and Wexford . .	28	30	6	7	120	124	14	12	5	4	4	2	3	1	9	4	—	—	2	1	—	1	558754	570798	
25. Great Northern (Ireland) . . . .	37	57	37	57	155	205	29	10	29	10	20	19	20	19	35	50	—	—	—	—	—	—	590148	729507	
26. Great Southern and Western (Ireland) . . . . .	87	115	87	115	315	339	—	—	—	—	5	18	5	18	20	24	—	—	3	2	—	1	1359747	1427729	
27. Great Southern and Western (Ireland) . . . . .	1	1	1	1	7	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	29008	41184	
28. Midland, Great Western (Ireland) . .	21	37	21	37	87	120	15	8	15	8	2	16	2	16	29	33	—	—	—	—	—	—	—	659368	—
29. Sligo, Leitrim and Northern Counties . . . . .	4	5	4	5	15	16	1	1	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	23801	24406	
30. Waterford and Limerick . . . . .	—	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	22074	—
Summe der selbstthätig wirkenden	914	1008	821	888	7516	7962	642	643	629	632	106	96	85	69	741	654	1	—	3	1	72	81	21253555	21470967	
Summe der nicht selbstthätig wirkenden	1059	1127	829	899	6373	7408	672	725	592	704	46	78	41	70	884	1109	—	—	53	48	59	64	20259799	25009250	
Im Ganzen . . . . .	1973	2135	1650	1787	13889	15370	1314	1368	1221	1336	152	174	126	139	1625	1763	1	—	56	49	131	145	41513354	46480217	

\*) Bemerkung wie zu Tabelle A.

\*\*) Bemerkung wie zu Tabelle A.

Tabelle C.

	Es kommt eine Betriebsstörung in																	
	Gruppe 1**)						Gruppe 2**)						Gruppe 3**)					
	auf																	
	Wagen		Locomotiven		Millionen Zugkm.		Wagen		Locomotiven		Millionen Zugkm.		Wagen		Locomotiven		Millionen Zugkm.	
I*)	II*)	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II	
1. Bei selbstthätigen Luftsaugbremsen . . . . .	7886	—	1609	—	21,25	—	2629	8289	536	1699	7,1	21,5	110	102	22	21	0,29	0,27
2. Bei nicht selbstthätigen Luftsaugbremsen . . . . .	—	—	—	—	—	—	129	166	33	39	0,38	0,52	115	124	30	30	0,34	0,39
3. Bei Luftsaugbremsen überhaupt . . . . .	14701	—	3363	—	41,5	—	263	332	60	73	0,74	0,95	112	112	26	25	0,32	0,32
4. Bei selbstthätigen Luftdruckbremsen . . . . .	—	—	—	—	—	—	1505	5551	228	919	4,05	13,77	18	23	2,8	3,8	0,05	0,056

\*) Bemerkung wie zu Tabelle A.

\*\*) Bemerkung wie zu Tabelle A.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Allgemeines.

#### Pariser Stadtbahn.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 85.)

Zu den zahlreichen älteren Entwürfen einer Stadtbahn-Anlage in Paris ist noch ein Vorschlag des Ingenieurs Tellier getreten, welcher eine viergleisige Bahn auf Gitterträger von 50<sup>m</sup> Stützweite auf drei Stützenreihen entlang dem Laufe der Seine, — etwa 10 km — 6,0<sup>m</sup> über den Seinebrücken durch die Stadt legen will; die Gesamtkosten sind einschliesslich 7 grosser und etwa 18 kleiner Stationen auf 150 Millionen Fr. veranschlagt. So empfehlenswerth der Entwurf auch durch den Wegfall jedes Eingriffes in bestehende Verhältnisse, sowie der Grunderwerbskosten auf den ersten Blick erscheint, so hat er doch wenig Aussicht auf Annahme, weil das Bild gerade der schönsten Stadttheile durch einen derartigen Bau arg beeinträchtigt werden würde.

#### Untergrundbahn in New-York.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 46. Hierzu Zeichnung Fig. 16 Tafel XXIX.)

Der New-York District Railway Company ist ein Entwurf zur Anlage von Untergrundbahnen von der »Battery« aus unter dem Broadway und der Madison-Avenue, dann unter dem Harlem River hin zur Verbindung mit den in New-York einlaufenden Bahnlinien genehmigt, dessen regelmässige Anordnung in der Eingangs bezeichneten Figur dargestellt ist. Der Aushub nimmt mit 5,2<sup>m</sup> grösster Tiefe die volle Breite zwischen den Bordsteinkanten ein. Der 13,4<sup>m</sup> weite Raum wird durch 5 schmiedeeiserne Stützenreihen in 6 Abtheilungen zerlegt, von denen die beiden äusseren, 1,35<sup>m</sup> breiten, durch zwei Trägerlagen in drei Höhentheile zur Aufnahme von Wasser-, Gas-, Dampf-, Luft-

leitungen, von Telegraphen und Telephondrähten u. dgl. eingetheilt sind. Die 4 mittleren, 2,675 (licht 2,5) Meter weiten nehmen 4 Gleise für electrischen Betrieb auf, welche durch dünne Wände aus Stahldrähten mit geöltem Pflanzenfaserfilz zwischen den Stützen geschieden sind. Die beiden äusseren, durch 3,8<sup>m</sup> hohe Treppen und lange, schmale Perrons zugänglichen Gleise sollen dem Ortsverkehre, die beiden inneren dem Verkehre zwischen den grossen Bahnhöfen dienen. Die äusserste Schienenkante liegt 2<sup>m</sup> von der Seitenmauer unter der Trottoirkante, 7,5<sup>m</sup> von der Strassenbauflucht ab, so dass die Grundmauern noch 5,5<sup>m</sup> Erdreich bezw. Mauerwerk vor sich haben. Unten erhält der ganze Aushub eine 60 cm starke Betonsole mit 1,5 cm Trinidad-Asphalt, auf welchem die Granitgrundsteine der aus Ziegeln aufzuführenden Seitenmauern, sowie in 1,2<sup>m</sup> Theilung die Grundplatten für die Stützen gleichfalls aus Granit ruhen.

Die Stützen und Seitenwände tragen dem Querschnitte der Strassenfahrbahn entsprechend gekrümmte Querträger, auf denen Belageisen mit Beton und Holzpflaster oder Asphalt längs liegen oder welche die Ränder von Buckelplatten mit 25 cm Pfeil aufnehmen. Während des Baues tritt eine Unterbrechung des Strassenverkehres nicht ein, da stets das Ende der fertigen Strecke mit dem der noch nicht in Angriff genommenen Strasse durch bewegliche Holzbrücken verbunden wird, unter denen man ungehindert bauen kann.

Neben den Erleichterungen für zwei Arten des Verkehres liegt ein Vortheil des Entwurfes in der Leichtigkeit, mit der man alle Strassenleitungen legen und beaufsichtigen kann. Eine genügende Verzinsung wird von dem Verkehre von 50 Millionen Reisenden im Jahre erwartet.

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

### Kleine Theodolithe.

(Dingler's Polyt. Journal 1886, Bd. 259, S. 167.)

Bequeme kleine Theodolithe, hinreichend für Vorarbeiten, liefert F. Miller in Innsbruck. Dieselben werden mit Nuss und 4 Stellschrauben auf einen leichten Dreifuss gesetzt, haben 6 cm Durchmesser des lothrechten und 5 cm des wagerechten Theilkreises. Letzterer trägt die in Silber gerissene Theilung auf einer starken Randschräge, auf der auch die Nonien laufen, so dass die Ablesung — und zwar auf 1' genau — sehr bequem

erfolgt. Das 6fach vergrößernde Fernrohr mit nur 9<sup>mm</sup> Objectivweite hat einen Entfernungsmesser und kann durchgeschlagen werden. Die Abmessungen des Kastens sind 19 × 10 × 8 cm und das Gewicht des eingepackten Theodolithes beträgt 0,8 kg.

Es werden auch solche Theodolithe mit 5' Winkelangabe und Stellungen-Boussole geliefert.

Die Dreifüsse sind aus leichtem Holze oder aus zerlegbaren Messingrohren, welche in einen Kasten von 34 × 13 × 6 cm zu verpacken sind.

## B a h n - U n t e r b a u , B r ü c k e n u n d T u n n e l .

### Fowler's Kippwagen für Erdförderung.

(Engineering 1885, Bd. 40, S. 361, mit Zeichnung.)

Der Rahmen des Wagens ist um eine lothrechte Achse drehbar, so dass der Wagen Vor- und Seitenkipper ist. Der Bolzen zur Lösung des Kippkastens ist durch eine Stange mit dem Riegel der Wagenthüre verbunden, so dass die Thür beim Lösen des Kastens zugleich geöffnet, mit dem Feststellen gleichzeitig geschlossen wird. Ein Arbeiter am Ende des Wagens kann somit die gesammte Bedienung übernehmen, ohne dass dadurch Zeitverlust entstände.

### Kragbrücke mit Gelenken (Gerber'sche Brücke) über den St. Johns-Fluss in Neu-Braunschweig.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 39.)

Die Brücke besitzt im Wesentlichen die in Amerika jetzt für die Uebersetzung tiefer Schluchten sehr beliebte Gestalt, welche bei der neuen Brücke über den Niagara-Strudel, sowie über den Fraser-River verwendet wurde (Organ 1885, S. 88). Der wesentliche Vorzug der Anordnung für solche Fälle ist die Möglichkeit der Aufstellung fast ohne Gerüst. Die Länge der Brücke ist 246,94<sup>m</sup> zwischen den Aussenenden der Kragträger, an welche einseitig noch eine eiserne Jochbrücke von 121,6<sup>m</sup> Länge anschliesst. Eigenthümlich ist dieser Brücke die ungleiche Ausbildung der beiden Kragträger über den Pfeilern; der linksseitige hat 43,63<sup>m</sup> Länge im äusseren und 43,51<sup>m</sup> Länge im inneren Arme bei 19,5<sup>m</sup> Höhe über dem Mittel-

pfeiler; der rechtsseitige 58,08<sup>m</sup> Länge im äusseren und 57,92<sup>m</sup> Länge im inneren Arme bei 24<sup>m</sup> Höhe. Der zwischengehängte Träger ist 43,8<sup>m</sup> lang. Gegen die älteren Brücken dieser Art ist ein Unterschied der Ausbildung auch in der Anordnung einfacher lothrechter Steifen in den Kragträgern über den einfachen Mittelpfeilern zu sehen, während die älteren Bauwerke doppelte gegliederte oder breite gemauerte Pfeiler mit rechteckigen Feldern über denselben in den Kragträgern aufweisen. Die Ausbildung der Einzeltheile an diesen Brücken ist äusserst beachtenswerth.

### Verwendung kalter Luft beim Tunnelbau.

(Centralblatt d. Bauverwalt. 1885, S. 537 und 1886, S. 7, 38 u. 115.)

Capitän Lindmark hat beim Bau des Brunkebergtunnels in Stockholm, welcher durch schwimmendes Gebirge unter bewohnten Häusern hinzuführen war, kalte Luft verwendet, um die Stollen bzw. Tunnelwandung und Brust zum Gefrieren zu bringen. Zu dem Zwecke lieferten Liebe, Gorman & Co. zu London eine Kaltluftmaschine, welche in der Stunde 600 cbm Luft von — 50° C. lieferte. Das Verfahren des Einblasens der Luft in das umgebende Gebirge hat sich bewährt, indem es gelang, jede Senkung der Gebäude zu vermeiden. Nach Ansicht des Erfinders des Gefrierverfahrens, Herrn Poetsch, fällt auch diese Anwendung der Kälte in den Bereich seiner Patentansprüche, wenn auch der Versuch, die gewöhnlich zur Einbringung kalter Flüssigkeiten benutzten Rohre in das Gebirge zu treiben, nicht zum Ziele führte.

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

### E. Tölcke's Keilbefestigung von Schienen auf eisernen Querschwellen.

(Vergl. „Organ“ 1884, S. 208, und Fig. 1—5, Tafel XXVIII.)

Hierzu Zeichnungen Fig. 10 u. 11, auf Tafel XXX.

Im Anschlusse an die frühere Veröffentlichung theilen wir mit, dass die Keilbefestigung (D. R.-P. No. 24442 und 36258) inzwischen Veränderungen erfahren hat, welche im Wesentlichen aus Fig. 10 und 11, Tafel XXX hervorgehen. Der Patent-

inhaber ist namentlich bemüht gewesen, die Befestigung zur Verwendung auf für andere Anordnungen gelochten alten Schwellen geeignet zu machen. Die Fig. 10 und 11, Tafel XXX, stellen insbesondere die Ersetzung der Klemmplatten mit Schrauben der rheinischen Bahn durch die Keilbefestigung dar, und zwar Fig. 10 für Einbringung nach Aufnahme der Schienen, Fig. 11 für Einbringung neben den liegenden Schienen.

### Schienebefestigung für eisernen Oberbau

von Professor v. Kaven in Aachen.

(Glaser's Annalen 1886, Band XVIII, S. 223.)

Im Vereine für Eisenbahnkunde wurde am 11. Mai d. J. vom Regierungsbaumeister Donath ein Vortrag über die vom Professor v. Kaven zu Aachen erfundene Anordnung einer Schienebefestigung für eiserne Langschwellen und Querschwellen gehalten, welche die Spur nicht starr festlegt, mittels deren vielmehr die Schiene innerhalb gewisser Grenzen beliebig festgespannt werden kann, so dass sie für gerade Linien und Krümmungen ohne Abänderung der einzelnen Theile anwendbar ist.

Es ist dies dadurch erreicht, dass bei der bekannten gewöhnlichen Befestigung mittels Hakenschrauben und auf den Schienenfuss fassenden Deckplättchen sowohl in den schlitzartigen Löchern für die Hakenschrauben, als unter den verlängerten Deckplättchen so viel Spielraum gelassen ist, dass an jeder Seite des Schienenfusses ein wagerechter Keil unter die Deckplättchen geschoben werden kann; das Keilpaar gestattet ein Verschieben des Schienenfusses um die Spurerweiterung. Die Keile setzen sich bei Langschwellen-Oberbau nach aussen gegen einen an der Kante der Schwelle angewalzten erhöhten Rand, bei Querschwellen-Oberbau gegen einen zu beiden Seiten des Schienenfusses festgenieteten Ansatz, oder es werden bei letzterem feste Klemmplatten angewendet, welche in den Schlitz der Schwelle eingreifen und unter deren verlängerten Platten die Keile sich verschieben lassen. In Beziehung auf die Zeichnungen und Einzeltheile der Anordnung verweisen wir auf die oben angegebene Quelle.

### Tragrolle für Seilbahnen.

(Dingler's Polyt. Journal 1886, Band 259, S. 160.)

Hierzu Zeichnung in Fig. 9, Tafel XXX.

Die Greifer sind bei Seilbahnen zwar so eingerichtet, dass die bewegliche Unterklaue angezogen frei über den Seilrollen läuft; fährt der Wagen aber mit gelöster Klaue über eine Rolle, so liegt die für den Pfeil des Kabels hinreichend abgesenkte Unterklaue so tief, dass sie gegen die Tragrolle stösst, welche somit zum Ausweichen einzurichten ist. Eine solche bewegliche Lagerung, welche von Schmutz wenig leidet und keiner Schmierung bedarf, ist der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Cöln patentirt (D. R.-P. Kl. 20 No. 33270). Die Anordnung ist in Fig. 9, Tafel XXX dargestellt.

In einer Versenkung unter dem Kabelrohre ruht die Tragrolle a in mit Schneiden auf den Winkelhebeln d gelagerten Balken b; auch die Winkelhebel haben auf feste Stützen i gelagerte Schneiden zu Drehpunkten, und die freien Enden der Winkelhebel greifen unter schneideartige Ansätze eines schweren Gewichtes g, welches für alle 4 Winkelhebel der Grube gemeinsam ist. Wird die Rolle durch den in m n geöffnet — punktirt geschlossen — angedeuteten Greifer von rechts her angestossen, so löst sich der rechte Winkelhebel nach unten von den Gewichtsansätzen, während der linke das Gewicht mit nach oben nimmt. Der Anschlag e hindert, gegen einen festen Querträger der Stützen i treffend, zu starken Ausschlag der Hebel. Bei der Bewegung rücken die Rollenträger b nach links bis der Greifer frei ist, worauf das Gewicht g dann die

Hebel wieder in die Anfangslage einstellt. Bei Ankunft des Greifers von links ist dasselbe Spiel nach rechts möglich.

### Price's bewegliches Herzstück mit durchgehender Schiene im Hauptstrange.

(Centralblatt d. Bauverw. 1886, S. 13, mit Abbildung.)

Ein offenbar grosser Mangel der gewöhnlichen Weichenherzstücke besteht darin, dass man zu Gunsten der Ablenkung eines oft ganz verschwindenden Nebenverkehrs den starken Verkehr des Hauptgleises unzähligen Stössen über der Herzstücklücke aussetzen muss. Es sind daher vielfach Anordnungen von beweglichen Herzstücken erdacht, welche sowohl in die Richtung der Schiene des Hauptgleises, wie in die der Schiene des Nebengleises eingestellt werden können; der Umstand jedoch, dass keine derselben weite Verbreitung gefunden hat, deutet auf beträchtliche Mängel dieser Lösungen hin.

Auf amerikanischen Bahnen hat nun der Ingenieur Price eine Abänderung der beweglichen Herzstücke eingeführt, welche sich in mehrfacher Ausführung gut bewähren soll. Price lässt die Schiene des wichtigen Hauptstranges ganz ohne Unterbrechung durchlaufen, erhöht den unwichtigen Nebenstrang an der Kreuzung so, dass er die Radflantsche über die Schiene des Hauptgleises wegführt, und setzt in den Nebenstrang einen durch Kuppelung mit der Zungenbewegung beweglich gemachten Herzstückklotz ein, welcher um einen mit der Schiene des Nebenstranges hinter dem Herzstücke fest verbundenen Bolzen drehbar ist. Dieser Klotz trägt die Lauffläche und Spurrinne an Stelle der von dem Hauptstrange bis dicht vor jenen Drehbolzen fehlenden Schiene des äusseren Nebenstranges. Der Klotz ruht wie eine Weichenzunge auf Gleitbahnen und legt sich behufs Schliessung des Nebenstranges mit seiner Kante genau über die Fahrkante des Hauptstranges auf die Schiene des letzteren und wird mittels einer Kniehebelübersetzung fest gegen diese gedrückt. Die Kuppelung des Klotzes mit der Zungenbewegung bedingt übereinstimmende Einstellung beider auf den einen oder anderen Strang, trotzdem ist der Klotz von der Lauffläche des Nebenstranges als höchstem Punkte nach beiden Seiten so flach abgeschragt, dass eine bei verkehrter Stellung des Klotzes das Hauptgleis vom Herzstücke her befahrende Achse selbst bei beträchtlicher Geschwindigkeit die Rampe ohne Gefahr überfährt; für diesen Fall ist die Kante des Klotzes entsprechend dem Schienenkopfe abgerundet. Eine aus dem Nebengleise kommende Achse stellt den Klotz nöthigen Falles selbst richtig ein, damit zugleich also auch die Zungen. Ein Bedenken mag jedoch erwähnt werden, welches die Anordnung hervorruft. Wenn die Vorderachse eines bei verkehrter Weichenstellung das Hauptgleis vom Herzstücke her befahrenden Fahrzeuges beginnt die krumme Zunge aufzuschneiden und die gerade anzulegen, während sich eine folgende Achse eben auf dem auf der Schiene liegenden Klotze befindet, so verhindert die Reibung des belasteten Klotzes auf der Schiene die Bewegung der mit ihm gekuppelten Zungen, und es muss also, wenn keine Entgleisung, so doch mindestens eine Verbiegung des Weichengestänges eintreten.

Selbstverständlich liegen dem Herzstückklotze zwei Zwangsschienen gegenüber.

**Bajonet(-Schienennägel.**

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 16.)

Die Pullmann-Eisen- und Stahlgesellschaft zu Pullmann City bei Chicago führt Schienennägel mit dreikantigem, in den Flächen ausgehöhltem Querschnitte ein, welcher unten in die gewöhnliche Schneide, oben in ein Quadrat übergeht, das dann den Kopf trägt. Als Vortheil dieser Nägel wird geringe Verletzung der Holzfasern bei grosser Haftfähigkeit, daher wesentliche Verlängerung der Schwellendauer angegeben.

**Querschwellen-Oberbau auf Holzschwellen für Hauptbahnen.**

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, Seite 83.)

Mit Zeichnungen Fig. 1 bis 8 auf Tafel XXX.

Mit Ministerialerlass vom 22. Aug. 1885 ist den Directionen der preussischen Staatsbahnen ein Stahlschienenquerschnitt nebst Verlaschung für Holzquerschwellen und am 30. Januar 1886 Zeichnung der zugehörigen mit Rippen auf der Unterfläche versehenen Unterlagsplatte zugegangen, nach denen in Zukunft die Neubauten auf Holzquerschwellen ausgeführt werden sollen.

Den in Fig. 1—8 auf Tafel XXX wiedergegebenen Zeichnungen ist nur wenig hinzuzufügen, da alle Masse aus denselben hervorgehen.

Die Schienen erhalten den in Fig. 1 dargestellten Querschnitt bei 9,0<sup>m</sup> Länge (Fig. 8); die Kurvenschienen erhalten 8930<sup>mm</sup> Länge, und sind durch ein 500<sup>mm</sup> vom Schienenende 60<sup>mm</sup> über Unterkante anzubringendes Bohrloch im Stege von 20<sup>mm</sup> Durchmesser auszuzeichnen. Die Lochung der Schienen soll 6<sup>mm</sup> Zwischenraum im Stosse zulassen, genau der Laschenlochung entsprechen und mit der Mitte der 30<sup>mm</sup> weiten Löcher 50<sup>mm</sup> über Schienenunterkante liegen; die Lochmitten erhalten vom Schienenende die Entfernungen von 62 und 237<sup>mm</sup>. Die Köpfe werden an den Kanten mindestens 1<sup>mm</sup> abgeschrägt. Die Verhältnisse des Schienenquerschnitts für verschiedene Grade der Abnutzung giebt folgende Tabelle an:

	F. qcm.	G. für 1 <sup>m</sup> kg	Schwerpunkts- abstand von		Wagerechte Schwerlinie		Lothrechte Schwerlinie	
			unten mm	oben mm	J cm <sup>4</sup>	J/e cm <sup>3</sup>	J cm <sup>4</sup>	J/e cm <sup>3</sup>
Neue Schiene	42,53	33,4	67,3	66,7	1036,6	154,0	150,7	28,7
Kopf abge- nutzt um:	1 <sup>mm</sup>	41,95	66,4	66,6	1015,9	152,6	149,1	28,4
	5 <sup>mm</sup>	39,63	62,8	66,2	916,9	138,4	142,6	27,2
	10 <sup>mm</sup>	36,73	57,9	66,1	796,1	120,3	134,5	25,6
	13 <sup>mm</sup>	34,99	54,7	66,3	730,6	110,2	129,6	24,7

Die Laschen, deren Abmessungen aus Fig. 2, 6 und 7 Tafel XXX hervorgehen, erhalten 4 Löcher 90<sup>mm</sup> über Unterkante der Lasche in Abständen von 175, 130 und 175<sup>mm</sup>; die Löcher der Innenlasche sind kreisrund von 24<sup>mm</sup> Durchmesser, die der Aussenlasche erhalten für die Bolzenansätze 24<sup>mm</sup> Höhe bei 30<sup>mm</sup> Länge. Die Enden der 600<sup>mm</sup> langen Aussenlaschen werden im untern Theile behufs thunlichst gleichzeitiger Anlagerung an die Stossschwellen und deren Unterlagsplatten (Fig. 7 Tafel XXX) doppelt ausgeklinkt, und zwar für die Schwellen 30<sup>mm</sup> hoch, 97<sup>mm</sup> lang, für die Unterlagsplatten 20<sup>mm</sup> hoch und 48<sup>mm</sup> lang. Die Innenlaschen (Fig. 6) werden bei 667<sup>mm</sup> Länge

entsprechend länger ausgeklinkt, und erhalten ausserdem noch zwei Ausschnitte in dem durch die Ausklinkung frei gelegten wagerechten Mitteltheile, mittels deren sie die ersten Schienennägel hakenartig umfassen, auf diese Weise beide Stossschwellen zum Widerstande gegen Längsverschiebung heranziehend (Fig. 5, Tafel XXX).

Die Schwellen erhalten Abmessungen von 2,5<sup>m</sup> Länge und 16 × 26 cm Querschnitt, Waldkanten von 5 cm Kathete sind noch zulässig. Die Schienen-Neigung 1 : 20 wird durch gehobelte Kappen erzielt. Die Schwellentheilung beträgt 667<sup>mm</sup> am Stosse, sonst (nach Fig. 8 Tafel XXX) 926 bzw. 925<sup>mm</sup>, so dass 10 Schwellen auf eine Schiene kommen.

Die Unterlagsplatten sind dem neuen Oberbau besonders eigenthümlich, und zwar durch 5 auf der Unterseite vorspringende dreieckige Schneiden oder Rippen, welche sich in die Schwellen einfressen sollen. Solche Platten sollen auf allen Schwellen liegen; an den Stössen wird jede mit drei (Fig. 5), auf den Mittelschwellen (Fig. 4) mit zwei versetzten quadratischen Hakennägeln von 16,5 cm Länge und 15<sup>mm</sup> beiderseitiger Stärke genagelt. Bei dazu geeignetem Schwellenholze kommen auch Schienenschrauben zur Anwendung. Die Nagellöcher in den Platten erhalten 17<sup>mm</sup> Seite.

Zweck der Neuerung an den Platten ist die Sicherung gegen Spurveränderung durch Vergrösserung der Reibung zwischen Platten und Schwellen. Es bleibt jedoch abzuwarten, ob der Erfolg den Erwartungen entspricht. Es ist fraglich, ob sich die winkelrecht zur Holzfasern stehenden Rippen wirklich scharf in diese einfressen, und wenn das geschieht, so ist zu fürchten, dass das Holz zwischen den Rippen derart zerstört wird, dass die beabsichtigte Reibungsvermehrung in Folge Gleitens der gelösten Spähne auf dem gesunden Holze vereitelt ist. Auch ist bei den starken, selbst in einer Schwelle auftretenden Ungleichmässigkeiten (Aesten) in der Härte nicht anzunehmen, dass alle Rippen sich von vornherein gleichmässig eindrücken, woraus dann eine unsichere Lage der Schienen folgen würde. Um das Eindringen der Vorsprünge in das Holz zu erleichtern, ist vorgeschlagen, die Rippen zu unterbrechen, so dass lauter kleine stumpfe Spitzen, wie auf der Bahn eines Stockhammers entstehen. Das Nachkappen der Schienenlager führt durch die Rippen jedenfalls zu einer grösseren Schwächung der Querschwellen.

**Spurmals und Libelle mit Selbsteinstellung.**

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, Seite 6 und 1886, Seite 60. D. R. P. 33424. Vergl. Organ 1881, Heft 2 Seite 54.)

Die Stange der Vorkehrung besteht aus einem leichten  $\Gamma$  Eisen, in der vorstehenden Stellung.

Zur Messung der Spurweite ist am einen Ende ein fester Anschlagbacken in die Höhlung genietet. Der Backen am anderen Ende hat die Gestalt eines Radreifenquerschnittes und läuft verschieblich auf zwei Führungsstangen, welche etwa 12 cm von Schieneninnenkante um einen Bolzen drehbar in der  $\Gamma$  Schiene befestigt sind. Spiralfedern drücken den Backen gegen zwei auf die Enden der Führungsstangen geschraubte Muttern nach aussen. Die Führungsstangen hängen mit dem Backen vor dem Gebrauche um 45° gegen die  $\Gamma$  Stange ge-

neigt aus dieser heraus, jedoch kann der Backen mit den Führungsstangen völlig in die Höhlung der  $\sqcap$  Stange geschlagen werden. Der Rücken des Backens trägt einen Ansatz von gleicher Dicke mit dem Stege des  $\sqcap$  Eisens, dessen eine Kante genau der Anschlagfläche des Backens an die Schiene entspricht; an der Stelle, an welcher sich der Backen in das  $\sqcap$  Eisen legt, ist der Steg des letztern für den Ansatz am Backen aufgeschlitzt, so dass der Ansatz bündig mit der Oberfläche des  $\sqcap$  Stabes liegt, wenn man den Backen einschlägt. Die Spiralfedern gestatten dem Backen eine Bewegung auf den Führungsstangen, welche etwas grösser ist, als die Summe aus der grössten Spurerweiterung und Verengung, also etwa  $50^{\text{mm}}$ . Der Rücken des  $\sqcap$  Stabes trägt neben dem Schlitz für den Backenansatz eine  $^{\text{mm}}$  Theilung, deren Ablesungsmarke von der Kante des Backenansatzes gebildet wird.

Um die Spur zu messen, setzt man die  $\sqcap$  Stange in geneigter Lage mit dem festen Backen gegen die eine Schiene. Der bewegliche Backen kommt dann beim Niederlegen auf die zweite, und ein leichter Druck genügt nun, um unter Zusammenpressung der Spiralfedern die  $\sqcap$  Stange auf die Führungsstangen nebst dem Backen zu stülpen. In dem Augenblicke, wo die Flantschkanten der  $\sqcap$  Stange den Schienenkopf berühren, erscheint der Backenansatz im Schlitz der  $\sqcap$  Stange, und man kann einen Schieber bis an den Ansatz drücken, welcher genaue Ablesung der Spur auch nach Wiederaufnahme der Stange erlaubt.

Die Libelle zur Messung der Ueberhöhung ist in dem aus schmiedbarem Gusse gefertigten Handgriffe angebracht. Sie besteht in einer nach  $1,5^{\text{m}}$  Halbmesser gebogenen Glasröhre, mit einer Druckvorrichtung, welche gestattet, die Blasengrösse stets konstant zu halten. Die gleiche nach oben konvexe Krümmung hat der hohle Handgriff. Ist die  $\sqcap$  Stange auf zwei gleich hoch liegende Schienen niedergedrückt, so spielt die Libelle mitten ein, andern Falles kann man den Unterschied in der Höhenlage bis zu  $15^{\text{cm}}$  an der Libellentheilung ohne weiteres bis auf  $2^{\text{mm}}$  genau ablesen. Um die Fehler durch ungenaue Krümmung des Glasrohres zu beseitigen, wird die Libellentheilung durch Versuche auf die eiserne Umhüllung aufgebracht.

Die Vorkehrung wiegt  $7,0^{\text{kg}}$  und ist derbe und einfach genug, um die Benutzung durch gewöhnliche Arbeiter zu gestatten.

Die von E. Schubert vorgeschlagene Anordnung ist der von Scherenberg im «Organ» 1881, Seite 54 angegebenen ähnlich. Letzterer schlägt vor, die umständliche Einstellung der Länge der Luftblase zu beseitigen, indem man das Glasrohr statt nach oben, nach unten krümmt, und an Stelle der Füllung mit Luftblase einen etwa  $1^{\text{cm}}$  langen Tropfen Quecksilber bringt. Es ist dabei jedoch nöthig, die Innenwandung des Rohres mit einem feinen Pulver zu bedecken, da sonst der Quecksilbertropfen zu stark am Glase haftet.

## Bahnhofseinrichtungen.

### Halle des neuen Hauptbahnhofes der Ungarischen Staatsbahnen zu Budapest.

(Centralblatt d. Bauverw. 1886, Seite 109. Mit Zeichnungen.)

Diese Halle des in 16 Monaten mit  $8,5^{\text{Mill. Mk.}}$  Baukosten bis August 1884 fertig gestellten Bahnhofes hat  $42,0^{\text{m}}$  Licht- und  $42,8^{\text{m}}$  Stützweite, und enthält zwei Seitenperrons mit  $7,35^{\text{m}}$ , einen Mittelperron von  $12,05^{\text{m}}$  Breite bis Gleismitte, dazwischen zwei Gleispaare mit  $4,75^{\text{m}}$  Abstand von Mitte zu Mitte. Die Einrichtung genügt vorläufig für 30 ankommende und 30 abgehende Züge im Tage, kann jedoch auf die doppelte Leistungsfähigkeit gebracht werden. Die Länge der Halle beträgt  $179,1^{\text{m}}$ , und der Innenraum wird von 285 Glühlichtern zu je 20 Kerzen und 435 Glühlichtern zu je 12 Kerzen nebst 70 Bogenlampen theils für 8stündige, theils für 16stündige Brenndauer nach der Anordnung von Zipernowsky erleuchtet.

Das Dach, welches theils mit verzinktem Eisenwellblech, theils mit Glas eingedeckt ist, wird von 18 parabolischen Blechbögen von ungewöhnlich hohem Pfeile (mehr als  $\frac{1}{3}$  der Weite) mit nach einem Parabelviereck von  $\frac{1}{6}$  Pfeilverhältniss geformter Stahlzugstange getragen. Die Bögen ruhen auf Bolzenlagern auf den steinernen Seitenwänden. Die Theilung der Binder ist aus architektonischen Rücksichten nicht gleichförmig gemacht, wechselt vielmehr zwischen den Mässen  $8,5^{\text{m}}$ ,  $9,3^{\text{m}}$  und  $15,0^{\text{m}}$ .

Das Gewicht des Daches beträgt  $266,1^{\text{t}}$ , auf  $1^{\text{qm}}$  der Grundfläche kommen somit  $68^{\text{kg}}$ .

Die Aufstellung erfolgte auf einem  $42,0^{\text{m}}$  breiten,  $24,0^{\text{m}}$  langen und  $28,0^{\text{m}}$  hohen Holzgerüste, welches von zwei auf kleinen Wagen ruhenden Stützen aus frei gesprengt wurde, und auf zwei Gleisen verschieblich war. Da jedoch die gekrümmte Zugstange das nach dem jedesmaligen Zusammenbau von 2 Bindern erforderliche Verschieben des Gerüstes verhindert haben würde, so wurde der untere Theil des Gerüstes oben nach Maßgabe der Gestalt der Zugstange gekrümmt abgeschlossen, und trug dann mittels durch leicht lösbare Schraubenverbindungen an die Längshölzer angeschlossene Zangenhölzer den oberen Gerüsttheil, dessen obere Begrenzung der Gestalt der Bögen entsprach. Durch allmähliges Auswechseln und Verschieben dieser Zangenstützen konnte man das Gerüst von der Zugstange beim Verschieben frei machen. Ebenso waren auch die wagerechten Hölzer des oberen Gerüsttheiles, welche mit den Hängestangen beim Verschieben in Berührung gekommen wären, zum Auswechseln eingerichtet.

Das  $400^{\text{cbm}}$  enthaltende Gerüst wurde von 16 Mann mittels zweier starker Bauwinden vorbewegt, und zwar in  $1\frac{1}{2}$  Stunden um  $20^{\text{m}}$ .

Die Aufstellung des eisernen Daches erfolgte in 65 Arbeitstagen, in denen durchschnittlich 106 Mann beschäftigt waren. Jede der 8 Nietrotten schlug täglich durchschnittlich 118 Niete ein.

## M a s c h i n e n - u n d W a g e n w e s e n .

**G. Forbes und J. A. Timmis elektrische Bremse für Eisenbahnen.**  
(Dingler, Polyt. Journal 1886, Bd. 259, Seite 456.)

Auf der Innenseite des Rades oder auf einer festen Scheibe auf der zu bremsenden Achse wird ein glatt abgedrehter Ring von thunlichst grossem Durchmesser aus leicht magnetisch zu machendem Metalle befestigt. Vor diesem ist mittels einer lose auf der Achse steckender, am Wagengestelle etwas nach der Länge der Achse verschieblich befestigten Scheibe ein nach jenem Ringe hin offener ringförmiger Kanal von gleichem Durchmesser angebracht, welcher die Spule eines grossen Elektromagneten aufnimmt. Ein die letztere durchlaufender Strom macht die Scheibe magnetisch. An den Rändern des Spulenkanals sind mittels federnder Halter Ringe aus Walzstahl befestigt; aus gleichem Materiale bestehen die ringförmigen Ränder des Spulenkanals. Die Scheibe des Spulenkanals ist aus weichem Eisen.

Beginnt ein Strom die Spule zu durchkreisen, so legen sich zuerst die federnd an der Scheibe befestigten Ringe gegen den am Rade angebrachten, die Scheibe dreht sich mit dem Rade und wickelt die Bremskette auf. Wird der Strom verstärkt, so wird die ganze Scheibe von dem Ringe am Rade angezogen, so dass auch die Ränder des Spulenkanals mit diesem in Berührung treten, und so wird die Bremskraft verstärkt. Die Lösung der Bremsen wird durch Unterbrechung des Stromes und Gegengewichte erfolgen müssen.

### Petroleum als Heizmaterial.

(Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen 1886, S. 655.)  
(Vergl. Organ 1886, Seite 176.)

Der Genieoberst Stewart hat in der Londoner Royal United Service Institution über die Verwendung des Petroleums als Heizmaterial für Dampfer und Lokomotiven einen Vortrag gehalten, aus welchem wir nach der «Zeitschrift für Versicherungswesen» und der «Zeitung des Vereins der E.-V.» den folgenden Auszug mittheilen.

Der Bodensatz des rohen Petroleums, Astatki genannt, welcher nach dem Abdestilliren der flüchtigen Oele zurückbleibt, wird auf den Dampfern des Kaspi-See's und der Wolga, sowie in etwa 100 Fabriken und Raffinerien in Baku zum Heizen der Dampfkessel zum Theil schon seit 12 Jahren angewendet, und hat dazu auch schon an andern Orten an der Wolga, sowie in Moskau und einer Petersburger Fabrik Eingang gefunden.

Nachdem das rohe Oel aus den etwa 8 englische Meilen von Baku gelegenen Quellen von Balakhara gepumpt ist, wird dasselbe in flache Behälter geleitet, in denen es kurze Zeit verbleibt, damit sich der Sand, mit welchem das Oel vermischt ist, ablagert. Alsdann wird das Oel in Hochbehälter gepumpt und aus diesen durch Röhrenleitungen, deren es 12 verschiedenen Gesellschaften gehörende giebt, nach den Raffinerien an der Bai von Baku geführt, wo es in grossen eisernen Kesseln entweder allein durch Feuer oder durch in letztere geleiteten überhitzten Dampf destillirt wird, indem man die Kessel gleichzeitig an der Aussenseite durch unmittelbare Einwirkung eines Petroleumfeuers erhitzt.

Zunächst werden die unter dem Namen Benzin und Gasolin bekannten flüchtigen Oele, darauf das schwerer entzündbare Kerosin und Solaröl entfernt. In Baku bezeichnet man alles Oel von 0,780—0,860 Einheits-Gewicht mit Kerosin. Der noch schwerere Rückstand wird Astatki genannt und als Heizstoff verwandt. Die zum Verbrennen desselben in Russland allgemein gebräuchliche Vorkehrung besteht aus einer geraden Röhre, welche in einer leicht abgeplatteten Oeffnung endigt und durch die ein Dampfstrahl getrieben wird, welcher das ihm aus einem Behälter durch eine gebogene Röhre entgegengeleitete Astatki zerstäubt. Der aus Dampf und Astatki gemischte Staub wird durch die Kraft des ersteren in den Raum unter den Kesseln getrieben, wo bereits ein Feuer aus Holz und Baumwollabfällen brennt. Das Feuer wird dann mit der Staubbmischung genährt, jedoch muss, ehe man eine Dampfmaschine auf diese Weise in Gang setzen kann, genügend Dampf erzeugt werden, um die Zerstäubungs-Vorrichtung in Betrieb setzen zu können.

Die neue Heizung hat folgende Vortheile:

- 1) dass das Astatki weniger Stauraum beansprucht als Steinkohle,
- 2) dass dasselbe in Schiffsräumen verstaut werden kann, welche zur Aufnahme von Steinkohlen nicht geeignet sind, wie z. B. zwischen dem innern und äussern Boden des Schiffes,
- 3) dass es sehr reinlich ist, da es weder Asche noch sonstige Rückstände lässt,
- 4) dass man nur Heizer zum Reinigen der Maschine und zur Beaufsichtigung des Dampfes braucht.

**Bogie-Tender-Lokomotive der Providence, Warren- und Bristol-Bahn, Amerika.**

(Railroad Gaz. vom 23. April 1886, S. 276.)

Diese Lokomotive wurde besonders für das Befahren einer Krümmung von 211' (= 64,3<sup>m</sup>) Halbmesser erbaut, welche an Stelle einer beseitigten Rückkehrweiche den Zugang zur Stadt Providence bildet. Die Maschine hat das Aussehen einer Lokomotive mit fest verbundenem Tender und ruht auf zwei Drehgestellen, deren vorderes den Langkessel trägt und die Cylinder, 2 Triebachsen, sowie eine wieder für sich besonders bewegliche Lissel-Laufachse enthält, während das hintere dreiachsige Laufgestell den Tenderkasten stützt. Die ganze Anordnung ist daher der Personenzug-Lokomotive von Fairlie ziemlich ähnlich; die Dampfleitung von und nach den Cylindern hat die Gestalt von Gelenkrohren, welche nach den mit Fairlie-Maschinen gemachten Erfahrungen wohl schwer dicht zu halten sein werden.

Die Haupt-Abmessungen sind:

Cylinder . . . . .	405 <sup>mm</sup> × 610 <sup>mm</sup>
Triebräder . . . . .	1420 <sup>mm</sup>
Gesamt-Radstand . . . . .	10676 <
Radstand des Maschinengestelles . . . . .	4270 >
Radstand des Tendergestelles und der Triebachsen . . . . .	2135 <

Gesamtwgewicht . . . . .	63 t
Davon auf der Vorderachse . . . . .	6,5 t
« « den Triebachsen . . . . .	30,5 t
« « dem Tendergestell . . . . .	26 t

Die genannte Krümmung wird auch von Güterzug-Lokomotiven mit 4 Kuppelachsen ohne Schwierigkeit befahren, nachdem von der ersten Kuppelachse die Spurkränze entfernt und die Reifen 175<sup>mm</sup> breit hergestellt waren; die Maschinen werden völlig sicher durch die vor dem Cylinder liegende Truckachse geführt.

v. B.

#### Durchgehende Bremse der American Brake Co.

(Railroad Gaz. vom 19. Febr. 1886, S. 122.)  
(Vergl. Organ 1886, Seite 151.)

Diese für Güterzüge bestimmte durchgehende Bremse ist eine sogen. Bufferbremse. Lokomotive und Tender sind mit kräftigen Dampf-Klotzbremzen an Treib- und Tenderträgern, die Wagen mit einer Hebel-Verbindung zwischen der Kuppelungsstange und den Bremsklötzen versehen. Wird durch Bremsen an der Lokomotive ein Auflaufen des Zuges bewirkt, so werden durch das Eindrücken der Kuppelungsstangen die Bremsklötze mit einer Kraft angedrückt, welche mit dem Drucke zwischen den Kuppelungen zunimmt. Um bei langsamen Rangir-Bewegungen die Bremse selbstthätig auszurücken, ist an einer Achse ein Centrifugal-Regulator angebracht, welcher erst bei einer gewissen Geschwindigkeit die Verbindung zwischen Kuppelungsstange und Bremse einrückt. In diesem Theile scheint eine Schwäche der Anordnung zu liegen.

v. B.

#### Lokomotive für Bahnen aus Baumstämmen.

(Railroad Gaz. vom 19. Febr. 1886, Seite 124.)

Die Maschine hat 4 breite mit Hohlkehlen versehene Räder, deren jedes von einer Zwischenwelle durch eine Treibkette getrieben wird; die Zwischenwelle wird von der Maschinenwelle durch ein Zahnrad getrieben. Da die Gesamtübersetzung eine  $4\frac{1}{2}$  fache ist, so kann die Maschine nur 8 km in der Stunde zurücklegen, besitzt aber eine entsprechend grosse Zugkraft.

Cylinder . . . . .	175 × 305 <sup>mm</sup>
Räder . . . . .	610 <sup>mm</sup> .

Diese Maschinen werden von den Adams & Price Lokomotive- & Machine-Works, Nashville, gebaut, und haben sich für Forst- und Kulturbahnen sehr nützlich erwiesen.

v. B.

#### Schwere Personenzug-Lokomotive der Chicago-Burlington & Quincy-Bahn.

(Railroad Gaz. v. 11. Juni 1886, S. 398 u. f.)

Die Anordnung ist die in Amerika übliche, mit niederem Truck und 2 gekuppelten Triebachsen vor und hinter dem Feuerkasten.

Cylinder . . . . .	458 <sup>mm</sup> × 610 <sup>mm</sup>
Triebräder . . . . .	1760 <sup>mm</sup>
Rostfläche (für weiche Kohle) . . . . .	1,65 qm
Heizfläche (innen) . . . . .	98,5 *
Gesamtwgewicht dienstbereit . . . . .	38 t
davon auf den Triebrädern . . . . .	25 t

v. B.

#### Fairlie-Lokomotive für die sächsischen Staatseisenbahnen.

(Engineering, 26. März 1886. Mit Zeichnungen Fig. 8—15 auf Taf. XXIX.)

Die Firma R. & W. Hawthorn in Newcastle on Tyne lieferte 1885 nach den Entwürfen der Fairlie-Engine Company — London — 2 Stück Lokomotiven für die sächsischen Staatsbahnen. Diese Lokomotiven sind für den Betrieb der Gebirgsbahnen mit 750<sup>mm</sup> Spur bestimmt, von denen Sachsen mehrere Linien besitzt. Die beigegebenen Zeichnungen Fig. 8—15 auf Tafel XXIX erläutern die Anordnung hinreichend; es ist nur hinzuzufügen, dass sich diese Maschinen im Betriebe sehr gut bewähren. Sie laufen auf Linien, welche Krümmungen bis 50<sup>m</sup> Halbmesser und Steigungen bis 1:33 besitzen.

Die wichtigsten Verhältnisse sind die nachfolgenden:

Rostfläche . . . . .	1,16 qm
Heizfläche der Feuerbüchse . . . . .	5,96 »
« « Rohre . . . . .	51,78 «
Gesamte Heizfläche . . . . .	57,74 «
Dampfüberdruck . . . . .	9,84 at
Cylinder-Durchmesser . . . . .	21,5 cm
Cylinder-Hub . . . . .	35,5 »
Raddurchmesser . . . . .	81,3 «
Eigengewicht der leeren Maschine . . . . .	22,3 t
Gewicht der betriebsfähigen Maschine . . . . .	28,9 t
Inhalt des Wasserbehälters . . . . .	2,86 cbm
« « Kohlenbehälters . . . . .	1,10 «

E.

#### Forney's verbesserter Sitz für Personenwagen.

(Railroad Gazette vom 4. Juni 1886, S. 377 u. f.)

Die Quelle enthält einen ausführlichen Vortrag über die gebräuchliche Form und Anordnung der Sitze der Amerikanischen und Englischen Personenwagen und deren Einfluss auf die Bequemlichkeit des Sitzens. Als Ergebnis wird ein neuer Sitz vorgeschlagen, bei welchem die Rücklehne mittels eines Hebelwerkes derart herumgeschlagen werden kann, dass die Personen stets in der Fahrrihtung sitzen können; gleichzeitig wird dem Sitzkissen die nöthige Neigung gegeben.

Für Europäische Bahnen, bei welchen die Sitze nicht gewendet werden, hat die sonst zweckmässige Anordnung keinen Werth.

v. B.

#### Schwere Personenzug-Lokomotive.

(Railroad Gazette vom 4. Juni 1886, S. 380 u. f.)

Die Quelle enthält Zeichnungen und Beschreibung einer von den Mason-Machine-Works, Taunton U. S., erbauten, sehr kräftigen, von der üblichen Anordnung aber nicht abweichenden Amerik. Personenzug-Lokomotive. Die Haupt-Abmessungen sind:

Cylinder . . . . .	458 <sup>mm</sup> × 610 <sup>mm</sup>
4 Triebräder . . . . .	1730 <sup>mm</sup>
Heizfläche (äussere) . . . . .	128 qm
Rostfläche . . . . .	1,77 *
Gesamtwgewicht betrff. . . . .	45,3 t
Adhäsionsgewicht . . . . .	30,8 t



Auf eine Triebachse kommen daher 15,4 t. Die Maschine ist für Feuerung mit bituminösen Kohlen bestimmt, hat 2 gekuppelte Triebachsen und ein zweiachsiges Vordergestell.

v. B.

### Strong's Schnellzug-Lokomotive.

(Railroad Gazette vom 5. Febr. 1886, S. 88 u. 95.)

Diese Lokomotive ist bestimmt, schwere Schnellzüge mit möglichst grosser Geschwindigkeit über die starken Steigungen der Lehigh-Valley-Bahn zu befördern und besitzt 6 Achsen, von welchen 2 in einem vorderen Drehgestelle liegen, 3 als Triebachsen mit einander gekuppelt sind, während die hintere Laufachse in einem Lissel-Gestelle läuft. Die Rosten liegen in 2 gewellten eisernen Flammrohren von 1065<sup>mm</sup> grösstem Durchmesser und 2750<sup>mm</sup> Länge, welche nach vorne zu einem Verbrennungsraume vereinigt sind, der aus einem gleichen Wellrohr besteht und dessen vorderer, seitlich erweiterter Theil durch die Rohrwand abgeschlossen wird. Die einzelnen Haupttheile des Kessels werden sehr schwierig herzustellen sein; die ganze Länge desselben beträgt einschliesslich der Rauchkammer 10,1<sup>m</sup>. Die 306 Siederohre von 44<sup>mm</sup> äusserem Durchmesser und 3,47<sup>m</sup> Länge ergeben eine innere Heizfläche von fast 130 qm. Die Cylinder von 514<sup>mm</sup> × 610<sup>mm</sup> treiben drei Triebachsen von 1575<sup>mm</sup> Raddurchmesser. Statt der gewöhnlichen Muschelschieber sind 4 einfache lothrechte Gitterschieber angebracht, welche von den Kurbelstangen aus durch doppelte Brown'sche (Winterthur) Steuerungen bewegt werden. Es sind daher für sie und die Auslassschieber 2 Handhebel vorhanden.

Das Gewicht der Lokomotive wird voraussichtlich 70—80 t in betriebsfähigem Zustande betragen, so dass die Maschine schon zu ihrer eigenen Fortbewegung einen verhältnissmässig grossen Theil ihrer Kraft nöthig haben wird und aussergewöhnliche Nutzleistungen kaum erreicht werden dürften. v. B.

### Güterzug-Lokomotive für die Calumet und Hecla Mining Co.

(Railroad Gazette vom 22. Jan. 1886, S. 50.)

Die Maschine ist für eine Spurweite von 1245<sup>mm</sup> bestimmt und von den Baldwin Werken in Philadelphia nach der sogen. Consolidations-Anordnung, d. h. mit vor den Cylindern im Lisselgestelle liegender Laufachse und 4 gekuppelten Triebachsen gebaut; dieselbe hat einen sehr breiten Feuerkasten und Rost nach der Anordnung von Wootten, welcher nach vorne in eine Verbrennungskammer endigt und von dieser durch eine gemauerte Feuerbrücke getrennt wird. Die Hauptabmessungen dieser sehr leistungsfähigen Maschine sind folgende:

Cylinderdurchmesser . . . . .	508 <sup>mm</sup>
Kolbenhub . . . . .	660 <
Triebraddurchmesser . . . . .	1280 >
Dampfüberdruck . . . . .	11 at
Rostfläche . . . . .	2,90 × 2,48 = 7,1 qm
Siederohre . . . . .	204 St., 51 <sup>mm</sup> Durchm., 3,210 <sup>m</sup> lang
Dienstgewicht . . . . .	59 t
Adhäsionsgewicht . . . . .	52,8 t

od. 13,2 t f. jede Triebachse.

Die Maschine ist mit der Rückdruckbremse von Lechatelier, Dampfbremse für den Tender und entlasteten Dampfschiebern versehen.

v. B.

### Speisewagen für die Chicago-, Burlington- und Quincy-Bahn.

(Railroad Gazette vom 15. Jan. 1886, S. 35.)

Der Wagen von 19,5<sup>m</sup> Kastenlänge enthält an einem Ende die sehr geräumige Küche von 8,25<sup>m</sup> Länge einschliesslich des Anrichterraumes. Der Speiseraum enthält zu beiden Seiten des Seitenganges je 5 Tische mit je 4 Sitzen, sodass gleichzeitig 40 Personen speisen können. Am andern Ende befindet sich der Weinbehälter nebst Waschraum. Der Wagen ruht auf 2 dreiachsigen Trucks von 3,2<sup>m</sup> Radstand und wiegt 37,4 t, jeder Truck 7 t. Die Ausstattung des sehr zweckmässig eingerichteten Wagens ist dem Amerikanischen Geschmacke entsprechend.

v. B.

### Schnellzug-Lokomotive der Great-Northern-Bahn (England).

(Railroad Gaz. vom 29. Jan. 1886, S. 73.)

Die genannte Bahn ist bekanntlich eine der wenigen, welche trotz langer und vielfach wechselnder Steigungen von 1:100 für ihren Schnellzugsdienst ungekuppelte Lokomotiven verwenden, welche trotz sehr bedeutender Fahrgeschwindigkeit sehr sparsam arbeiten; z. B. durchfährt ein einschliesslich Maschine 146 t schwerer Expresszug die Strecke Grantham-London von 170 km Länge in 1<sup>h</sup> 58', entsprechend einer Durchschnittsgeschwindigkeit von 86 km in der Stunde. Um diese Leistungen zu erzielen, wurden zu Anfang der 70er Jahre an Stelle der bis dahin benutzten 3 achsigen ungekuppelten Lokomotiven mit Innencylindern und 2135<sup>mm</sup> Triebraddurchmesser, die bekannten 4 achsigen ungekuppelten Lokomotiven mit 2440<sup>mm</sup> Triebraddurchmesser, Truckgestell und aussen liegenden Cylindern eingeführt, welche wegen ihren vorzüglichen Leistungen einen besonders guten Ruf besitzen. Um indess die Herstellungs- und womöglich auch die Unterhaltungskosten zu vermindern, ist man neuerdings unter Beibehaltung der bisherigen Leistungsfähigkeit wieder zu der alten Anordnung übergegangen, welche mit folgenden Hauptabmessungen ausgeführt wird:

Cylinder . . . . .	470 <sup>mm</sup> × 660 <sup>mm</sup>
Triebraddurchmesser . . . . .	2330 <sup>mm</sup>
Rostfläche . . . . .	1,71 qm
Heizfläche (Rohre aussen) . . . . .	103,5 <
Gewicht, betriebsfähig . . . . .	40,3 t.

Davon ist belastet die

Vorderachse mit . . . . .	12,1 t
Triebachse < . . . . .	17,2 t
Hinterachse < . . . . .	11,0 t.

Kessel und Feuerkastenmantel bestehen aus Martinstahlblechen von 13<sup>mm</sup> Stärke. Das Gewicht ist im Verhältnisse zu den Abmessungen des Kessels ziemlich gross, wozu besonders die für die Laufachsen vorhandenen äusseren Rahmen beitragen.

Die Anwendung innerer Cylinder nebst Kurbelachse und die Fortlassung des Drehgestells scheinen, wie unserer Quelle so auch uns, ein Rückschritt zu sein.

v. B.

### Der wasserdichte Anstrich „Senwen“,

vertrieben von G. Pollack, Berlin, ist bestimmt, das Innere von Dampfkesseln und Dampfrohren auszustreichen, um die Dichtigkeit zu erhöhen und zugleich die Bildung von Schlamm und Kesselstein abzuschwächen. Die Farbe wird in die völlig reinen Metallflächen mit harten Pinseln hineingerieben, für gewöhnlich in drei Lagen übereinander.

Die Dauer des Anstriches für täglich benutzte Kessel ist etwa 1 Jahr, bei einem Preise der Anstrichmasse von 3,0 M. für 1 kg.

Nach Angabe der oben genannten Firma soll sich der Anstrich bei englischen Lokomotivkesseln seit langen Jahren sehr gut bewährt haben, und er ist seit Kurzem auch in Deutschland beim Betriebe von Eisenbahnen, Bergwerken und gewerblichen Anlagen eingeführt.

### Schutzbrillen aus Glimmer.

Zufolge Reichsgerichts-Entscheidung II vom 30. September 1881 gehören Schutzbrillen zu denjenigen Schutzvorkehrungen, welche von Metalldrehereien und ähnlichen Metall-Bearbeitungs-Werkstätten zu beschaffen sind. Die Firma M. Raphael in Breslau empfiehlt derartige Schutzbrillen aus Glimmerplatten, weil sie bei genügender Durchsichtigkeit noch weniger wärmeleitend sind, als gläserne und namentlich nicht durch den Anprall fester dagegen fliegender Gegenstände zertrümmert werden können. Wie nöthig ein Schutz der Augen bei vielen Fabrikarbeitern ist, beweist die Beobachtung von 1283 Arbeitern durch Herrn Professor Dr. H. Cohn zu Breslau, welche ergab, dass 49% der nicht mit Brillen versehenen Leute zum Theil mehrfache Augenverletzungen davongetragen haben.

Die genannte Fabrik liefert leichter gebaute derartige Brillen auch für Schaffner und Zugführer, welche bekanntlich von den von der Lokomotive ausgeworfenen Kohlenstückchen viel zu leiden haben. Der Preis ist 1,5 bis 2,25 M. für das Stück.

## Signalwesen.

### Elektrische Verbindung zwischen den Stationen und den auf der Strecke fahrenden Zügen.

(Dingler's Polyt. Journal 1886, Band 259, S. 547; La Lumière électrique 1886, Band 19, S. 161.)

Nachdem die Versuche Phelp's auf der 20 km langen Versuchsstrecke der New-Haven-Eisenbahn (vergl. »Organ« 1885, S. 191) bezüglich Einrichtung eines Verkehrs zwischen fahrenden Zügen und den Stationen durch Induktionsströme die Möglichkeit der Verbindung in schlagender Weise nachgewiesen haben, hat Phelp zunächst die Kosten der Leitung, welche bei der Versuchsstrecke 790 Mark für 1 km kostete, durch wesentliche Vereinfachungen auf 125 Mark für 1 km ermässigt. Standen auf der Versuchsstrecke 30 Elemente in der Station und 10 im Zuge, so konnte man sogar mit einem Zuge sprechen, welcher auf dem nicht mit Leitung versehenen Gleise fuhr.

Auf Grund dieser Erfolge haben Edison und Gilliland einen Entwurf ausgearbeitet, nach welchem die sämtlichen Telegraphenleitungen entlang der Linie als eine metallische Fläche gleichsam die Belegung eines riesigen Condensators bilden sollen, während die zweite Metallfläche durch leitend mit einander verbundene Kupferstreifen auf der Seitenfläche des Wagens gebildet wird; gegen diesen sind sie durch Ebonitplatten abgesondert.

Die Luft zwischen Zug und Telegraphendrähten wirkt als Nichtleiter des Condensators. In der Station wird jeder Telegraphendraht mit einer Belegung eines Condensators verbunden; die anderen Belegungen aller Condensatoren werden durch eine Erdleitung verbunden, in welche die sekundären Windungen einer Induktionsrolle eingeschaltet sind. Ebenso befindet sich ein Fernsprecher zum Empfangen in dieser Leitung und ein zweiter in der Leitung von den Kupferstreifen des Wagens zu den Rädern. Wird nun von einer Batterie ein regelmässig unterbrochener Strom durch die primären Windungen der Induktionsrolle in

der Station geleitet, so wird dementsprechend eine regelmässige Folge von Wechselströmen mittels der Condensatorenbeläge durch die Telegraphenleitungen gesendet; es entsteht so in der Wagenleitung eine entsprechende Folge von Strömen und der Fernsprecher lässt ein ununterbrochenes Brummen ertönen. Bei Unterbrechung des Stromes in der Station schweigt der Fernsprecher, und so ist durch solche Unterbrechungen eine Zeichensprache für das Ohr möglich. Ganz ähnlich kann die Gegensprache vom Zuge zur Station eingerichtet werden. Diese Angabe des Grundgedankens möge hier genügen. Zur Verwerthung der Erfindung hat sich eine Gesellschaft mit 4 Millionen Mark Einzahlung gebildet.

Ein weiteres Verfahren von F. v. Ronneburg und G. Dalström (Oesterreichische Eisenbahnzeitung 1885, S. 774) besteht darin, dass auf der Locomotive ein Eisenstab angebracht ist, dessen äusseres Ende auf einer Fernsprechleitung neben den Gleisen hingeleitet, während im Zuge eine Fernsprechleitung an das innere Ende angeschlossen ist. Offenbar ist auch so eine ununterbrochene Verbindung mit dem Zuge geschaffen. Dieses Verfahren ist zwischen Paw-Paw, Michigan und Lawton verwendet.

Durch diese Anordnung, welche der von Parrish und Munn (D. R.-P. Kl. 20 No. 31199) ähnlich ist, soll der Verkehr mit dem Zuge ebenso sicher sein, wie mit einem feststehenden Fernsprecher.

### Davis' Sicherungsverschluss an einander feindlichen Fahrsignalen. (Engineering 1885, Bd. 40, S. 536.)

Um zu verhindern, dass von zwei einander feindlichen Fahrsignalen eines frei gegeben wird, wenn das andere auf »Fahrt« steht, oder wenn nach Stellung desselben auf »Fahrt« die Leitung von der Bude her verletzt würde, und sich die »Halt«-Stellung infolge von Reibungswiderständen dennoch nicht

von selbst hergestellt hat, bringt Davis an den Signalfügeln Haken so an, dass der Haken am zweiten Signale gleichzeitig mit dem ersten Signale bewegt wird, und umgekehrt. Wird nun das eine Signal auf »Fahrt« gestellt, so legt sich dadurch der Haken am Flügel des anderen so, dass es nicht aus der »Halt«-Stellung bewegt werden kann, und dies Hinderniss hört erst auf zu wirken, wenn nicht blos der Budenhebel des ersten Signales zurückgelegt, sondern auch der Flügel desselben thatsächlich in die »Halt«-Stellung zurückgekehrt ist.

#### Verwendung des Fernsprechers auf grossen Entfernungen.

(Ztg. d. Vereins deutsch. Eisenb.-Verw. 1886, S. 640.)

Die »Schweizerische Bauzeitung« enthält einen beachtenswerthen Aufsatz von Dr. V. Wietlisbach in Bern über die Vervollkommnung und Verwendung des Fernsprechers auf weite Entfernungen. In der Schweiz, welche gegenwärtig 46 einzelne Fernsprechnetze mit 5500 Sprechstellen besitzt, geht man damit um, die zum Theil schon vorhandenen Verbindungen der einzelnen Netze durch etwa 700 km Leitungen zu vervollständigen und dann auf grössere Entfernungen zu sprechen.

Da die beim Fernsprechen wirkenden Schwingungen eine Geschwindigkeit von  $\frac{1}{200}$  bis  $\frac{1}{800}$  Sekunden haben, so findet im Leitungsdrahte ein sehr rascher Stromwechsel und somit auch eine sehr ungleiche Vertheilung statt. Der durch letztere erzeugte elektrische Widerstand vergrössert sich nun in kreisrunden Drähten aus Eisen von der am häufigsten verwendeten Stärke von 4<sup>mm</sup> bei 200 Schwingungen in einer Sekunde schon auf das Doppelte, bei 1000 Schwingungen aber vielleicht auf das 10- bis 20fache seines Werthes für gleichbleibende Ströme. Für die Sprachtöne eigenen Schwingungs-Geschwindigkeiten ist dagegen in kreisrunden Drähten aus Kupfer die Stromvertheilung noch derart, dass für die bei den Fernsprechleitungen üblichen Querschnitte nur ganz unbedeutende Verstärkungen des Leitungswiderstandes eintreten.

Die Vergrösserung des Widerstandes wird für das Sprechen auf weite Entfernungen noch deshalb besonders verhängnissvoll, weil sie nicht alle Töne in gleicher Weise trifft. Die tiefen Töne mit einer kleinen Schwingungszahl finden einen viel kleineren Widerstand in der Leitung als die hohen Töne mit grossen Schwingungszahlen. Infolge dessen werden natürlich auch die Stromwellen in ungleicher Weise geschwächt; die tiefen Töne treten verhältnissmässig viel zu stark hervor, wodurch die Klangfarbe der Stimme durchaus verändert wird. Dieser Grund allein genügt, das Fernsprechen auf langen Eisendrahten ganz unmöglich zu machen.

Handelt es sich also darum, eine lange Leitung für das Fernsprechen zu bauen, so muss dieselbe aus Kupferdraht hergestellt werden. Mit Kupferdrähten kann man durch die gewöhnlichen Fernsprecher auf Entfernungen von 2000, wahrscheinlich auch 3000 km sprechen, wenn die Isolirung in jeder Beziehung vollkommen ist, und die Störungen der Electricität der Luft sich nicht zu stark geltend machen. Auf der für Telegraphenzwecke hergestellten Kupferdraht-Leitung zwischen New-York und Chicago (1750 km) wurden in den letzten Jahren wiederholt Versuche mit stets gleich gutem Erfolge angestellt.

Wenn ein einziger Draht für die Leitung nicht mehr ausreicht, um den Verkehr zu bewältigen und man deshalb noch einen zweiten Draht an demselben Gestänge befestigt, so hört man Alles, was auf dem einen Drahte gesprochen wird, zufolge Induktion der beiden Drähte auf einander gleich gut auch an denjenigen Fernsprechern, welche in den zweiten Draht eingeschaltet sind. Dieser Uebelstand lässt sich dadurch beseitigen, dass man jede Leitung aus zwei Drähten herstellt und den Strom zwingt, in dem einen Drahte von A nach B hin und in dem anderen von B nach A zurückzuziessen, wobei dann eine Verbindung mit der Erde ausgeschlossen ist. Auf diese Weise wird die inducirende Wirkung des in den beiden Drähten in entgegengesetzter Richtung fliessenden elektrischen Stromes auf einen dritten Draht vermieden, und es können eine beliebige Anzahl solcher Schleifenlinien an denselben Stangen angelegt werden, ohne einander zu stören.

Zu gleicher Zeit werden bei Verwendung der Schleife die Störungen vermieden, welche von den Erdströmen, der Electricität der Luft und anderen Einflüssen herrühren, so dass dieselbe bei sehr langen Linien auch dann empfehlenswerth ist, wenn nur eine einzige Leitung angelegt werden soll.

Das Ergebniss seiner Betrachtungen fasst Dr. Wietlisbach dahin zusammen, dass die vollkommenste gegenwärtig bekannte Art des Fernsprechens auf weite Entfernungen die Schleifenleitung aus Kupferdraht sei. Die längste derartige Fernsprechleitung besteht zwischen New-York und Boston mit einer Länge von etwa 600 km. Zwischen New-York und Philadelphia (200 km) stehen bereits 24 Leitungen, 12 Schleifen bildend, seit einem Jahre in regelmässigem Betriebe. Eine im Jahre 1885 zwischen London, Liverpool und Manchester gebaute Fernsprechleitung von 300 km Länge ist dagegen gänzlich unbrauchbar, weil sie aus Eisendraht hergestellt wurde.

Der Verfasser schliesst mit der zuversichtlichen Hoffnung, dass sich in wenigen Jahren der Fernsprechverkehr auf weite Entfernungen ebenso allgemein einbürgern wird, wie gegenwärtig der Telegraphen- und Postverkehr, und dass er auch bei uns eine dritte gleichberechtigte Stelle einnehmen wird, wie er es in Amerika thatsächlich schon jetzt thut.

#### Rosenblatt und Salomé's Vorkehrung zum Streichen freihängender elektrischer Leitungen.

(Dingler's Polyt. Journal 1886, Bd. 260, S. 267.)

Die Vorkehrung besteht aus einem Kasten mit Deckel und beschwertem Untertheile, welcher durch Schliessen des Deckels leicht um die Leitung gelegt werden kann, und diese dann zwischen mit Farbe gespeiste Bürsten klemmt. Die Bürsten gestatten auch den Verbindungsknoten den Durchgang. Zwei lange Arme tragen Nuthräder, mittels welcher der Kasten auf dem Drahte läuft. Selbstthätig zuführende Farbebehälter liegen im oberen Kastentheile. Der Kasten wird an einem Seile über den Draht gezogen, wobei er natürlich an allen Stützen abgehoben werden muss. Die Anordnung eignet sich daher vorwiegend für Leitungen, welche auf grosse Längen frei hängen.

### Unmittelbare Einwirkung des Stationsbeamten auf das Bahnhofs-schlussignal bei einheitlicher Weichen- und Signal-Stellung und Verriegelung.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 44, mit Abbildung.)

Ein nicht unbeträchtlicher Mangel der Einrichtungen für einheitliche Weichen- und Signal-Stellung und Verriegelung liegt darin, dass dem Stationsbeamten ein Einfluss auf die Stellung der Fahrsignale nur auf dem Umwege des Auftrages an den Hebelbuden-Beamten ermöglicht ist. Er ist daher nicht im Stande, bei plötzlich eintretender Gefahr selbst die Fahrsignale umzustellen, und wenn dann der Budenbeamte den Auftrag nicht sofort ausführt, so kann die Verzögerung leicht verhängnissvoll werden. Der Firma Schnabel & Henning in Bruchsal ist nun unter No. 31876 eine Anordnung für Drahtzugbewegung der Signale patentirt, welches diesen Uebelstand beseitigt, und welche an der bezeichneten Stelle eingehend beschrieben ist. Der um die Drahtrolle am Signalfusse laufende doppelte Drahtzug läuft nämlich nicht blos zur Bude, wo er in zwei Schleifen mittels zwei Paaren von Führungsrollen um zwei an den Enden einer beweglichen Druckstange befestigte Rollen läuft, sondern weiter um eine Drahtscheibe mit Hebel zum Umlegen im Stationsbureau.

Die Druckstange mit den beiden Schleifenrollen steht in der Bude lothrecht zwischen den beiden Paaren von Führungsrollen, so dass eine Schleife im oberen, eine im unteren Drahtstrange entsteht. Die Druckstange ist nach oben verlängert, gezahnt und kann durch einen Hebel mit Zahntrieb in der Bude auf- und abbewegt werden. Die Bewegung des Signales mittels der Drahtscheibe und dem Drahtzuge kann nun vom Stationsbureau aus erfolgen, indem der Beamte dort die Drahtscheibe dreht, wobei in der Bude die 6 Rollen sich drehen, ohne ihre Stellung zu ändern; oder bei Feststellung der Scheibe im Stationsbureau von der Bude aus, indem hier mittels Hebel und Zahntrieb die Druckstange mit den beiden Schleifenrollen auf- und abbewegt wird. Da sich hierbei stets der eine Drahtstrang ebensoviel verkürzt, wie sich der andere verlängert, so

muss eine Drehung der Scheibe am Signale eintreten. Die Uebersetzung der Bewegung von dieser Scheibe auf die Signalarme ist nun so eingerichtet, dass die Fahrtstellung nur durch Vereinigung der beiden Einwirkungen vom Stationsbureau und von der Bude aus erzielt werden, während die Rückstellung auf »Halt« durch jede der beiden Stellen gesondert, wie auch durch ihre Vereinigung erfolgen kann. Stellt jedoch der Stationsbeamte das Signal zurück, so bleiben die Weichen in der ihnen von der Bude aus gegebenen Stellung verriegelt und werden erst frei, wenn auch der Budenbeamte seinen Beitrag zur Rückstellung auf »Halt« geleistet hat, obwohl er dadurch an der Flügelstellung nichts mehr ändert. Da nun der Stationsbeamte nach dem Gesagten selbstständig nicht »freie Fahrt« geben kann, sondern nur in Gemeinschaft mit dem Budenbeamten, so sind von den Drahtsträngen dicht vor der Bude noch zwei besondere Drahtzüge abgezweigt, welche in geeigneter Weise über Rollen geführt bei Bewegung der Drahtscheibe im Stationsbureau den entsprechenden Signalhebel in der Bude entriegeln und einen Rufer ertönen lassen, worauf der Budenbeamte dann seinen Beitrag zur Signalstellung leistet, und dadurch erst die Bewegung der Flügel bewirkt. Die Rückstellung der Flügel auf »Halt« ist dann, wie gesagt, Jedem vom Beiden durch Zurücklegen des Hebels möglich.

Die angeführte Quelle erläutert auch den Grundgedanken der dem oben Gesagten entsprechenden eigenthümlichen Anordnung der Drahtscheibe am Signale und ihrer Bewegungs-Uebersetzung nach den Flügeln, sowie auch die Verwendung der Drahtscheiben mit Druckstangen für den Fall, dass ein Signalzug von der Ausführung einer abweisenden Weichenstellung abhängig gemacht werden soll. Auch wird auseinandergesetzt, wie ein Ueberwegsverschluss in das Abhängigkeitsverhältniss einbezogen werden kann. Wir begnügen uns hier mit dem Hinweise auf die Möglichkeit der Rückführung eines von der Bude aus auf »freie Fahrt« gestellten Signales in die Haltstellung unmittelbar durch den Stationsbeamten.

## B e t r i e b .

### Einheitliche Weichen- und Signal-Stellung und Verriegelung für Pferdebahnen.

(Engineer, Mai 21., 1886. Mit Zeichnung Fig. 4 auf Tafel XXVIII.)

Auf dem Old Haymarket zu Liverpool, auf welchem nach Ausweis der Fig. 4 auf Tafel XXVIII 5 Verkehrsrichtungen zusammentreffen, verkehren täglich 111 Trambahnwagen mit 1190 Durchfahrten, so dass in einer regelmässigen Arbeitsstunde 90 Durchfahrten stattfinden. Was die Art der Linien anlangt, so fällt auf, dass einige derselben, die in der Manchester-Strasse, in der Great Charlott-Strasse, in der St. Johns-Strasse und in Whitechapel, obwohl eingleisig, doch nur nach einer Richtung betrieben werden, und dass die beiden Gleise der zweigleisigen Linien in der Victoria-Strasse und auf dem Old Haymarket verschiedenen Verkehrslinien angehören. Es erklärt sich das daraus, dass von den zweigleisigen Linien die beiden Gleise meist wegen der Enge der Strassen in zwei benachbarte gleich-

laufende Strassen gelegt sind, um die Belastung der einzelnen Strasse möglichst zu verringern. Der bedeutende Verkehr, bei welchem fast jede Durchfahrt mehrere Linienkreuzungen ergibt, hat den Stadtgenieur C. Duncombe veranlasst, hier mitten in der Kreuzung eine Bude aufzustellen, von der aus nach dem Saxby-Farmer'schen Verfahren die Stellung und Verriegelung der Weichen und Signale vorgenommen wird; dabei brauchten jedoch nur die gegen die Spitze befahrenen Weichen von einander abhängig gemacht zu werden.

Die Anordnung wurde im März 1883 in Betrieb genommen und hat sich seitdem als äusserst zweckmässig bewährt.

### Stations-Anzeiger von Rogers.

(Dingler's Polyt. Journal 1886, Bd. 259, S. 145.)

Um den Reisenden anzuzeigen, zwischen welchen Stationen sich der Zug in jedem Augenblicke befindet, bringt Rogers

eine Kreisscheibe mit den Stationsnamen am Umfange und einem Zeiger in jedem Abtheile der Wagen unter der Decke an. Die Zeiger stehen mit einer elektrischen Leitung in Verbindung, welche unmittelbar vor jeder Station durch eine elektrische Berührungs-Vorkehrung an eine Batterie angeschlossen,

den Zeiger auf den Namen der eben erreichten Station stellen. Der so häufige und lästige Zweifel der Reisenden über den Zeitpunkt der Erreichung ihres Reisezieles würde durch diese Anordnung beseitigt.

## Aussergewöhnliche Eisenbahnen.

### Schmalspurige Waldbahn.

(Centralblatt d. Bauverw. 1886, S. 64.)

Behufs Verwerthung eines abzutreibenden Waldstückes wurde vom Bahnhofe Gr. Ramin in Hinterpommern eine mit Pferden zu betreibende 4,6 km lange Bahn mit 0,63<sup>m</sup> Spur aus alten eisernen Bahnschienen auf hölzernen Schwellen erbaut. Die Bahn benutzt zunächst den Körper der Hauptbahn, überschreitet das sumpfige Thal des Muglitz-Baches auf einer 180<sup>m</sup> langen Brücke aus aufgeständerten Holzjochen und zieht sich dann mit kleinstem Krümmungshalbmesser von 75<sup>m</sup>, für beladene Wagen mit der schärfsten Steigung 1:40 auf kurze Strecken, sonst mit 1:60 und dem stärksten Gefälle von 1:40 in der Mitte des Waldes hin. Die 1,3<sup>m</sup> langen Schwellen aus einmal gespaltenen Rundhölzern von 20—25 cm Durchmesser liegen 1,32<sup>m</sup> von einander; Verlaschung des ruhenden Stosses ist nur auf der ersten Strecke einschliesslich der Brücke vorgenommen. Die Bettung wird von dem vorhandenen Sande gebildet, zwischen den Schienen ist ein Pfad für die Pferde angeschüttet. Die allmählich zu verschiebenden Ladestellen bestehen aus nöthigen Falles durch verlorenes Gefälle zu gewinnenden 0,5<sup>m</sup> tiefen Einschnitten von 20 oder 40<sup>m</sup> Länge für die Beladung von 1 oder 2 Wagen. Die Stämme werden mit regelmässig verwechseltem Stamm- und Zopfende auf untergelegten Querhölzern über diesen Einschnitt gerollt und dann durch Wegziehen der Querhölzer leicht auf die kleinen untergefahrenen Wagen geladen. Auf dem Bahnhofe Gr. Ramin ersteigt die Bahn mit 1:60 eine Höhe von 1,55<sup>m</sup> über Schienenoberkante auf hölzernen Böcken und legt sich so neben die 1,95<sup>m</sup> hohe Ueberladerampe, welche bei 4<sup>m</sup> Breite und 40<sup>m</sup> Länge Raum für zwei Doppelladungen gewährt.

Die von Orenstein und Koppel in Berlin gelieferten Wagen haben bei 125 kg Gewicht 2 bis 2,5 t Tragkraft, 1,23<sup>m</sup> Länge und 0,5<sup>m</sup> Achsstand; jeder trägt einen Drehschemel mit Bügel zum Verladen des Langholzes, und je zwei von ihnen bilden durch die Stämme verbunden einen Langholzwagen, welcher Krümmungen von 25<sup>m</sup> Halbmesser noch ohne Anstand befährt. Jeder Wagen besitzt eine Bremse, welche durch den Fuhrmann mittels Hebel angezogen, durch Spiralfedern selbstthätig gelöst wird. Die nach der Hauptbahn gewendete Runge des Drehgestelles ist niederzuklappen, um die Entladung zu erleichtern, die andere wird steif eingesteckt. Von der Schlagstelle zur Ladestelle erfolgt die Beförderung der Stämme, indem man sie mit dem Schwerpunkte unter die Achse eines zweiräderigen Blockhebe-Karrens hängt, welcher behufs Anhebung der Stämme eine zwanzigfache Hebelübersetzung hat. Die Deichsel des Karrens wird an den gehobenen Stamm ge-

knabelt und die Zugthiere werden an das eine Stammende gespannt.

Zwei Arbeiter genügen zur Verladung der gewöhnlichen Stämme von 2 t Gewicht.

Auf dem Körper der Hauptbahn dürfen die Züge der Waldbahn nur von einem Bahnpolizeibeamten begleitet in den Zugpausen der ersteren verkehren; übrigens wird die Waldbahn an der Abzweigung und im Bahnhofe Gr. Ramin durch Schranken geschlossen. Es sind danach täglich nur sechs Hin- und Rückfahrten möglich, jede mit 2 der oben beschriebenen Langholzwagen, also  $2 \cdot 2 \cdot 2 t = 8 t$  Nutzlast; täglich können sonach  $6 \cdot 8 = 48 t$  Holz gefördert werden. Da die Förderung von Mitte Oktober bis Ende Mai dauert, so ergiebt sich eine jährliche Förderung von 900 Wagenladungen, und da etwa 2000 Ladungen in dem Walde stecken, so dauert der ganze Abtrieb  $2\frac{1}{2}$  Jahre.

Die Kreuzung der vollen und leeren Wagen erfolgt bei 2,5 km, indem die leeren auf einen Holzbelag seitlich ausgesetzt werden. Zwei Arbeiter können die leeren Wagen ausheben.

Bei dem Betriebe werden einschliesslich der Anfuhr zur Ladestelle 7 Pferde und 12 Mann beschäftigt.

Auf der an der Abzweigung liegenden Steigung 1:60 von 300<sup>m</sup> Länge ist eine Zugkraft von 95 kg erforderlich, welche von einem Pferde anstandslos geleistet wird.

Der Bau der Bahn kostete einschliesslich Nutzungsent-schädigung 12800 M. oder 2785 M. für 1 km ohne Schienen. Das Aufbrechen wird etwa 700 M. kosten und der Werth der gewonnenen Theile und der Wagen 3000 M. betragen. Hierzu kommt an Entschädigung für Benutzung der Hauptbahn und an Schienenmiethe 4625 M., an Beamtengehalt 1500 M., so dass der ganze Aufwand 16625 M. beträgt oder 8,32 M. für jede der 2000 Wagenladungen. Hierzu tritt an Rangirgebühr 0,25 M. und an Förderkosten von der Schlagstelle bis zur Umladerampe einschliesslich Umladen (letzteres 1,5 M. für eine Wagenladung) 9,50 M., folglich kostet die Beförderung einer Wagenladung von 2 t 18,07 M. Wird eine Ladung bei dem hohen Gewichte des frischen Holzes zu 10 cbm angenommen, so stellt sich die Förderung von 1 cbm auf 1,81 M.; angestellte Ermittlungen ergaben für die Förderung auf Landwegen etwa 2,7<sup>m</sup> neben einer beträchtlich geringeren Leistungsfähigkeit.

Der Bau der Bahn erfolgte in der Zeit von Dezember 1884 bis Anfang Februar 1885; die Anlagen haben sich im Betriebe vollkommen bewährt.

### Untergrund-Seilbahn in Eisenrohren in London.

(Centralblatt der Bauverwaltung 1886, S. 137.)

Die Anlagekosten der ältern Untergrundbahnen in London sind wegen des grossen Tunnelquerschnittes und den Anlagen für Stützung der Gebäude, sowie Umgehung der verschiedenen Leitungen so bedeutend, dass eine ausreichende Verzinsung trotz des starken Verkehrs nicht zu erreichen ist. Für eine neue Strecke, welche der «City of London and Southwark Subway Company» mit 6 Mill. M. Anlagekosten genehmigt ist, und welche das Nordende der Londonbridge unter der Themse hin mit der Elephant and Castle-Station verbinden soll, wurde daher die Verlegung zweier Gussrohre von 3,05<sup>m</sup> innerm Durchmesser, 2,54 cm Wandstärke aus 2 Viertelkreisen unten, und 2 knappen Viertelkreisen mit Schlusstück oben zusammengesetzt, mit inneren Längs- und Ringflantschen vorgesehen. Die Wagen für gewöhnliche Spur füllen den Innenraum bis auf einen kleinen Rest für den Tunnelwärter ganz aus und enthalten 0,85 cbm Luftraum für jeden Reisenden, während auf den alten Linien nur 0,65 cbm gewährt ist. Die Dichtung der Längsfugen erfolgt durch 0,6 cm Kiefernholz zwischen den Flantschen, die der Querfugen durch Arbeitsleisten in der Wandstärke und Werg mit Romement zwischen den Flantschen. Die Rohrschüsse sind 0,5<sup>m</sup> lang. Zum Vortreiben benutzt man einen das Rohrende umfassenden 3<sup>m</sup> langen Stahlring, welcher in der Brust erst freigearbeitet, dann mittels Wasserdruckpressen vorgeschoben wird, so dass man in seinem Schutze einen neuen Rohrschuss vorbolzen kann. Der so um das Gussrohr an Stelle des Stahlringes geschaffene Hohlraum wird geschlossen, indem man durch 4 Löcher in der Wand jedes Schusses Cementwasser nach aussen treibt. Der vorn gelöste Thonboden wird durch das Rohr nach der nächsten Station zurückgefördert. Da man in günstigem Thonboden arbeitet, hofft man schon unter der Themse täglich 2,7<sup>m</sup>, unter den Strassen, welche fast gar nicht verlassen werden, schneller vorzurücken.

In den beiden Rohren soll ein endloses Stahlseil von 25<sup>mm</sup> Durchmesser umlaufen, jedes derselben also nur einer Fahr- richtung dienen; künstlicher Lüftung glaubt man daher nicht zu bedürfen. Die 100 Personen fassenden Züge von je 2 Wagen sollen in Zeitabschnitten von 2 Minuten fahren, so dass täglich etwa 100000 Personen befördert werden können. Die 2,1 km lange Strecke wird einschliesslich des Aufenthaltes in den Stationen in 8—9 Minuten befahren. Die feststehende Maschine am Südennde bei der Elephant and Castle-Station erhält 150 Pferdestärken. Ebenso stehen am Südennde die Pumpen zur Bedienung der Kraftsammler an beiden Enden, welche das gepresste Wasser für die Wasserdruckhebwerke in allen Stationen liefern. Die Fahrstühle erhalten Zugänge von beiden Seiten für gleichzeitigen Verkehr abgehender und zukommender Personen; neben den Hebewerken liegen jedoch auch Treppen. Den Bau leitet der Ingenieur Greathead, nachdem der Entwurf von Sir J. Fowler und B. Baker geprüft ist, der Unternehmer ist E. Gabbutt.

Man hofft täglich 33600 Personen zu 0,083 M. zu befördern, was einschliesslich 60000 M. Mietheinnahmen für Schänken, Zeitungsräumen jährlich 1060000 M. Einnahme ergeben würde; dem stehen 278960 M. Jahresausgabe gegenüber,

was nach Abzug von Steuern u. dgl. 12% Dividende ergeben würde.

### Jenkin's Elektrische Seilbahn (Telpherage) in Glyde.

(Dingler, Polyt. Journal 1886, Bd. 259, Seite 410. Centralblatt für Elektrotechnik 1885, Seite 649.)

In der englischen Grafschaft Sussex auf dem Gute des Lord Hampden wurde 1885 eine elektrische Seilbahn auf Holzjochen von 1,6 km Länge nach Angaben von F. Jenkin begonnen und nach dessen Tode von Professor Perry beendet. Die Bahn dient zur Beförderung von Thon mittels eines Zuges von 10 leicht auszukippenden Tragkästen nebst einer Recken- zaun'schen stromempfangenden Lokomotive. Die Ladung beträgt 140 kg für jeden Kasten, ein Kasten wiegt 43 kg und die Lokomotive 140 kg; der ganze Zug somit 1970 kg. Zum Betriebe des Zuges durch eine erzeugende Maschine von R. E. Crompton in London hat eine Lokomobile 3 Pferde zu leisten. Besonders bemerkenswerth unter den Einzeltheilen ist eine in der Quelle dargestellte selbstthätige Bremse an der Lokomotive, sowie eine Vorkehrung, welche die Stromstärke in den 19<sup>mm</sup> starken Stahlseilen stets den augenblicklich zu überwindenden Hindernissen anpasst.

Die Kosten der ganzen Bahn einschliesslich vielfacher anzustellender Versuche haben 30000 M. betragen.

### Decauville's Feldeisenbahn.

(Dingler, Polyt. Journal 1886, Bd. 260, Seite 266.)

Die Querswellen sind aus flachem Stahlbleche, erhalten zur Erhöhung der Steifigkeit aber auf der ganzen Länge zwischen den Schienen in der Mitte der Breite eine Aufbeulung. Für weichen Boden und Kurven wird unter jedes Ende ein annähernd nach einer Viertelkugel gebogenes Stahlblech geschraubt, während die Schwellen für gewöhnlich flach auf dem Boden liegen. Die Schienen werden auf die Schwellen genietet. Die Laschen sitzen an einem Schienenende fest, am andern werden sie durch einen durchgesteckten Stift befestigt. Die Spurweite wird mit 50 cm, 55 cm und 60 cm und entsprechender Schienenstärke ausgeführt. Die Schienen wiegen 4,5, 7,0, 9,5 und 12,0 kg für 1<sup>m</sup>. Bei 50 cm Spur und 4,5 kg Schienengewicht wiegt 1<sup>m</sup> Gleis rund 50 kg, kann also noch von einem Manne getragen werden.

### Hochbahn mit Kabelbetrieb in Hoboken bei New-York.

(Techniker 1886, S. 78 mit Abbildung.)

Die in lebhaftestem Verkehre mit einander stehenden Orte New-York einerseits und Jersey City Heights, West Hoboken und Union Hill anderseits sind nicht bloss durch den Hudsonfluss, sondern auch durch ein sumpfiges Vorland mit dahinter liegenden Felswänden »die Palisaden«, auf der Seite der letzteren drei getrennt. Zur Ersteigung dieser Höhe besteht seit 1873 eine kurze, steile, schiefe Ebene, auf der die Wagen nebst Pferden durch Dampfkraft aufgewunden werden. Jetzt ist eine Hochbahn mit Seilbetrieb von der Hobokener Fähre über das Vorland zur Höhe geführt. Die 1650<sup>m</sup> lange Bahn steigt von der Fähre langsam an, geht dann 1000<sup>m</sup> wagerecht und steigt schliesslich mit 1:20 nach »Palisade Avenue« in Jersey City

Heights. Das selbstthätig gespannte endlose Kabel ist 38<sup>mm</sup> stark, und wird von 2 Corliss-Maschinen von je 500 Pferden betrieben. 240<sup>m</sup> vor der Station wird der Wagen vom Seile freigelassen und läuft dann durch seine Trägheit in einen Gleiskopf, welcher beide Gleise vereint. Umsetzen der Wagen ist

also nicht erforderlich. Greifer und Bremse werden mittels derselben Kurbel bedient, und zwar zieht das Lösen des Greifers die Bremse an und umgekehrt. Die Bahn erhebt sich zum Theil bis 27<sup>m</sup> über den Erdboden und ruht hier auf Pfeilern, welche unten 15<sup>m</sup>, oben 6,7<sup>m</sup> breit sind.

## Technische Litteratur.

**Auszug aus den Nivellements der Trigonometrischen Abtheilung der Landesaufnahme.** I. Heft: Provinz Rheinland, Bayerische Pfalz, Elsass-Lothringen und angrenzende Landestheile. Mit einer Uebersichtstafel. Bearbeitet von dem Bureau des Centraldirectoriums der Vermessungen. Berlin 1886. Ernst Friedrich Mittler und Sohn, Königliche Hofbuchhandlung. Preis 1,50 M. geheftet.

Das Heft, welches die Höhenbestimmungen der Landesvermessung der Oeffentlichkeit übergibt, und zwar zunächst für die im Titel genannten Landestheile, bringt die Theillinien des ganzen Netzes nach Nummern, welche auf einen Uebersichtsplan Bezug nehmen, ausserdem eine Reihe von alphabetischen Verzeichnissen, welche die Benutzung erleichtern. Die Möglichkeit, sich über die Höhenlage jedes Punktes unmittelbar oder doch durch kurzen Nivellements-Anschluss vergewissern zu können, ist sicher ein vollwichtiger Grund, den Beginn des Erscheinens des Werkes mit Freude zu begrüssen und der Hoffnung Ausdruck zu geben, dass die Vervollständigungen für die übrigen Landestheile bald folgen werden.

**Zeitschrift für das gesammte Lokal- und Strassenbahn-Wesen** unter Mitwirkung in- und ausländischer Fachgenossen, herausgegeben von W. Hostmann, Grossherzogl. Sächs. Baurath in Hannover, Jos. Fischer-Dick, Oberingenieur in Berlin, und Fr. Giesecke, Maschinenmeister in Hamburg. V. Jahrgang, 1886. Zweites Heft mit 12 Textfiguren und 1 lithographirten Tafel. Wiesbaden, J. F. Bergmann.

Der Inhalt des vorliegenden Heftes beschäftigt sich im Gegensatz zu dem vorwiegend rechtliche und Verwaltungs-Fragen behandelnden des ersten Heftes ausschliesslich mit technischen Gegenständen, und zwar bringt dasselbe Aufsätze über die schmalspurige Kreis-Eisenbahn Flensburg—Kappeln von Betriebsdirector Kuhrt in Flensburg, Statistik der Betriebsunfälle der Strassenbahnen von Dr. C. Hülse in Berlin, die Schmalspurbahnen am Luganer See von Reg.- und Baurath Jüttner in Köln, die Betriebsresultate von Schmalspurbahnen, Beispiele ausgeführter Betriebsmittel und interessanter Einrichtungen für Lokalbahnen.

Weiter folgt ein Litteraturbericht von Reg.-Bauführer Dieckmann und die Besprechung neuer Bücher von Fr. Giesecke.

Das Heft bildet eine willkommene Fortsetzung des so zeitgemässen, wie beliebten Unternehmens.

**Handbuch des preussischen Eisenbahnrechts.** Von Dr. jur. Georg Eger, Regierungsrath und Justiziar der Königl. Eisenbahndirection, Docent der Rechte an der Universität Breslau. Zweite Lieferung. Breslau 1886, J. N. Kern's Verlag (Max Müller). Preis 2,0 M.

Wir weisen auf das Erscheinen des 2. Heftes des Handbuchs hin, indem wir auf die Besprechung Organ 1886, Heft IV, Seite 159 Bezug nehmen.

**Mittheilungen der Kaiserlichen Normal-Aichungs-Kommission.** Verlag von J. Springer. Berlin N, Monbijouplatz 3.

Die »Mittheilungen« werden alle amtlichen Veröffentlichungen, Erlasse und Bestimmungen der Kaiserlichen Normal-Aichungs-Kommission in einzelnen Heften bringen, welche nach Bedarf erscheinen sollen. Neben dem amtlichen Theile sollen die Hefte auch Mittheilungen der Kommission über die aichtamtliche Prüfung und Statistik, sowie den Gebrauch, die Instandhaltung und die Anfertigung von Mäsen und Gefässen, sowie Gewichtsgeräthen bringen, und zwar ebenso für wissenschaftliche, wie Geschäftskreise, um die reichen Erfahrungen der Normal-Aichungs-Kommission auf diesen Gebieten für weite Kreise nutzbar zu machen. Da von diesen für den öffentlichen Verkehr höchst bedeutungsvollen Veröffentlichungen nur wenige anderweit — z. B. im Staatsanzeiger — abgedruckt werden, so verdienen dieselben die weiteste Verbreitung.

**Anleitung für den Stations- und Expeditions-Dienst zur Veranschlagung der erforderlichen Arbeitskräfte und Materialien.** Von W. Fenten, Eisenbahn-Betriebsinspector beim Königlichen Eisenbahnbetriebsamte Köln (linksrh.). Mit 3 Figuren und 1 lithographirten Tafel. Wiesbaden 1886. J. F. Bergmann. Preis gebunden 2;0 M.

Jeder Eisenbahntechniker macht seine Erfahrungen über die Schwierigkeiten, welche die Vielseitigkeit der Thätigkeit der Beamten und des Verkehrs auf den Bahnhöfen einer richtigen Vorausbestimmung der erforderlichen Arbeitskräfte und sonstigen Aufwendungen für die verschiedenen Dienstzweige entgegengesetzt; erst der ältere Techniker erlangt in der Beurtheilung dieser Fragen einige Erfahrungen, mit Sicherheit jedoch meist wieder nur in den Dienstzweigen, in denen er selbst thätig war.

Um so schätzbare erscheint die uns vorliegende Fenten'sche Sammlung von genauen Angaben über den Bedarf an Arbeitsleistungen und Materialverbrauch für alle Zweige des Betriebes eines Bahnhofes, und das um so mehr, als diese An-

gaben jahrelanger genauer Beobachtung einer Reihe von Bahnhöfen der frühern rheinischen Eisenbahn entnommen sind. Die Zahlen entstammen also nicht nach irgend welcher Richtung einseitig entwickelten Verhältnissen, sondern sie stellen den Durchschnitt aus vielseitigen Beobachtungen dar und haben noch den wesentlichen Vorzug, sich bereits durch jahrelange Verwendung bei der rheinischen Eisenbahn bewährt zu haben. Das Buch ist somit ebenso geeignet für die unmittelbare Verwerthung durch die Betriebsbeamten der Bahnhöfe, wie es den höhern Beamten die Möglichkeit verschafft, die Leistungsfähigkeit bestimmter Gruppen von Untergebenen richtig zu beurtheilen.

**Katechismus für die Prüfungen zum Bahnmeister der Staatseisenbahnen.** Unter Berücksichtigung der neuesten bezüglich Bestimmungen bearbeitet von Johannes Tesch und Caspar Comes, Regierungsbaumeister. Mit 14 lithographirten Tafeln. Berlin 1886. Franz Siemenroth. Preis geheftet 7,5 M., gebunden 8,5 M.

Die Reihe der in oben bezeichnetem Verlage erschienenen Katechismen für die Prüfungen der Eisenbahn-Untergebenen ist durch das aufgeführte Werk um einen wesentlichen Bestandtheil erweitert. Der Inhalt bringt neben einem rein technischen Theile, welcher das für den Bahnmeister notwendige aus den Bauwissenschaften nebst den Hilfswissenschaften enthält, eine sehr ausführliche Behandlung der für den Eisenbahnbetrieb wichtigen Gesetze, Erlasse und Bestimmungen der maßgebenden Behörden. Im Gegensatz zu andern, den gleichen Zweck erstrebenden Werken wird hier somit auch das in Hinsicht seiner Thätigkeit als Verwaltungsbeamter für den Bahnmeister Erforderliche geboten.

Die Behandlungsweise ist, wie in den übrigen Katechismen, auf die Form der Fragestellung und Antwort gegründet. Diese bezüglich ihres Erfolges noch viel umstrittene Darstellungsweise hat den zweifellosen Vortheil, dass dem die Lösung einer gegebenen Frage Suchenden eine knappe schlagende Auskunft ertheilt wird, wenn die Frage zu den aufgeführten gehört. Andererseits regt diese Form der Behandlung des Stoffes aber weniger die eigene Gedankenthätigkeit des Lernenden an, als eine in fortlaufender Entwicklung der Gedanken vorgehende; da jede Frage mit der Antwort als etwas abgeschlossenes für sich erscheint, so geht der Vortheil verloren, welcher für die Leichtigkeit der Einprägung des zu Lernenden aus der auch im Satzbau erkennbaren Entwicklung eines Gedankens aus dem andern entsteht. Es wird demjenigen, welcher sich an einem in Frage- und Antwort-Form gehaltenen Werke über logisch entwickelte Gegenstände belehrt hat, schwer werden, sich die Antwort auf eine im Wortlaute nicht vorgekommene Frage aus den übrigen selbst zu bilden. Die rein technischen Dinge stehen nun zum grössten Theile so unvermittelt nebeneinander, dass wir aus der Behandlung durch Frage und Antwort hier günstige Ergebnisse erwarten können. In dem der Regelung der Ver-

waltung gewidmeten Theile hätten wir dagegen eine zusammenhängende Wiedergabe der Gesetze und Verordnungen vorgezogen.

Was den Inhalt anlangt, so scheint uns auch hier der technische Theil an Knappheit der Auswahl dem allgemeinen Theile überlegen zu sein, aus welchem für den vorliegenden Sonderzweck manche Abschnitte behufs Verminderung der Belastung des Gedächtnisses und Erleichterung der Aneignung des wirklich Nothwendigen, sowie Ermässigung des Preises ganz ausfallen könnten. Wenn wir mit diesen Anschauungen in theilweisem Widerspruche mit dem Inhalte des Werkes stehen, so erkennen wir seine Vorzüge doch in vollem Maasse an und sind der Ueberzeugung, dass dasselbe wohl geeignet ist, den Zweck zu erfüllen, dem es seine Entstehung verdankt. Der Inhalt der technischen Theile wird bei etwaigen weitem Aufträgen noch eingehender Prüfung bedürfen. Beim Durchblättern fanden wir z. B., dass der Schwerpunkt eines Damms in demjenigen Querprofile liege, welches die Mafse des Damms in zwei gleiche Theile zerlegt, ein Satz, der in dieser Allgemeinheit starke Irrthümer veranlassen kann.

**Das Eisen, sein Vorkommen und seine Gewinnung.** Kurze gemeinfassliche Darstellung der Eisenerzeugung. Bearbeitet für das Verständniss eines grösseren Leserkreises, zum Gebrauche für Techniker, Metallarbeiter, Kaufleute, sowie an Gewerbe- und Industrie-Schulen von Heinrich Kreusser, Ingenieur. Mit 4 Quarttafeln, enthaltend 40 Original-Abbildungen. Weimar 1886. Bernhard Friedrich Voigt. Preis 2,5 M.

Wir müssen dem Verfasser zustimmen, wenn er in der Einleitung hervorhebt, dass die geringe im Kreise der Gebildeten verbreitete Kunde über das Eisen eine gewisse Missachtung dieses um die heutige Kultur so hoch verdienten Stoffes zeigt. Der Verfasser versucht nun diesem Mangel an Interesse durch eine möglichst allgemein verständliche Darstellung der Gewinnung und Verarbeitung des Eisens abzuhelpen, verfährt dabei aber gründlich genug, um auch dem Techniker das Wissenswertheste zu bieten. Wir wollen dem flüssig geschriebenen und übersichtlich angeordneten Werke wünschen, dass ihm die Verbreitung werde, welche Vorbedingung der Erreichung seines Zweckes ist.

**An statistischen Nachrichten und Geschäftsberichten von Eisenbahn-Verwaltungen liegen uns vor:**

1) Statistik der Locomotiven, Personen-, Gepäck- und Bahnpostwagen der schweizerischen Eisenbahnen nach dem Bestande am 1. Januar 1886. Herausgegeben vom Schweizerischen Post- und Eisenbahn-Departement. Bern 1886. Buchdruckerei Körber.

2) Vierzehnter Geschäftsbericht der Direction und des Verwaltungsrathes der Gotthardbahn, umfassend das Jahr 1885. Luzern 1886. Meyer'sche Buchdruckerei (H. Keller).