

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XVI. Band.

4. Heft. 1879.

Die Zahnstangenbahn auf dem Mount Washington in New-Hampshire.

Mitgetheilt von W. Paul Gerhard, Civilingenieur in St. Louis, Missouri.

Die «White Mountains» (weissen Berge) sind eine Gruppe von Bergen in den Grafschaften Coos, Carroll und Grafton im Staate New-Hampshire und bilden einen Ausläufer des Appalachen Bergsystems, der sämtliche Höhenzüge östlich des Missouri umfasst, von denen die bedeutendsten die Alleghanykette, die White Mountains und die Green Mountains sind. Von den Höhen der Weissen Berge fließen der Saco-Fluss, der Pennigewasset und der Ammonoosne-Fluss, sowie verschiedene kleine Flüsschen. Der westliche Höhenzug der Weissen Berge führt den speciellen Namen «Franconia Mountains». Der höchste Gipfel der Weissen Berge ist der Mount Washington, zugleich einer der höchsten Berge in den Vereinigten Staaten östlich des Mississippi-Flusses. Seine Höhe beträgt 6288 engl. Fuss, nach andern 6293 Fuss, somit circa 1920 Meter.

Die nächsthöchsten Gipfel der Weissen Berge sind Mount Jefferson 5794 Fuss, Mount Adams 5714 Fuss, Mount Madison 5365 Fuss, Mount Clay 5553 Fuss und Mount Monroe 5384 Fuss.

Der einzige Berg des westlichen Zweigs, der die Höhe von 5000 Fuss überschreitet, ist der Mount Lafayette mit 5290 Fuss. Die ganze Berggruppe umfasst einen Flächeninhalt von über 800 engl. Quadrat-Meilen.

Die Weissen Berge bilden einen allgemein beliebten Sommeraufenthalt und sind durch ihre wildromantische Gegend bekannt, weshalb sie auch den Namen der «americanischen Schweiz» führen. Mehrere Eisenbahnlinien führen dorthin, und die ganze Gegend ist mit guten Hotels und ausgezeichneten Landstrassen versehen. Der interessanteste Theil der Weissen Berge ist unstreitig der Mount Washington, auf den eine im Jahr 1867 von Mash begonnene, im Jahre 1869 eröffnete Zahnstangenbahn führt. Im Folgenden geben wir eine kurze Beschreibung der Bahn, beginnend mit den Steigungsverhältnissen des Trace, worauf eine Beschreibung des Oberbaues und des Betriebsmaterials der Bahn folgt.

Die ersten 1500 Fuss der Bahn haben eine leichte Steigung bis zur Station Ammonoosne, die 2668 Fuss engl. über dem Meeresspiegel liegt; von Station Ammonoosne bis

zur $\frac{3}{4}$ Meile entfernten Wasserstation Cold Spring beträgt die Steigung 1700 Fuss in 1 engl. Meile = 5280 F., also circa 1:3; die nächste Station ist Waumbek Junction, ebenfalls Wasserstation, 3910 Fuss über dem Meeresspiegel, 1242 Fuss über Ammonoosne. Nächste Station Jacob's Ladder, 5468 Fuss über dem Meere, Wasserstation; oberhalb dieses Punctes ist die Bahn meist über oft 30 Fuss hohes «trestle-work» geführt, die schärfste Steigung beträgt hier 1980 Fuss pro engl. Meile oder 1: $2\frac{2}{3}$.

Von Jacob's Ladder Station zur Station auf dem Gipfel des Berges ist die Entfernung eine Meile engl., die Steigung (totale) beträgt 800 Fuss; die letzte Station ist Guff Tauk, 5800 Fuss über dem Meer; von hier leichtere Steigung; Summithouse, 6293 Fuss hoch, ist die Endstation der Bahn.

Die Bahn hat von Station Fabyans zum Fuss des Berges eine Maximalsteigung von 296 Fuss per Meile oder 1:17,8; hier werden die Züge noch durch gewöhnliche Locomotiven gezogen. (Nebenbei sei hier bemerkt, dass die Madison-Steigung 21 Jahre lang (von 1847—1868) mit Zahnradlocomotiven und gusseiserner Zahnstange betrieben wurde; sie wird aber jetzt durch eigens dafür gebaute schwere Berglocomotiven mit glatten Rädern auf gewöhnlichen Schienen befahren; die Maximalsteigung beträgt hier 314 engl. Fuss per Meile oder 1:16,81 oder fast $60\frac{0}{100}$, und die mittlere Steigung beträgt auf einer 7000 Fuss langen Strecke 310,5 Fuss per Meile. Wäre die Zahnstange von Schmiedeeisen statt von Gusseisen gewesen, und hätte man der Bahn-Unterhaltung mehr Aufmerksamkeit geschenkt, so wäre es vielleicht öconomischer gewesen, den Wechsel nicht vorzunehmen. Jedenfalls muss die Steigung 300 Fuss per Meile oder 5,7 in 100 nicht überschritten werden, falls gewöhnliche Locomotiven mit Vortheil angewandt werden sollen, und selbst dann ist stets eine 56 Tonnen schwere Maschine erforderlich.) —

Trace der Mount Washington-Bahn.

Maximal-Steigung 1980' pr. Meile (37,5' i. 100 od. $4\frac{1}{2}$ " pr. F.)

Minimal-Steigung 660' « « (12 $\frac{1}{2}$ ' « « 1 $\frac{1}{2}$ " « «)

Mittlere Steigung 1300' « « in c. Länge v. $3\frac{1}{3}$ Meilen.

Radius von 9 Curven wechselt zwischen 197 und 945 engl. Fuss.

Unterbau. wenig Auffüllungen und Dämme, meist «trestle-work».

Oberbau. Schwere Unterzüge von Holz liegen auf den Felsen oder in der Bettung in Entfernung von circa 12 Fuss. Auf diese Unterzüge sind Längsschwellen von 8" × 12" verschraubt. Ueber diese sind die Querschwellen in Entfernungen von ursprünglich 4 Fuss, jetzt 2 Fuss gelegt. Diese Querschwellen endlich tragen die eigentlichen Langschwellen des Oberbaues. Die 2 äusseren Langschwellen sind 4" × 7" stark, und werden durch Bolzen befestigt, welche durch die Querschwellen und unteren Langschwellen hindurchgezogen sind. Diese Langschwellen tragen die äusseren Schienen, welche 10 \bar{u} per Fuss wiegen, die Verbindung der Schienen geschieht durch Laschen.

Die mittlere Langschwelle ist auf den Querschwellen mit Bolzen befestigt. Dimension 4" × 8": sie trägt die Zahnstange. Alle genannten Befestigungen geschehen durch Schraubenbolzen.

Die Zahnstange wiegt 22 \bar{u} per lfd. Fuss und kostet loco Baustelle Doll. 2 = circa 8 Mark per Fuss. Länge der Zahnstange 12 Fuss, sie besteht aus 2 Winkelleisen 3" × 3" × $\frac{3}{8}$ ", die in 4" lichtigem Abstand durch 1 $\frac{1}{2}$ " starke Bolzen in Entfernungen von 4" (in der Längenrichtung) gehalten werden und durch Nietung an den Verticalrippen der Winkelleisen befestigt sind. Die Schiene ist somit $3\frac{3}{8} + 3\frac{3}{8} + 4$ " breit = 10 $\frac{3}{4}$ " und steht jederseits 1 $\frac{3}{8}$ " über der 8" breiten Langschwelle über. Die Bolzen sind vom besten Pembroke-Eisen hergestellt.

Spurweite beträgt 4' 7 $\frac{1}{2}$ " engl.

Kosten der Bahn. Ursprüngliche Kosten der 3 $\frac{1}{3}$ Meilen langen Bahn Doll. 150,000 = Mark 600,000; nachträgliche Kosten 60,000 Doll. = 240,000 Mark. Gesamtsumme = 840,000 Mark oder c. 47,72 Mark pro lfd. Fuss.

4 Wasserstationen, die durch Quellen aus der Umgebung gefüllt werden.

1 Drehscheibe; 1 kleiner Locomotivschuppen auf dem Gipfel des Berges; einfache Stationseinrichtung am Fuss des Berges.

Jeder Zug besteht aus 1 Locomotive und 1 Passagierwagen; die zuerst gebauten Locomotiven hatten verticalen Kessel und nur 2 Dampfcylinder; Gewicht dieser Maschinen 6 $\frac{1}{2}$ Tonnen.

Neuere Maschinen, nach dem Plane des jetzigen Ober-Ingenieurs, Mr. Walter Aitken, in den Manchester Locomotiv-Bau-Werkstätten in New-Hampshire gebaut 1875, haben 4 Cylinder und wiegen 12 Tonnen. Der Kessel ist 9' lang, in geneigter Lage auf dem Rahmen befestigt, sodass, wenn der Zug auf der mittleren Steigung sich befindet, der Kessel horizontal liegt. Cylinderdurchmesser 8 Zoll; Länge desselben 12 Zoll; jedes Cylinderpaar wirkt auf eine von dem andern unabhängige Kurbelwelle, welche mittelst Zahnräder in die Räder der Vorder- und Hinterachse eingreift. Steuerung durch Schieber, die durch Excentriks auf den Kurbelwellen bewegt werden; Expansion erfolgt nach $\frac{3}{4}$ Hub.

Feuerung der Locomotiven: Holz.

Ausser dem Dampf- und Zugrohr wird ein Luftrohr von jedem Schieberkasten zum Führerstande geführt und mit den nöthigen Hähnen versehen unter Controle des Führers gestellt. Er ist hierdurch in den Stand gesetzt, bei der Thalfahrt den Dampf gänzlich abzuschliessen. Er comprimirt die Luft in den Cylindern und hat diese comprimirt Luft somit ganz in seiner Gewalt.

Nach vielfachen Experimenten über das beste Material wählte Ober-Ingenieur Aitken folgendes: Die runden Zähne in den Schienen sind aus Pembroke-Eisen hergestellt: die mittleren Zahnräder (auf jeder Achse der Locomotive eines und eines auf der vorderen Achse des Personenwagens) von bestem gehärtetem Wagenrad-Eisen, 26" äusserer Durchmesser. An den Wurzeln der Zähne ist das Rad 4" stark, an den Enden 3 $\frac{1}{2}$ "": dies gestattet somit seitlichen Spielraum in Curven. Die äusseren Zahnräder (2 auf jeder Locomotiv-Achse, und zwei auf der vorderen Achse des Personenwagens) sind 33" Durchmesser, 4" stark und aus Kanonenmetall gefertigt.

Die Federn sind von bestem Stahl hergestellt.

Es kommen circa 5 $\frac{1}{2}$ Umdrehungen der Dampfmaschine auf eine der Triebräder.

Fahrtgeschwindigkeit. Auf und abwärts circa 2 engl. Meilen per Stunde, einem leichten Fussgängerschritt gleichkommend. Die Locomotive befindet sich immer unterhalb des Wagens, von diesem gänzlich frei, nur die Buffer beider berühren sich. Der Wasserkasten und Feuerungsraum liegen über der unteren Achse, am unteren Ende der Maschine. Der Baggage-Raum, eine einfache Plattform mit Gittern, ist unterhalb der Maschine an diese mit Ketten gehängt.

Personenwagen: 8' breit, 30' lang, Lichtweiten. Fasst 50 Personen und wiegt 3 Tonnen. Keine besondere Einrichtung ist für die Sitze, etwa analog der Pittsburg-Seilbahn, getroffen.

Mittel zum Bremsen der Locomotive sind:

1. Eine Sperrklinke, circa 2" dick, 5" breit, auf der oberen Locomotivachse befestigt, arbeitet nur, wenn der Zug bergauf fährt, indem er in die Zähne der Zahnstange eingreift: bei der Thalfahrt ist dieser Sperrhaken aufgehoben, kann aber sofort, falls nöthig, durch den Maschinisten zum Einfall gebracht werden.

2. Starke Bandbremsen auf jeder Achse.

Zum Bremsen der Wagen dienen:

1. Eine Sperrklinke, ähnlich der obigen, auf der oberen Wagenachse.
2. Eine Bandbremse auf der unteren Achse, oder wie in einigen neuen Wagen, 2 Klotz- oder Schuh-Bremsen an jedem Rade.
3. Eine atmosphärische Bremse, durch die obere Wagenachse mittelst des erwähnten Zahnrads und einer Kurbelwelle betrieben, übereinstimmend mit den Cylinderbremsen der Locomotive. Auf jeder Seite des Wagens ist eine solche Bremse unterhalb des Rahmens befestigt; sie besteht aus einem 8" breiten, 12" langen Cylinder mit luftdichten Kolben, letzterer verbunden mit der entsprechenden Kurbel auf der Kurbelwelle. Ein einfacher Luft-

canal verbindet die beiden Cylinderenden, sodass die Luft darin abwechselnd von einem zum andern Ende bewegt wird. Eine Drosselklappe, auf diesem Luftwege eingeschaltet, ist unter Controlle des Maschinisten, und durch Vergrößerung oder Verkleinerung der Oeffnung kann er die Bremskraft entsprechend erhöhen oder erniedrigen.

Da diese Achse durch das Zahnrad mit der mittleren Schiene in Verbindung steht, so ist der Wagen durch diese Bremse gänzlich gehalten und bedarf dazu gar keiner Reibung.

Mr. Aitken hat als öconomisch herausgefunden, die Mittelschiene (Zahnstange) zu ölen. Dies geschieht einmal wöchentlich durch eine an die Maschine befestigte, mit passender Oeffnung versehene Oelkanne.

1877 wurden 7000 Passagiere befördert; kein Passagier wurde seit Eröffnung der Bahn verletzt.

Eine Anzahl Arbeitsleute ist ununterbrochen auf der Bahn beschäftigt; dieselben bedienen sich auf der Thalfahrt eines ebenso sinnreichen wie neuen Mittels. Jeder Mann trägt eine Art Schlitten mit sich. — ein flaches Brett mit Kreuzhölzern für die Füße. Dieses gleitet auf der mittleren Schiene. Am Vorderrande des Schlittens ist eine Bremse an jeder Seite befestigt, mit einem quer über das Brett reichenden Bolzen. Die Handgriffe dieser Bremse sind an geeigneter Stelle den Arbeitern zur Hand, die durch Aufheben oder Niederdrücken (je nach Construction der Bremse) eine Bremsung bewirken, indem die Bremse unter den Vorsprung der Mittelschiene (zu beiden Seiten der mittleren Langschwelle) angreift. Es erfordert ziemliche Übung, diese Bremse sicher zu bedienen, aber Hr. Aitken meint, dass ein erfahrener Arbeiter die $3\frac{1}{3}$ engl. Meilen lange Bahn in 4 Minuten hinunterfährt und dabei doch im Stande ist, an jedem Zwischenpunkt, wo er es wünscht, zu halten.

Ueber den Unglücksfall auf der Mt. Washington-Bahn im Sommer 1878 brachten die Zeitungen folgendes:

«Fabyan-Haus in New-Hampshire, 22. August 1878.

Zweihundertundfünfzig Passagiere verliessen heute Morgen die Station, um den Gipfel des Mt. Washington zu erreichen. Die Maschine des letzten Zuges brach nach Jacob's Ladder auf einer bedeutenden Steigung ein Zahnrad, blieb aber auf dem Gleise. Dies erprobt die Solidität und Dauerhaftigkeit des Oberbaues und beweist zugleich, dass kein ernster Unglücksfall auf der Bahn möglich ist. Die Passagiere stiegen alle um und gelangten sicher mittelst anderen Zuges auf den Gipfel des Berges. Das Gleis wird heute Nacht gesäubert werden, und die Züge werden ihre Fahrten morgen regelmässig wieder fortsetzen.»

Ein anderes Blatt «Among the Clouds», das während der Sommersaison auf dem Mount Washington gedruckt wird, sagt über diesen Unglücksfall: «Die 3 ersten Züge erreichten glücklich den Gipfel; der 4. blieb zurück, da die Maschine «Cloud» das hintere Triebrad brach, gerade, als der Zug auf dem langen «trestle-work» war. Das Zahnrad war von Stahl, hatte 19 Zähne, von denen 7 brachen; die Maschine wurde von Henry Knapp geführt, Heizer John McCarthy.

Der Bruch des Rades wurde sofort bemerkt und die Sperrklinke der vorderen Triebwelle der Maschine fallen gelassen, was den Zug auch sofort zum Stillstand brachte. Alle Sitze im Wagen waren besetzt, und eine Anzahl Passagiere sass auf dem Baggage-Wagen hinter der Maschine. 70 Passagiere waren auf dem Zuge, und nur wenige bemerkten, dass überhaupt ein Unglücksfall sich ereignet hatte, bevor die Maschine stoppte. Die Sperrbremse hielt die Maschine sofort so fest, dass diese kaum 4 Zoll zurückglitt. Der Unglücksfall ereignete sich ca. 12 Uhr, und die Passagiere, mit Ausnahme weniger, welche zu Fuss den Berg erklimmen, warteten, bis ein Zug vom Gipfel kam und sie hinaufbeförderte.»

Compound - Locomotive,

System Mallet, ausgestellt in Paris 1878.

Bearbeitet von Carl Schaltenbrand, Ingenieur in Berlin nach Armengaud's Publication industrielle Volumen 25 Lieferung 1—2.

(Hierzu Taf. XVII und XVIII Fig. 1—16.)

Eine Locomotive kann nur dann vortheilhaft arbeiten, wenn die Dampfmenge, welche während eines Kolbenhubes entwickelt wird, bei der normalen Fahrgeschwindigkeit das richtige Verhältniss zu dem Cylindervolumen hat. Ist das Letztere zu gross, so wird der Dampf beim Eintritt in den Cylinder ohne Nutzen expandirt. Die Steuerung müsste schon auf sehr kleine Füllung gestellt werden, um das Missverhältniss auszugleichen und den Dampfdruck im Kessel zu erhalten. Es haben jedoch die Verminderung des Füllungsgrades und mithin auch die Vergrößerung des Cylindervolumens, bei gegebener Dampfentwicklung ihre Grenzen wenn nicht mit Verlust gearbeitet werden soll. Dagegen erfolgt das Anziehen schwerer Züge besser bei grossen Cylindern und bedingt eine Minimalgrösse.

Es wird eine Locomotive für gemischten Dienst nie allen Verhältnissen entsprechend construirt werden können; entweder ist ihre Zugkraft zum Anziehen schwerer Züge zu klein oder sie verzehrt bei grosser Geschwindigkeit eine grössere Quantität Kohlen als eine Schnellzuglocomotive bei gleicher Leistung, so dass die Frage: »ob grosse oder kleine Cylinder besser sind?« sich allgemein nicht entscheiden lässt und hierbei lediglich dem Wunsche des Bestellers entsprochen werden muss.

So sagte ich ungefähr wörtlich in meinen Berichten über die Locomotiven der allgemeinen Ausstellung in Wien 1873 *)

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Band 18, 1874 Spalte 340 und 350.

und als 1876 die ersten Berichte über den Bau von Compound- Locomotiven in der Locomotivfabrik von Schneider & Co. in Creuzot nach Deutschland gelangten, waren es die vorstehend ausgesprochenen Gründe, welche mich bestimmten, in einem besonderen Schlusssatze meines Werkes »Die Locomotiven« *) diese Neuerung mit den Worten zu begrüssen: »Bei genügend praktischer Entwicklung kann dieses System einen Umschwung in den Locomotivbau bringen und auf diesem Wege sind nicht nur grosse Ersparnisse möglich, sondern auch wirklich allen Zwecken entsprechende Locomotiven für gemischten Dienst herzustellen.«

Alle Locomotiven mit grösserer Fahrgeschwindigkeit, würden weit nutzbringender fahren, wenn es möglich wäre, in der Fahrt kleinere Cylinder anzuwenden oder gar das Cylinder- volumen mit der zunehmenden Fahrgeschwindigkeit zu verkleinern. Letzteres jedoch praktisch auszuführen, ist bei der nöthigen Einfachheit, Sicherheit und Dauerhaftigkeit des Triebwerkes kaum denkbar.

Bei 8 Atm. Ueberdruck als Eintrittsspannung des Dampfes in die Cylinder, liegt der günstigste Füllungsgrad bei $\frac{1}{5}$, während Schnellzuglocomotiven behufs Erhaltung der Kesselspannung bis $\frac{1}{10}$ Füllung anwenden, ohne dass bei den üblichen Steuerungen eine Expansion über das 4fache bis höchstens $6\frac{1}{2}$ fache Volumen möglich ist.

Dies erkennend und in den oben ausgesprochenen Ansichten vereinzelt, war es mir sehr erwünscht, in dem ersten Volumen der Publication industrielle ausführliche Zeichnungen und Beschreibungen mit Betriebsresultaten von bereits verbesserten dreiachsigen Compound- Locomotiven zu finden. Dieselben sind ausgeführt für die Eisenbahnlinie Bayonne-Biarritz durch die »Société anonyme des Ateliers de Construction de Passy«. Mit gültiger Erlaubniss des Herausgebers Herrn Armengaud père benutzte ich die Zeichnungen und Angaben der französischen Veröffentlichung zu dieser Arbeit.

M. Mallet, Ingenieur (ancien élève de l'Ecole central), wandte zuerst das Compound-System an drei Locomotiven an, bestimmt für die oben genannte Bahnlinie und erbaut 1876 bei Schneider & Co. in Creuzot. Da diese Locomotiven in allen Punkten die Erwartungen übertrafen, so sind demnach noch andere Maschinen nach dem System Mallet ausgeführt worden. In Nachstehendem soll vorab eine solche Locomotive, welche 1878 in Paris ausgestellt war und welche bereits mit den neusten Verbesserungen ausgerüstet ist, beschrieben werden.

Beschreibung.

Taf. XVII zeigt in Fig. 1 die ganze Locomotive in einer Seitenansicht, mit theilweisem Längenschnitte des Oberkessels nach dessen Achse und einem Längenschnitte des rechtseitigen Dampfcylinders, — Fig. 2, links einen halben Querschnitt durch die Feuerbüchse nach der Hinterachse, rechts einen solchen nach der Triebachse, — Fig. 3 giebt die rechte Locomotivhälfte in einer oberen Ansicht des Rahmenbaues und des Triebwerkes und Fig. 4 den hinteren Theil des Kessels mit

dem Führerstande und dessen Ausrüstung in einer oberen Ansicht.

Taf. XVIII zeigt in Fig. 1 einen Querschnitt durch die Dampfcylinder und die Rauchkammer der Locomotive und in Fig. 2 eine obere Ansicht des Vordertheiles derselben. Die Figuren 3—7 zeigen ein Special-Organ der Locomotive den Vertheilungsschieber, mit einem Abspanner und die Figuren 8 bis 9 die Umsteuerungsvorrichtung in doppelter Grösse, welche Figuren 3 bis 9 noch später einzeln besprochen werden. In den Figuren 11 bis 13 sind zur Erklärung der Compound- wirkung, Indicator-Diagramme englischer Aufnahmen, mit ideeller Compound-Theilung und mit Leistungscurven und in den Figuren 14 bis 16 zu den vorstehenden, die Leistungscurven für die rechtwinkelige Kurbelstellung beigefügt.

Die Locomotive ist eine dreifach gekuppelte Tenderlocomotive für normale Spurweite erbaut. Sie hat 20 Tonnen Leergewicht. Die Rahmen liegen innerhalb: das Triebwerk und die Steuerung nach Stephenson ausserhalb der Räder. Die Kohlen- und Wasserbehälter stehen auf den Rahmen zu beiden Seiten des Kessels. Eine gewöhnliche Handschraubenbremse wirkt mit zwei Holzklötzen gegen die hinteren Flächen der beiden Hinterräder.

Diese Locomotive, deren Hauptabmessungen der Beschreibung beigefügt sind, sieht den bei uns üblichen, dreiachsigen Tenderlocomotiven ähnlich und bietet neben der Compound- Einrichtung nichts bemerkenswerthes Neues, so dass direct zu der Letzteren übergegangen werden darf.

Eine besondere Eigenthümlichkeit dieser Locomotive ist die verschiedene Grösse der Durchmesser beider Dampfcylinder. Der rechtsseitige Cylinder hat 420^{mm} und der linksseitige 280^{mm} Durchmesser bei gleichem Kolbenhub. Das Querschnittsverhältniss ist demnach 2,025 : 1 (nicht 2,25 : 1 wie irrthümlich die Quelle angiebt). Das Triebwerk ist bestimmt nach Belieben in zwei verschiedenen Arten zu arbeiten. Bei schnellem Gange erhält der kleine Cylinder allein frischen Dampf vom Kessel, den er, mit einer, durch Expansion verminderten Spannung, später an den grossen Cylinder abgiebt. Die Maschine arbeitet nach dem Compound oder bei rechtwinkeliger Kurbelstellung richtiger, nach dem Receiver Compound-Systeme, wie dies in der Folge nachgewiesen werden soll.

Beim Anziehen oder bei periodisch grösseren Kraftwirkungen, zum Beispiel beim Ersteigen von Rampen, erhalten die beiden Cylinder direct Dampf von dem Kessel und geben denselben beide in den Blasconus der Feuerung ab.

Die Organe, welche diese verschiedenen Arbeitsarten ermöglichen, sind die Wichtigsten der Construction. Die Fig. 1 Taf. XVIII zeigt den Querschnitt durch die beiden Cylinder A und B und die Verbindung ihrer Schieberkästen A₁ und B₁ durch Röhren mit dem Special-Organ C, genannt Vertheilungsschieber, von dem die Fig. 4 einen Längenschnitt, Fig. 6 einen Horizontalschnitt und die Figuren 3 und 5 Querschnitte durch den Canal d und beziehungsweise die Rohre f—g zeigen.

Der Schieber c liegt in einem Gusskasten D auf einer Schieberfläche mit drei Canalöffnungen. Die mittlere Oeffnung b steht in Verbindung mit dem Rohrstutzen b₁ (Fig. 6), wel-

*) Die Locomotiven. R. Gaertner, Berlin 1876, Seite 35 u. 559.

cher sich mit einem Kupferrohre b_2 (Fig. 1) an das Ausströmerohr b_3 des kleinen Cylinders B anschliesst. Die Oeffnung a (Fig. 4 und 6) schliesst an ein Kupferrohr a_1 an, welches quer durch die Rauchkammer hinter dem Blasconus weg, nach dem Schieberkasten A_1 des grossen Cylinders A geht. (Fig. 2 und Fig. 1 bis 4 auf Taf. XVII. Wenn keine Tafel genannt wird ist immer von Taf. XVIII die Rede.)

Die kleinere Oeffnung d (Fig. 3 und 4) führt mit einem kleinen Kupferrohre d_1 direct in den Blasconus E (Fig. 1).

Der Dampf, welcher von dem Kessel durch den Regulator F (Fig. 1 Taf. XVII) kommt, gelangt durch ein Kupferrohr f in den Raum G, welcher ihm unter dem Schieberkastengehäuse D (Fig. 5 und 6) hinweg, durch ein Kupferrohr g direct nach dem Schieberkasten B_1 des kleinen Dampfeylinders leitet. Aus dem Raume G tritt der Dampf gleichzeitig in eine cylindrische Büchse n, deren Zweck noch in der Folge angegeben wird und aus dieser durch eine Oeffnung o in den Schieberkastenraum D. Nachdem so alle Dampfwege des Vertheilungsschiebers angegeben sind, soll dessen Anwendung erklärt werden.

In den Figuren 4 und 6 steht der Vertheilungsschieber c so, dass seine Muschel die Canäle a und b deckt und miteinander in Verbindung bringt, während der Canal d von einem Schieberlappen verschlossen bleibt.

Der Dampf, welcher aus dem kleinen Cylinder B durch den Canal b austritt, geht durch den Canal a nach dem Schieberkasten A_1 des grossen Cylinders, verliert in diesem seinen Ueberdruck und strömt durch den Austrittscanal e und das Kupferrohr e_1 in den Blasconus E. Die Locomotive arbeitet nach dem Compound-Systeme.

In Fig. 7 steht der Vertheilungsschieber c so viel nach vorwärts verschoben, dass seine Muschel die Canäle b und d verbindet, während der Canal a unbedeckt bleibt. Der Dampf strömt aus dem Schieberkasten D durch den Canal a direct nach dem Schieberkasten A_1 des grossen Cylinders und der ausströmende Dampf des kleinen Cylinders B tritt aus dem Canal b in denjenigen d und so direct in den Blasconus E. Die Locomotive arbeitet wie gewöhnlich.

Die Bewegung des Vertheilungsschiebers wird an der linken Seite des Führerstandes durch Drehen der Doppelkurbel H (Fig. 4 Taf. XVII) bewirkt, welche mit einer Büchse in einer Lagerhülse drehbar gehalten ist und mit Gewinde auf der Stange des Vertheilungsschiebers sitzt. Die Schieberstange führt sich mit einem Sechskant in einem zweiten Lager des Bockes. Wenn die Kesselspannung voll auf beide Kolben wirkt, so arbeitet der grosse Kolben mit fast dem doppelten Gesamtdrucke des kleinen an der Triebachse. Diese Wirkungsdifferenz bleibt in der Torsion der Triebachse und wie erwiesen, hat dies keinen bemerkenswerthen Einfluss auf den ruhigen Gang der Locomotive.

Bei den drei ersten Compound-Locomotiven, erbaut in Creuzot, war kein Abspanner vorhanden, sondern nur die Canalöffnung a in der Schieberfläche kleiner genommen. Dennoch war beim Anziehen und langsamen Gange, die Gesamtwirkung im grossen Cylinder doppelt so gross als in dem kleinen. Die Maschinen sind lange Zeit im Dienste und liefern sehr gute Resultate.

Immerhin dürfte ein Gleiten der gekuppelten Räder bei sehr ungleicher Wirkung der beiden Triebwerke leichter eintreten, so dass es doch wünschenswerth ist, diese Ungleichheit möglichst zu entfernen. Ganz besonders wichtig ist dies für den Umbau älterer Locomotiven nach dem Compound-Systeme, deren Constructionsglieder solch ungleicher Wirkung nicht genügen dürften.

Herr Mallet hat deshalb einen Abspanner construiert.

Der Abspanner liegt in der Büchse n, welche an die Schieberkastenwange angegossen ist und, wie erwähnt, durch die Oeffnung o mit dem Raume D in Verbindung steht. Nach vorwärts, bei p ist die Büchse gegen den Raum D ganz offen. Die Strecke derselben zwischen o und p ist ausgebohrt und in ihr spielt ein kleiner, hohler Federkolben m, welcher mit einer starken Stange r nach rückwärts durch eine Stopfbüchse in die freie Atmosphäre hinaustritt, so dass der Querschnitt der Stange nur mit 1 Atm. Spannung belastet werden kann. Der Kesseldampf, welcher aus dem Raume G in die Büchse n tritt, belastet stets die Ringfläche des Kolbens m, um die Stange r mit seiner vollen Spannung. Die andere Kolbenseite ist von dem Dampfdrucke, welcher im Schieberkasten D herrscht, belastet. Der Kolben bildet so einen selbstthätigen Differenzialabspanner.

Es sei R der Radius des Kolbens, r derjenige der Stange, P die absolute Dampfspannung in dem Raume G und p diejenige in dem Raume D. Der Kolben befindet sich in Gleichgewicht und in Ruhe wenn $p \cdot R^2 = P(R^2 - r^2) + 1,033 r^2$ also

$$p = P \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right) + 1,033 \frac{r^2}{R^2} \text{ oder } R^2 : r^2 = (P - 1,033) : (P - p)$$

Sinkt p unter den entsprechenden Werth, so öffnet sich der Kolben nach vorwärts, bis höchstens an eine Hubbegrenzung; steigt der Druck p über den berechneten Werth, so schliesst sich der Kolben, jedoch nie ganz. Eine Arretirung s hindert dies. Bei Gegendampf soll der aus dem grossen Cylinder in den Schieberkasten D gepumpte Dampf in diesem keine zu hohe Spannung erlangen, sondern in den Kessel zurücktreten. Diese Vorrichtung war bei den anderen Locomotiven ohne Abspanner, durch ein Sicherheitsventil ersetzt.

Da während des Ganges die Dampfspannungen P und p schwanken, wird der Abspanner nie vollständig stille stehen, sondern um eine Mittelstellung hin und her oscilliren.

Um vollständige Gleichheit der Wirkung auf beiden Locomotiven zu erhalten, muss P_1 zu p_1 im umgekehrten Verhältnisse der Cylinderquerschnitte stehen, also hier wie 1 : 2. Man hat jedoch eine völlige Ausgleichung beim langsamen Gang nicht für nöthig erachtet und die Wirkung im grossen Cylinder ist bei der hier beschriebenen Locomotive noch immer 30 bis 40% höher. (P_1 und p_1 sei Ueberdruck.)

Sollte nun auch bei diesem Abspannen ein kleiner Theil der Erzeugungswärme abgegeben werden,*) so ist doch solcher Dampf nie vollständig getrocknet, auch werden die Gusswände an der Abspannstelle abwechselnd von dem directen Dampf bestrichen, welcher nach dem kleinen Cylinder geht und wel-

*) Der gesättigte Wasserdampf von 10 Atm. Ueberdruck enthält 662,7° und derjenige von 5 Atm. Ueberdruck 655,2° also 7,5° weniger.

cher eben so wenig getrocknet ist. Die überflüssige Wärme kann der abgespannte Dampf auf seinem Wege durch die Rauchkammer nicht abgeben, so dass er überhitzt in den grossen Cylinder gelangt, wo ihm dies sehr nützlich wird. Diese Art der Wirkung ist zudem nur von kurzer Dauer, sei es zum Anziehen oder zum Ersteigen von Rampen.

Dagegen ist die Auffassung nicht correct, dass der Dampf beim Abspannen keine Wärme verlieren könne, da er nicht arbeite. Der Dampf kann sich nicht abspannen ohne zu arbeiten. Die Abspannung erfolgt lediglich dadurch, dass die Reibung beim Durchströmen einer engen Oeffnung, bei der erlangten Stromgeschwindigkeit, gleich ist der Spannungsdifferenz über dem Querschnitte der Oeffnung. So lange dies Gleichgewicht nicht vorhanden ist, vermehrt sich die Stromgeschwindigkeit.

Es sei hier noch ein Umstand erwähnt, den die Quelle ganz unbeachtet lässt. Da die Kurbeln unter einem rechten Winkel stehen, so muss, wie dies noch nachstehend bei einer allgemeinen Bemerkung über Compoundmaschinen begründet werden soll, zwischen den beiden Cylindern ein Zwischenraum, Receiver genannt, eingeschaltet werden. Derselbe ist hier gebildet durch die Verbindungsrohre der Schieberkästen und dem grossen Schieberkasten selbst. Sein Inhalt berechnet sich zu circa $40 \cdot 1,25^2 \frac{\pi}{4} + 4,5 \cdot 3,5 \cdot 1,75 = 76,65$ Cbkd.

Das Volumen des kleinen Cylinders berechnet sich $5,5 \cdot 2,8^2 \frac{\pi}{4} = 33,87$ Cbkd., so dass der Receiver nur 2,26 mal so gross ist.

Dagegen ist die Durchführung des Receivers durch die Rauchkammer sehr vorthellhaft, weil die bereits abgespannten Dämpfe von den heisseren Verbrennungsproducten geheizt werden.

Bei den ersten Compound-Locomotiven, erbaut in Creuzot, waren die Dampfsteuerungen für beide Cylinder der Art verbunden, dass die Füllung in beiden stets dieselbe sein musste.

Bei der Umsteuerung, welche in den Figuren 8 als obere Ansicht, 9 als Seitenansicht, je mit durchschnittener Mutter und 10 als Querschnitt gezeichnet ist, wurde es möglich gemacht, die beiden Steuerungen beliebig gegen einander zu verstellen.

Die Umsteuerungswelle (Fig. 3 Taf. XVII) ist der Länge nach in zwei Stücke getheilt; ein kurzes H und ein längeres K. Das Erstere H trägt mit einem Hebel h die rechtsseitige Coullisse, während es mit einem Hebel h₁ von dem Umsteuerungsbocke M aus durch die Stange l bewegt wird.

Die andere Welle K geht nach der anderen Locomotivseite durch und trägt dort an einem Hebel k (hier nicht sichtbar) die Coullisse. Sie wird durch einen Hebel k₁ mit der Stange t gesteuert.

Die rechte Umsteuerungsstange l des grossen Cylinders ist direct von der Mutter der Umsteuerungsschraube (Fig. 8—10) bewegt deren Construction als bekannt vorausgesetzt wird. Die linke Umsteuerungsstange t des kleinen Cylinders schliesst sich an einen Handhebel v an, welcher mit einer Federklinke an einem Zahnbogen w festgestellt werden kann. Dieser Zahnbogen sitzt an einem Hebel i und dreht sich mit diesem um den Zapfen z, welcher gleichzeitig dem Handhebel v als Dreh-

zapfen dient. Die Mutter u greift mit einem Zapfen x, an ihrer Rückseite, in einen Stein, welcher sich radial in einer Oeffnung des Hebels i führt. Die Umsteuerungsschraube u nimmt so den Zahnbogen w stets mit, wobei sich dieser gleichzeitig um den Zapfen z dreht. Die Arretirungen q und y begrenzen die Bewegung des Handhebels v.

Es kann demnach die Steuerung des kleinen Cylinders mit dem Hebel am Zahnbogen relativ zur Steuerung des grossen Cylinders verstellt und dann mit dieser gleichzeitig durch die Schraube bewegt werden.

Wenn der Handhebel auf der Mitte des Zahnbogens w steht, erhalten beide Cylinder für jede Stellung der Mutter u gleiche Füllung. Um eine kleinere Füllung des kleinen Cylinders zu erhalten, stellt man den Handhebel näher der Schraubenmitte wie die Mutter, und weiter als diese für eine grössere Füllung. Nach meiner Auffassung müsste bei richtiger Compoundwirkung der grosse Cylinder annähernd constant eine halbe Füllung erhalten, so dass seine Füllung beinahe dem Volumen des kleinen Cylinders entspricht. Sowohl eine Compression, wie eine Expansion des Dampfes beim Uebertritt aus dem einen in den anderen Cylinder muss zu Verlusten führen.

Bei der Compoundarbeit wird die Anzahl der Dampfstösse in den Blasconus stets die Hälfte von derjenigen sein, welche unter gleichen Verhältnissen eine gewöhnliche Locomotive abgibt, dagegen muss bei gleicher Dampfentwicklung und gleichem Verbräuche die absolute Dampfmenge dieselbe, also pro Blasstoss die Doppelte sein.

Um denselben Effect des Blasens zu sichern, hat Herr Mallet einen Blasconus E mit ringförmigem Querschnitte benutzt (Fig. 1 Taf. XVIII), welcher seit längerer Zeit bei der Orleansbahn angewendet ist. Der Kern des Conus ist ebenfalls hohl und gestattet den Verbrennungsproducten den Durchgang. Er ist in einer Hülse des äusseren Gabelrohres durch zwei seitlich durchgesteckte Stifte gehalten, durch deren Umstecken in andere Löcher er gehoben oder gesenkt, also die ringförmige Oeffnung verengt oder erweitert werden kann. Dieser Blasconus ergiebt gute Resultate.

Nach Beschreibung aller wichtigen Einrichtungen folgen zunächst die Hauptabmessungen.

Hauptabmessungen der Compound-Locomotive.

Spurweite	1,435 ^m
Anzahl der gekuppelten Achsen	3
Radstand (vorne 1,420 ^m , hinten 1,280 ^m)	2,700 ^m
Länge ausserhalb der Bufferbalken	6,760 ^m
Abstand der Cylinderachsen	1,950 ^m
Cylinderdurchmesser rechts	0,420 ^m
« links	0,280 ^m
Querschnittsverhältniss der Cylinder	2,025
Hub beider Cylinder	0,550 ^m
Räderdurchmesser, mittlerer	1,200 ^m
Hebelverhältniss	$\lambda = 0,459$
Dampfspannung im Kessel	10 Atm.
Höhe der Kesselachse über den Schienen	1,860 ^m
Mittlerer Kesseldurchmesser	1,020 ^m
Blechstärke	0,013 ^m

Anzahl der Röhren	130
Länge derselben zwischen den Rohrplatten	2.900 ^m
Aeusserer Rohrdurchmesser	0,045 ^m
Heizfläche der Röhren, mittlere	51,00 ^{□m}
Länge des Feuerraumes	1,400 ^m
Breite «	0,900 ^m
Höhe « über dem Roste	1,060 ^m
Volumen des Feuerraumes über dem Roste	1,336 Cbm.
Rostfläche	1,260 ^{□m}
Heizfläche, directe	5,70 ^{□m}
« totale 51,00 + 5,700	56,70 ^{□m}
Verhältniss der totalen zur directen Heizfläche	10
« Heizfläche zur Rostfläche	45
Wasserinhalt des Kessels bei + 100 Wasserstand	1800 Liter
Wasserinhalt der Kästen	2500 «
Gewicht des Brennmaterials	500 Kgr.
« der leeren Maschine	20500 «
« grösstes im Dienst	25500 «
« mittleres «	24500 «
Adhäsion zu $\frac{1}{6}$. 24500	4080 «
Maximalzugkraft bei directer Dampfwirkung in beiden Cylindern	
$E = 0,65 \frac{P d^2 + p d_1^2}{2 D} \cdot l$	3400 «

Hierbei ist d der Durchmesser und P die Dampfspannung im kleinen Cylinder, d_1 und p sind die entsprechenden Werthe für den grossen Cylinder. D ist der Raddurchmesser und l der Hub. — Rückwärts gerechnet ergibt diese Gleichung für den grossen Cylinder beinahe die volle Kesselspannung.

Ich rechne für das Anziehen höchstens 100 λ q . Hier gibt dies 100 λ $(Pq + pQ) \frac{1}{2}$ oder pQ 40% höher als Pq ergibt 100 λ $Pq \frac{2,4}{2}$ also 100 . 0,458 . 10 . 6,158 . 1,2 = 3384 Kilogr.

Die mittlere Zugkraft in der Fahrt bei der Compoundwirkung, unter derselben Annahme des Druckverhältnisses in beiden Cylindern, beträgt $\frac{3}{4} \cdot 3384 = 2538$ Kilogr.

Wenn die Gesamtwirkung in beiden Cylindern dieselbe ist, ergibt sich die Zugkraft zu 75 . 0,458 . 10 . 6,158 = 2115 Kilogr.

Die Vorletzte ist für Güter und die Letzte für Personenzüge passend. Jedoch wird hier der Vortheil der Compound-Arbeit noch eine höhere Leistung ermöglichen.

Leistung der Compound-Locomotiven.

Von den vorstehend beschriebenen Locomotiven ist eine im Dienst auf der Linie Bayonne-Biarritz, für welche, wie bereits gesagt die ersten Locomotiven dieses Systemes erbaut wurden. Diese Locomotiven haben einen sehr lebhaften Dienst, behufs richtiger Ausbeutung der Linie. Die Züge sind leicht und folgen sich in kurzen Zwischenräumen. Die für die Linie mit Imperials gebauten Wagen enthalten möglichst viele Sitzplätze.

Der durchschnittliche Tagesverkehr ist 110 bis 120 Per-

sonen pro Zug, so dass die Wagen beladen mehr als 15 Tonnen jeder wiegen.

Im Winter hat ein Zug selten mehr als zwei Wagen. Es wurden jedoch Züge mit 4 Wagen befördert entsprechend 60 Tonnen Zuglast. Dies war das höchste Gewicht, welches die ältern Locomotiven erbaut in Creuzot, auf dieser Linie, welche Steigungen von 15^{mm} ($1:66\frac{2}{3}$) in drei Längen von zusammen 2,5 Kilom. enthält, befördern konnten. Es giebt jedoch viele Tage mit grossem Andränge und diese waren Veranlassung zu dem Baue der beschriebenen grösseren Compound-Locomotiven.*) Sie können 7 Wagen mit zusammen 105 bis 110 Tonnen Gewicht ziehen, wozu früher zwei Locomotiven älterer Art angewendet wurden. Den besten Anhalt für die Leistung der Locomotiven giebt die nachstehende Zusammenstellung von Betriebsresultaten:

Resultate von Versuchen in der Zeit vom 2. Juni 1877 bis zum 2. Juni 1878 auf der Linie Bayonne-Anglot-Biarritz.

Länge der Linie	8 Kilom.
Anzahl der Compound-Locomotiven	3.
Durchlaufener Weg im Ganzen	123000 Kilom.
« im Mittel pro Maschine	41000 «
Gesammt-Kohlenverbrauch	470000 Kilogr.
Kosten der Kohlen	10560 Mark.
Kohlenverbrauch pro Kilom. Weglänge	3,82 Kilogr.
Kosten der Kohlen «	0,0860 Mark.
Ganze Einnahme	208000 «
Einnahme pro Kilom. der Bahnlänge	26000 «
« des durchlaufenen Weges	1,691 «
« Maschine	69333 $\frac{1}{3}$ «
« Kilogr. der Kohlen	0,442 «
« für jede Reichsmark der Kohlenkosten	19,69 «

In dem Kohलगewichte ist das Anheizen, Stationiren, Rangiren etc. mitgerechnet. Die Resultate des Kohlenverbrauches entsprechen 1,5 bis 1,6 Kilogr. pro Pferdekraft und Stunde.

Herr Mallet hat das Compound-System angewendet an Locomotiven für die Schmalspurbahnen an der Maas von 1^m Spurweite. Diese haben 6 gekuppelte Räder und wiegen 15 Tonnen im Dienst. Die Linie hat Steigungen von 30^{mm} ($1:33\frac{1}{3}$), auf denen mit directem Dampf in beiden Cylindern gearbeitet werden muss. Auch bei der Orleansbahn ist eine Schnellzug-Locomotive der Art umgebaut, dass einer ihrer Cylinder von 420^{mm} Durchmesser ausgewechselt wurde gegen einen Cylinder von 550^{mm} Durchmesser. Einen grösseren Cylinder erlaubte das freie Profil der Bahn nicht. Das Querschnittsverhältniss der Cylinder ist 1,715. Diese Maschine versieht den Dienst regelmässig, jedoch in einer Art, welche es unmöglich macht die Ersparnisse festzustellen. Die ersten Versuche haben jedoch die Erfahrungen bestätigt, dass die ungleiche

*) Der 6. September 1878 der Tag des Festes von Biarritz erforderte 62 Züge zum Befördern von 12300 Reisenden oder pro Zug im Mittel 200 Reisende. Zur Zeit des grossen Andranges kamen bis 700 Personen auf einen Zug.

Wirkung keinen Einfluss auf den Gang der Maschine hat. Dies war einer der bedenklichen Punkte des Systemes. Neben dem sind bereits Umbauten der Locomotiven auf anderen Linien in Aussicht genommen.

Das Institut de France hat festgestellt, dass diese Locomotiven sich auszeichnen durch eine wirkliche Verbesserung sowohl in theoretischer, wie practischer Beziehung. Indem die Commission, bestehend aus den Herrn Phillips, Morin, Rolland, Résal und Tresca dem Herrn Mallet den Preis (Fourneyron) für 1877 zuerkannte, sagte der Rapport:

Die Akademie hat darauf geachtet einen Versuch zu belohnen, welcher bezweckt, den Betrieb der Locomotive rentabler zu machen, da sie in der Einführung des Compound-Systemes bei Schiffsmaschinen eine der grössten Verbesserungen unserer Zeit erkennt.

Vorzüge des Systemes.

•Es ist an dieser Stelle nicht der genügende Raum eine theoretische Abhandlung über das Compound-System im allgemeinen zu schreiben. Da sich jedoch eine grössere Zahl von Eisenbahntechnikern noch nicht eingehender mit diesem Gegenstande beschäftigt haben dürfte, erscheint es nicht uninteressant, die Vorzüge des Systemes in anschaulicher Weise zu begründen.

Ernest Wolf stellte zuerst an dem Ende eines Balanciers zwei Dampfzylinder von verschiedenem Durchmesser dicht nebeneinander und liess bei gleichzeitigen Hübem, den Dampf, nachdem derselbe in dem kleinen Cylinder mit grosser Füllung gearbeitet hatte, von unten nach oben und umgekehrt, in den grossen Cylinder übertreten. Eine Schiebersteuerung lag nur am kleinen Cylinder. Diese Maschinen, welche damals nur als Niederdruckmaschinen erbaut sind, werden in neuerer Zeit ganz in derselben Art für Hochdruck mit Expansion ausgeführt, wobei sich die grossen todten Räume sehr unangenehm bemerkbar machen. Auch diese Maschinen nennt man Wolf'sche oder irrtümlich Woolf'sche.*)

Mc. Naught baute in den 40er Jahren in England Niederdruckmaschinen in Hochdruckmaschinen der Art um, dass er einen kleinen Cylinder, mit kleinerem Hube von dem vorhandenen Cylinder entfernt, näher dem Drehzapfen des Balanciers aufstellte. Die gekreuzten Dampfwege behielt er bei, beseitigte jedoch die Verluste der schädlichen Räume durch Schieberabsperrungen dicht am grossen Cylinder, welche das vollständige Ausströmen des Dampfes aus diesen Räumen verhinderten. Diese Maschinen nannte man in England Compound-Maschinen. Die Bezeichnung: «Zwei oder mehrcylindrische Maschinen kann dies wenig scharf verdeutschen, selbst wenn die Wolf'schen Maschinen in den Begriff eingeschlossen sind, eher dürften die Sätze: »Maschinen mit mehrfacher Dampfarbeit«, oder besser: »Maschinen mit getheilter Dampfarbeit« das Wesen der Sache bezeichnen.

Erfolgen die Hübe der beiden Kolben gleichzeitig in derselben oder entgegengesetzter Richtung, so dass die Perioden

*) Vergleiche die sehr klare Besprechung dieses Gegenstandes durch Herrn Ingenieur Otto H. Müller in der Wochenschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1878 Nr. 40.

des Austrittes beim kleinen Cylinder und des Eintrittes beim grossen Cylinder gleichzeitig beginnen und sich längere Zeit decken, so kann der Dampf durch geringe Zwischenräume direct aus einem in den anderen Cylinder übertreten.

Bewegen sich jedoch die beiden Kolben nicht gleichzeitig um je einen Hub, stehen zum Beispiel die Kurbeln, wie hier, unter 90° zu einander, so findet der austretende Dampf des kleinen Cylinders den Kolben des grossen Cylinders schon um einen Theil des Hubes fortgeschritten. Es sind nun zwei Fälle denkbar. Entweder der Austritt im kleinen Cylinder erfolgt so weit vor dem Hubende, dass der Kolben im grossen Cylinder noch nicht weit fortgeschritten ist und der Dampf füllt den leeren Raum noch nachträglich oder der Dampfaustritt erfolgt im kleinen Cylinder kurz vor dem Hubende, so dass der grosse Kolben schon weit fortgeschritten ist. Dann muss der Dampf mit Compression so lange zurückgehalten werden bis der Hub im grossen Cylinder wechselt. In beiden Fällen sind bedeutende Verluste unvermeidlich, wenn nicht durch einen grösseren Zwischenraum, welcher ein Volumen abgespannten Dampfes zurückhält, die Compression oder Expansion abgeschwächt wird. Einen solchen Zwischenraum nennt man in England Receiver. — »Druckausgleicher« scheint mir der bezeichnendste deutsche Name zu sein. Wenn die Füllung im grossen Cylinder dem Volumen im kleinen Cylinder annähernd entspricht, wird die Dampfspannung im Receiver gegen eine Mittelspannung schwanken, welche der Endspannung im kleinen Cylinder nahe kommt und diese Schwankungen werden um so kleiner je grösser der Receiver ist.

Bei Compoundmaschinen, denen ein genügend grosser Receiver fehlte, ist ein solcher wohl noch nachträglich eingeschaltet worden. *)

Die beschriebene Locomotive arbeitet nach dem Receiver-Compound-Systeme, wie schon früher erwähnt wurde. Der Vorwurf dem man dem Receiver macht: »Er sei ein Flächencondensator« fällt bei dieser Einrichtung ganz fort. Ein grosser Theil des kupfernen Verbindungsrohres mit Dampf von höchstens 4 Atm. Ueberdruck, wird von Verbrennungsproducten bestrichen, welche noch Wasser von 185° C. heizten und demnach auch an diese abgespannten Dämpfe von höchstens 152° C. noch Wärme abgeben werden. Es liegt die Möglichkeit vor dies noch weiter auszunutzen.

Die Quelle giebt in der Einleitung nachstehende drei Vorzüge an mit denen mir dieselben noch nicht erschöpft scheinen.

1. Die innere Condensation auf den Cylinderwänden und dem Kolben, sind die Hauptursachen der Differenzen, welche oft in erheblicher Grösse zwischen dem theoretischen und dem wirklichen Dampfverbrauche nachgewiesen wurden. Diese Differenzen sind beträchtlich vermindert, durch die Theilung zwischen zwei Wirkungen der Expansion, durch welche eine kleinere Temperaturdifferenz des ein- und des ausströmenden Dampfes erreicht wird.

*) Herr O. H. Müller sagt in seiner bereits angezogenen Veröffentlichung, dass er in England durch diese nachträgliche Einschaltung eines Receivers bei englischen Wolf'schen Maschinen 30 bis 35 % Ersparniss erreichte, welche er vorher garantirte.

2. Der Einfluss der toten Räume und der Rücktritte ist durchweg vermindert.

3. Die Abweichungen der Kraftwirkung, erzeugt durch den Dampf auf den Kolben und die Theile des Mechanismus, während der Dauer des Hubes sind sehr vermindert, gegenüber den Maschinen mit nur einem Cylinder.

Den letztgenannten Vorzug mit dem ich beginne, spreche ich anders aus:

- 1) Die Kraftwirkung an der Kurbel wird der Art verlegt, dass ein Theil der grösseren Dampfwerkung in den Cylindern an einer günstigeren Kurbellage arbeitet. Hiermit ist, bei gleicher Gesamtarbeit in den beiden Cylindern, eine gleichmässiger Wirkung an der Triebachse verbunden.

Die Kraftverlegung zu verdeutlichen dienen die Figuren 11 bis 16 Taf. XVIII. Vorab sei noch gesagt, dass man einen sehr klaren Einblick in diese Verlegung erhält, wenn man die nachstehende Umgestaltung des Diagrammes für einen constanten Dampfdruck ausführt. Da diese sehr einfache Darstellung allgemein bekannt sein dürfte, so gehe ich direct zu wirklichen Indicator-Diagrammen über. Da leider von der Compound-Locomotive noch keine Indicator-Aufnahmen vorliegen, so benutze ich ältere Diagramme, welche bei der englischen Nordwestbahn abgenommen wurden.

Fig. 11 zeigt oben ein Indicator-Diagramm einer Schnellzuglocomotive bei 78 Kilom. Fahrgeschwindigkeit und circa $\frac{1}{4}$ Füllung. Setzt man die Triebstangenlänge unendlich gross, so erhält man Mittelwerthe für den Vor- und Rückgang des Kolbens. Die Wirkung an jeder Kurbelstellung ist $Pr \sin \alpha$, wenn die Kurbellänge r genannt wird, und α der Winkel ist, den die Kurbelachse mit der Cylinderachse einschliessen. $r \sin \alpha$ ist die Ordinate des Warzenkreises. Multiplicirt man je diese Ordinatenlänge mit der Dampfdrucklänge des Indicator-Diagrammes, welche sie deckt, so erhält man beim Auftragen dieser Resultate (nach irgend einem Maassstabe), auf derselben Ordinate abwärts, in der Figur 1. 1. 1. ein Bild des Wachsens und Abnehmens der Drehmomente während eines Kolbenhubes.

Von allen anderen Einflüssen abgesehen, soll vorab angenommen werden: »ein Dampfvolmen von bestimmter Spannung, auf ein grösseres Volmen expandirt, giebt genau dieselbe Arbeit ab, ob diese Expansion in einem Cylinder oder getheilt in zwei Cylindern nacheinander erfolgt.« Da unter dieser Annahme auch die Form des Dampfvolmens ohne Einfluss ist, kann diese Compoundarbeit so erreicht werden, dass der Dampf, welcher in einem Cylinder gearbeitet hat und bis zu einem gewissen Grade abgesehen ist, ohne Volmenänderung und Temperaturdifferenz in einen anderen Cylinder übergeführt wird, welcher denselben Durchmesser, jedoch einen grösseren Hub hat. Der Dampf in diesem Cylinder weiter arbeitend, wird ganz dieselbe Gesamtarbeit abgeben, als wenn er sich in dem Cylinder mit grossem Hube von seinem ursprünglichen Volmen auf das Endvolmen expandirt hätte (unter den gestellten Voraussetzungen).

In Fig. 12 ist dasselbe Indicator-Diagramm, welches Fig. 11 zeigt, ideell, nach vorliegenden Mustern in ein solches für Compoundarbeit getheilt, so dass der Gesamtdruck an jeder Stelle des Hubes ungeändert bleibt. Berechnet man wie oben,

für den Cylinder mit kleinem und den mit grossem (hier doppeitem) Hube die Drehmomente an der Kurbel und trägt die, auf dieselbe Kurbelstellung passenden Drehmomente, in gleichem Maassstabe nach unten auf, so ergibt die Curve 2, 2, 2... für den kleinen Cylinder, diejenige 3, 3, 3... für den grossen Cylinder und endlich 4, 4, 4... für beide gleichzeitig arbeitend, ein Bild der Wirkung an der Triebachse. Die einpunktirte Curve 1, 1, 1... lässt die Kraftverlegung durch den kleinen Cylinder deutlich erkennen.

Die Gesamtwirkung im grossen Cylinder ist jedoch hier mindestens $1\frac{1}{2}$ mal so gross als diejenige im kleinen Cylinder.

In Fig. 13 ist ein anderes Indicator-Diagramm derselben Locomotive für 93,34 Kilom. Geschwindigkeit und ungefähr $\frac{1}{5}$ Füllung ganz ebenso getheilt und in die Wirkungscurven umgerechnet. Die Signaturen der einzelnen Curven sind dieselben wie in den Figuren 11 und 12, so dass eine Erklärung entbehrlich wird. Das Verhältniss der Gesamtwirkungen in den beiden Cylindern ist noch mehr ungleich. Diese Ungleichheit wird jedoch bei der Compound-Locomotive, aus später angeführten Gründen, kleiner.

Bei rechtwinkliger Kurbelstellung für die beiden Triebwerke geben die Curven 4, 4, 4... kein Bild der Schwankungen. Unter den gemachten Voraussetzungen sei die Wirkung in nur einem Cylinder, auf zwei Cylinder von dem halben Volmen vertheilt, der Art, dass die Wirkungscurve 1, 1, 1... in allen Ordinaten halbirt wird. In Fig. 14 sind die so gebildeten Curven $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$ über dem aufgerollten Warzenhalbkreise eines Hubes aufgetragen, welcher den Weg der Wirkung an der Kurbel bildet. Die Längen $d e$ und $e f$ entsprechen je einer Viertel-Drehung.

Die eine Curve $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$... beginnt in d mit Null und endet in f mit Null. Die andere Curve $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{2}$... beginnt in e mit Null und erreicht in c mit $e f$ gleich $b e$ nach einem Viertel-Hube das Ende. Das fehlende Stück und zwar dasjenige des Rückhubes beginnt in a mit $a d$ gleich $b e$ und erreicht bei e mit Null den Anfang. Addirt man je zwei sich deckende Ordinaten dieser Curven, so erhält man in der Curve 5, 5, 5... ein richtiges Bild der Gesamtarbeit an der Triebachse bei einer Drehung von 180° und während dem Hube eines der beiden Cylinder. In der Fig. 15 sind die ungleichen Wirkungslinien der Compoundarbeit, aus Fig. 12 entnommen, über dem aufgerollten Warzenkreise so aufgetragen, dass die Curve 2, 2, 2... des kleinen Cylinders, gegen diejenige 3, 3, 3... des grossen Cylinders um eine Vierteldrehung verschoben ist. Die Addition ergibt in der Curve 5, 5, 5... die Wirkung der Compoundarbeit an der Kurbel, während eines Hubes im grossen Cylinder.

In Fig. 16 endlich, sind für das Indicator-Diagramm Fig. 13, ganz dieselben Wirkungscurven bei rechtwinkliger Kurbelstellung, vereint, aufgetragen. Die Gesamtwirkung für directen Dampf in beiden Cylindern ist mit 5, 5, 5... und diejenige für Compoundarbeit in 6, 6, 6... gezeichnet. *)

Diese Figuren 14 bis 16 lassen den Einfluss der Wirkungsverlegung erkennen, zeigen jedoch, dass eine gleichmässige

*) Zur Verdeutlichung empfiehlt es sich die Curven in grösserem Maassstabe selbst zu zeichnen.

gere Wirkung durch diese Verlegung nicht erreicht wird. Eine sehr gleichmässige Wirkung muss dagegen eintreten, wenn die Gesamtwirkungen in den Compoundcylindern einander gleich sind, so dass die Curven 2, 2, 2... und 3, 3, 3... sich annähernd decken. Die Höhen a, d, b_1, e und c, f in Fig. 16 werden dann für die Curve 6, 6, 6... einander gleich.

Wenn auch die Indicator-Diagramme bei dieser Maschine etwas andere Form annehmen, so dass vor Allem aus nachstehend angeführten Gründen die Einsenkung bei x für die Compoundwirkung kleiner wird, so kann dies die Resultate der graphischen Ermittlungen wohl abschwächen, jedoch noch nicht abändern. Es wird sehr interessant sein an Indicator-Diagrammen dieser Compound-Locomotiven, wenn solche vorliegen, dieselben Umwandlungen vorzunehmen und die Abweichungen der Resultate zu begründen.

Ein Vortheil muss hier noch beachtet werden. Die Reibungswiderstände, welche die Dampfwirkung durch ihre Uebertragung auf die gekuppelten Räder selbst erzeugt, schwanken wenig mit der Kurbelstellung, wenn ein constanter Dampfdruck P vorausgesetzt wird. Die nützliche Wirkung dieses Dampfdruckes ($P \sin \alpha$) wächst dagegen mit dem Sinus des Winkels der Kurbellage. Es ergeben sich demnach für den todten Punkt die Reibungswiderstände als Procentsatz der nützlichen Wirkung ausgedrückt unendlich gross. Sie nehmen nach der günstigsten Kurbellage hin auf einen verschiedenen Werth ab. Je mehr sich deshalb die höhere Dampfwirkung auf eine günstigere Kurbellage verlegt, desto kleiner wird der Procentsatz der Reibungsverluste, den sie selbst erzeugt. Da jedoch in der Nähe des todten Punktes die Dampfwirkung in allen Fällen nur klein ist, so wird diese Ersparniss keinen hervorragenden Werth ergeben.

2) Die Condensation an den Kolben und den Cylinderwandungen wird bei der Compound-Arbeit eine kleinere.

Betrachtet man die Diagramme Fig. 11 und 13, so bemerkt man bei x ein plötzliches Fallen der Spannung bis zum Ende der Füllung von $7\frac{1}{2}$ Atm. auf 6 Atm. Einen kleinen Einfluss hierauf mag der Umstand haben, dass sich die Einströmeöffnung bei kleiner Füllung kurz nach dem Kolbenwechsel zu verengen beginnt. Selbst eine Expansion bei abgeschlossenem Dampfe kann kaum eine solche Druckabnahme erzeugen. Beachtet man noch, dass die Dampfspannung bei mehr verengter Eintrittsöffnung und zunehmender Kolbengeschwindigkeit, kurz vor dem Ende der Einströmungsperiode einen fast constanten Werth erlangt, so kann dieses Fallen bei x nur der Abkühlung an den dampfberührten Flächen zugeschrieben werden. Bei $7\frac{1}{2}$ Atm. Ueberdruck beträgt die Dampfspannung 173° C. und bei der Endspannung von $\frac{1}{3}$ Atm. Gegenruck nur 108° C. Soll die Expansion dieselbe sein für Compoundwirkung und die gewöhnliche Wirkung, so müssen in dem letzteren Falle beide Cylinder mindestens so gross wie der kleine sein. Wenn sie nur gleich gross bemessen werden, berechnet sich die dampfberührte Fläche des ganzen Volumens zu

$2 \cdot (2,8^2 \frac{\pi}{2} + 2,80 \cdot \pi \cdot 5,5) = 121,0 \square \text{dm}$ bei 65° C. Temperaturdifferenz. Bei der Compoundwirkung ergibt sich nach dem Diagramm Fig. 12 gerechnet, für den kleinen Cylinder

bei $60,5 \square \text{dm}$ Fläche nur $(173 - 144) = 29^\circ$ C. und für den grossen Cylinder bei $(4,2^2 \frac{\pi}{2} + 4,2 \pi \cdot 5,5) = 100 \square \text{dm}$ berührter Fläche eine Temperaturdifferenz von $(144 - 108) = 36^\circ$ C. Nimmt man das Product aus der berührten Fläche und der Temperaturdifferenz des Dampfes als ein ungenaues Maass der Verluste, so erhält man bei gewöhnlicher Arbeit $1,210 \cdot 65 = 78,7$ und bei der Compound-Arbeit $0,605 \cdot 29 + 1,00 \cdot 36 = 53,6$ als Vergleichszahlen. Von grösserem Einflusse wird dies Verhältniss jedoch beim Eintritt des frischen Dampfes.

Wenn ein Dampfvolument bei der Compound-Locomotive im kleinen Cylinder der Länge Z entspricht, wird es sich bei einer gewöhnlichen Locomotive auf beide Cylinder vertheilt und in jedem das halbe Volumen von der Höhe $\frac{Z}{2}$ füllen. In letzterem Falle trifft dasselbe Dampfgewicht auf eine Gesamtfläche von $4 \cdot 2,8^2 \frac{\pi}{4} + 2 \cdot 2,8 \pi \frac{Z}{2} = (24,63 + 8,8 Z)$ und bei der Compoundwirkung auf $2 \cdot 2,8^2 \frac{\pi}{4} + 2,8 \cdot \pi Z = (12,315 + 8,8 Z) \square \text{dm}$ also im ersten Falle sind immer $12,315 \square \text{dm}$ Fläche vom Dampf direct beim Eintritt mehr zu erwärmen. Für $Z = 0,5 \text{dm}$ ergibt das Product aus Fläche und Temperaturdifferenz bei gewöhnlicher Wirkung $0,2903 \cdot 65 = 18,87$ und bei der Compoundarbeit $0,16715 \cdot 29 = 4,84$ also nur beinahe $\frac{1}{4}$.* Es wird hierdurch bei Compound-Locomotiven ein grosser Theil der Einsenkung des Diagrammes bei x gewonnen, welcher Gewinn die Wirkung im kleinen Cylinder erhöht, so dass eine grössere Gesamtleistung und eine grössere Gleichmässigkeit derselben erreicht wird.

3) Der Einfluss der todten Räume und der Rücktritte ist durchweg vermindert.

Da der kleine Cylinder seinen Dampf bei der Compound-Arbeit an den grossen Cylinder abgibt, so kommen alle seine Verluste durch todte Räume und Rücktritt dem grossen Cylinder zu Gute. Der Dampf, welcher sich beim Austritt aus den todten Räumen etwa in den Receiver ergiesst, ist nicht verloren. Der grosse Cylinder hat zwar den Verlust der todten Räume, jedoch für bereits abgepressten Dampf, und da er mit grösserer Füllung arbeitet, sind Rücktritte weniger zu befürchten. Das letztere gilt auch noch beim kleinen Cylinder.

4) Die Dampf-Expansion wird besser ausgenutzt und die Locomotive eignet sich für gemischten Dienst.

Sollen Locomotiven mit einfacher Wirkung die gleiche Anzugkraft besitzen wie dieselbe für die Compound-Locomotive berechnet ist, so müssen ihre Cylinder einen 1,2 fachen Querschnitt des kleinen Compoundcylinders besitzen und mindestens 307mm Durchmesser haben. Ein Dampfvolument, welches in diesen beiden Cylindern je $\frac{1}{10}$ Füllung giebt, füllt den kleinen Compoundcylinder bereits auf $2 \cdot \frac{1}{10} \cdot 1,2 = 0,24$ oder mit Beachtung der vorstehenden Ersparnisse auf rot. $\frac{1}{4}$ seines Volumens. Eine Füllung von $\frac{1}{10}$ Volumen ist, wie bereits in der

*) Wenn die Cylinder, wie später ermittelt, für einfache Locomotiven, bei gleicher Anzugkraft 307mm Durchmesser haben müssen, werden bei diesen die dampfberührten Flächen noch um circa 15 bis 20% grösser.

Einleitung gesagt, selbst dann unvorteilhaft, wenn die Expansion voll ausgenutzt werden kann. Ein Blick auf die Schieberdiagramme zeigt, dass eine solche Ausnutzung bei Locomotivsteuerungen mit einem Schieber nicht möglich ist. Die Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen lässt eine so kleine Füllung nicht zu und es ist nur eine Expansion bis zum vierfachen Volumen zu erreichen, da der Schieber kurz nach dem halben Kolbenhube schon wieder öffnet. Fast nur bei der Stephenson'schen Steuerung mit gekreuzten Stangen kann man in diesem Falle noch bis zum $7\frac{1}{2}$ fachen Volumen expandieren. Die Canalöffnungen sind jedoch so klein, dass der Dampf stark gedrosselt schon einen grossen Theil seiner Spannung verliert, so dass in dem Cylinder vor dem Hubende schon ein Vacuum entstehen würde. Beim Compoundsysteme dagegen kann bei $\frac{1}{4}$ Füllung eine Eintrittsspannung von 0,9 der Kesselspannung sicher erreicht werden. Bei einer Expansion auf das $3\frac{1}{2}$ fache Volumen tritt der Dampf mit $1\frac{1}{2}$ Atm. in den

grossen Cylinder und hier nochmals auf das doppelte Volumen expandirt erhält er eine Gegenspannung von rot. 0,25 Atm. Ueberdruck. Der Dampf hat dabei in beiden Cylindern eine seiner Spannung passende günstige Füllung. Es ist deshalb diese Compound-Locomotive sowohl für grosse Geschwindigkeit mit grösserer Ausnutzung der Expansion, als auch für schwere Züge mit kleiner Geschwindigkeit gleich vorteilhaft zu verwenden, da sie in diesem Falle mit directem Dampfe auf beiden Seiten der Locomotive grosse Kraft entwickeln kann.

Ob die angewandte Steuerung die Vortheilhafteste ist?, ob es nicht zweckmässiger wäre, bei directem Dampfe im grossen Cylinder diesen mit voller Spannung, geringerer Füllung und grösserer Expansion arbeiten zu lassen?, ob sich nicht der Vertheilungsschieber mit dem Regulator vereinen liesse? Dies sind Fragen deren Lösungen noch offen bleiben. Eine Zukunft ist der Compound-Locomotive durch ihre Ersparnisse schon jetzt gesichert.

Ueber Probelegungen mit dem eisernen Oberbau „System Lazar“ und über Verbesserungen dieses Systems.

(Hierzu Fig. 9—14 auf Taf. XIX.)

Mit dem von dem Gefertigten vorgeschlagenen Oberbau-System mit eisernen Querschwellen (siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrgang 1876, 1. Heft) sind auf mehreren Bahnen, seit mehr als drei Jahren Probelegungen vorgenommen worden.

Wenn auch diese Probelegungen nur auf verhältnissmässig ganz kurze Strecken (mit 14 bis 100 Querschwellen) zur Ausführung gelangt sind, so dürfte es doch gerechtfertigt sein, in Anbetracht der Wichtigkeit des Gegenstandes, der verhältnissmässig langen Erprobungsdauer, und des Umstandes, dass in neuester Zeit mehrere grosse Eisenbahngesellschaften den eisernen Querschwellen-Oberbau anwenden: die Resultate der vorgenommenen Versuche mit dem oben erwähnten Systeme zu veröffentlichen.

Die ersten Versuche mit diesem Systeme hat die Prager Eisen-Industrie-Gesellschaft auf der ihr gehörigen Werksbahn Nürschau-Herrmannshütte vorgenommen. Die Dimensionen der daselbst verwendeten Schwellen, sind dieselben wie sie in dieser Zeitschrift veröffentlicht wurden (20^{cm} Breite 2,3^m Länge der Schwellen).

Ein Theil der verwendeten Schwellen wurde in der currenten Strecke in der Geraden, ein zweiter Theil im Einfahrtsgleise in einem Bogen von 189,6^m Radius verlegt. Beide Theile liegen in einer Steigung von 1 : 80.

Das Einlegen der Schwellen hat keine Schwierigkeiten verursacht und stellten sich die Kosten des Einbaues nahezu gleich dem der Holzschwellen.

Bei den in der currenten Strecke (am 7. Mai 1875) eingelegten Schwellen, war nach mehrmonatlicher Benutzung, ein einmaliges Nachstopfen mit Kies erforderlich, während bei den in der Station (am 1. Juni 1875) verlegten Schwellen erst

nach mehr als dreijähriger Benutzung zum ersten Male sich die Nothwendigkeit der Hebung der Schwellen in's Niveau herausstellte. Diese Arbeit wurde gleichzeitig mit der zweiten Hebung der in der currenten Bahn liegenden Eisenschwellen vorgenommen.

Während der bisherigen Befahrung dieser Schwellen, wurden die über denselben verlegten Schienen gewechselt.

Diese Auswechslung war leichter zu bewerkstelligen als bei Holzschwellen. Es zeigte sich, dass nach Lösung der Schraubenmutter und Entfernung der Klemmplatten, das Herausnehmen der alten und das Einlegen der neuen Schienen bewerkstelligt werden konnte, ohne dass die Schraubenbolzen selbst weggenommen werden mussten, da dieselben in der vollständig comprimirtten Bettung fest stecken blieben.

Die Erhaltungskosten dieser Oberbaustücke waren, wie schon aus obigem hervorgeht, ganz unbedeutend und viel niedriger als die der anschliessenden Gleise mit Holzschwellen.

Die Turnau-Kralup-Prager Bahn liess auf einem Gleise, welches in den Franz-Josefs-Bahnhof in Prag einmündet, (am 10. Juni 1875) ein kurzes Stück mit eisernen Querschwellen legen. Die Schwellen liegen hier in einem Bogen von 200^m Radius.

Ogleich das vorhandene Bettungsmaterial, welches aus einem stark mit Lehm verunreinigten groben Flussschotter bestand, ein für einen eisernen Oberbau nicht günstiges war, hat sich diese Probelegung, soweit die dem Unterzeichneten zugekommenen Berichte erkennen lassen, recht gut bewährt.

Ueber das Verhalten zweier weiteren Probelegungen, die auf den Gewerksbahnen in Witkowitz und in Creuzot durchgeführt wurden, sind dem Gefertigten keine näheren Berichte zugekommen.

Ein sehr interessanter Versuch wurde auf der Kronprinz-Rudolf-Bahn mit diesem Oberbausystem durchgeführt.

Eine Partie eiserner Querschwellen wurde (am 19. Novbr. 1875) in der Strecke Zeltweg-Knittelfeld in einem Bogen von 569^m Radius und in der Neigung von 1:145 eingelegt.

Die hier verwendeten Schwellen sind aus 5^{mm} dicken Blechen, welche mit 5^{mm} starken Winkelleisen (Fig. 13 Taf. XIX) vernietet sind gebildet, und haben die bereits erwähnten Längendimensionen von 2,3^m und eine Breite von 20^{cm}.

Die auf diese Weise zusammengesetzten Schwellen, welche kein grösseres Gewicht als circa 25 Kilogr. per Stück hatten, wurden durch zwei Versteifungsbleche in der Weise verstärkt, wie es die Fig. 14 auf Taf. XIX andeutet.

Die Rudolfsbahn liess bei Einlegung der Eisenschwellen, anschliessend an dieselben, eine gleich grosse Anzahl neuer Holzschwellen verlegen, um Vergleichen der Kosten des Einbaues und der Erhaltung der beiden Schwellengattungen vornehmen zu können.

Die Kosten des Einbaues waren bei den Eisenschwellen etwas höher als bei den Holzschwellen, woran nach Ansicht der Bahngesellschaft die Umstände Schuld sein mochten, dass die Eisenschwellen für das Bogengleise besonders gelocht werden mussten, dass unter denselben eine um die Höhe der Holzschwellen grössere Kiesbettung genommen werden musste, und dass das Arbeiterpersonal nicht genügend geübt war.

Innerhalb eines Zeitraumes von circa 20 Monaten, war nur einmal ein Nachheben der Eisenschwellen erforderlich. Seitliche Verschiebungen, Spurerweiterungen oder sonstige Nachtheile wurden bei der Versuchsstrecke nicht wahrgenommen. Demungeachtet glaubt die Gesellschaft, für weitere Versuche eine Verstärkung der Schwellen, zur Erhöhung der Stabilität des Gefüges empfehlen zu sollen.

In sehr eingehender Weise wurden von der Uebungs-Commission des Kön. preuss. Eisenbahn-Regimentes in Berlin und von der Betriebs-Abtheilung der Kön. preuss. Militär-Eisenbahn, Versuche über den Einbau und über das Verhalten des hier besprochenen Systems im befahrenen Gleise durchgeführt. Da die beiden genannten Behörden die Güte hatten, dem Gefertigten die Resultate ihrer Beobachtungen mitzutheilen, ist der Unterzeichnete in der Lage, hierüber folgendes bekannt zu geben.

Die Uebungs-Commission des Eisenbahn-Regimentes spricht sich über den Einbau der Schwellen wie folgt aus:

»Die Befestigungsweise der Schienen auf den Querschwellen mittelst Bolzen ist eine einfache und sichere, das hierher gelangte Material weist indess einen Mangel darin auf, dass die an der Unterseite der Schwellen befindlichen Rippen zur Verhinderung des Drehens der Bolzen beim Anziehen nicht scharf genug profilirt sind, und nicht kräftig genug vorstehen, so dass sie ihren Zweck nicht gehörig erfüllen; es war vielfach erforderlich, den Kopf von unten mit einer Zange festzuhalten, um die Schraubenmuttern fest anzuziehen zu können. Es wäre dieser Zweck vielleicht besser zu erreichen, indem man den Bolzenschaft am Kopfe vierkantig gestaltete, und den Löchern in den Schwellen entsprechend viereckige Form gäbe.

Eine Vorkehrung, einer Längerverschiebung der Schienen auf den Schwellen vorzubeugen wird vermisst; ob die Reibung

unter den angezogenen Schrauben dagegen ausreicht, muss der Versuch des Einlegens in ein befahrenes Gleise ausweisen.

Das Einbauen geht rasch von statten, sobald eine gut vorbereitete Kiesbettung vorhanden; dieselbe wurde für den Einbau schmäler, als Schwellenbreite gehalten.

In dreissig Minuten wurden 10 Schienenlängen = 60^m montirt und verlegt. Die Lage des eingelegten Gleises in der Bettung erscheint sehr fest; ein nachträgliches seitwärts Rutschen ist nur unter Aufgrabung mehrerer Schienenlängen möglich.

Für Verkehrsbahnen unter gewöhnlichen Verhältnissen erscheint das System in seiner allgemeinen Anordnung sehr günstig.

Gegen die Verwendung zu Kriegsbahnen dagegen sprechen folgende Punkte:

1. Die Schwellenform verlangt eine starke Kiesbettung, welche vor dem Einbau sehr correct ausgeführt und der späteren Trage und Höhenlage genau entsprechend sein muss.

2. Ein Einbringen der Kiesbettung unter das auf der Planie vorgestreckte Gleis und mittelst Kiestransportes auf demselben (wie bei hölzernen Querschwellen) ist nicht möglich.

Dagegen ist anzuerkennen, dass eine bedeutende Quantität Bettungsmaterial dadurch erspart wird, dass vor den Schwellenköpfen keine Schüttung erforderlich; auch wird in Folge hiervon eine beträchtlich geringere Terrainbreite in Anspruch genommen.

3. In Curven müssen die Schwellen besonders gelocht werden.«

Nachträglich hat die Betriebs-Abtheilung der K. p. Militär-Eisenbahn die oben versuchten Schwellen in Benutzung genommen und nach 14monatlicher Verwendung dem Gefertigten folgende Mittheilung gemacht: «Die im April a. pr. südlich des Bahnhofes Berlin verlegten und seit dem 15. Mai desselben Jahres dauernd befahrenen Querschwellen nach dem System Lazar sind nur einmal — etwa 4 Wochen nach Inbetriebsetzung — nachgestopft worden und liegen noch heute (18. Juni 1878) durchaus fest und gleichmässig gut. Dagegen stellten sich bei genauer Untersuchung die anschliessenden 5 hölzernen Schwellen (beiderseits) als gelockert heraus, so dass es scheint, als ob der eiserne Oberbau im Ganzen (8 Schienenlängen) sich etwas gesetzt habe.»

Es sei hier noch bemerkt, dass die hier erwähnten Schwellen ohne die sogenannten Versteifungsbleche ausgeführt sind und ebenfalls eine Breite von 20^{cm} und eine Länge von 2,3^m haben.

Während von den bisher genannten Bahnen über dieses Oberbau-System nur günstige Resultate berichtet wurden, war die Direction der Kön. ungarischen Staatsbahnen genöthigt, dem Gefertigten anzuzeigen, dass sie nach circa einjähriger Benutzung eine Partie eiserner Querschwellen, die im Monate Juli 1876 in einem stark befahrenen Gleise im Bahnhofe in Buda-Pest verlegt wurden, wieder aus der Bahn entfernen musste.

Es muss dieser Misserfolg um so auffallender erscheinen, als die in Buda-Pest verlegten Schwellen genau dieselben Dimen-

sionen hatten und von demselben Werke geliefert wurden, wie die in Berlin in Verwendung genommenen Schwellen.

Auf Grund sehr eingehender Beobachtungen während der Benutzung der von der ungarischen Staatsbahn verlegten Schwellen durch den Gefertigten war derselbe in der Lage, die Ursachen des ungünstigen Resultates zu constatiren.

Diese Ursachen waren:

- a. Zur Unterstopfung der Eisenschwellen wurde ein Bettungsmaterial verwendet, welches aus einem Gemische von Kohlenlöse und stark mit Lehm verunreinigtem Flussschotter bestand, ein Bettungsmaterial, welches für jeden eisernen Oberbau als geradezu unverwendbar bezeichnet werden musste.
- b. Für Entwässerung des Planums war nicht im mindesten gesorgt, wodurch die ungünstigen Wirkungen des schlechten Bettungsmaterials im erhöhten Grade sich fühlbar machten.
- c. Die Eisenschwellen wurden mit festen Stössen verlegt. Dass die Schwellen nach den gewählten Dimensionen mit 20^{cm} Breite ausschliesslich nur für schwebende Stösse angewendet werden konnten, und dass selbstverständlich in der Direction der K. ung. Staatbahnen vorgelegten Zeichnung ausdrücklich der schwebende Stoss vorgeschrieben wurde, ist gänzlich unbeachtet geblieben.

Dass unter den erwähnten Umständen die Eisenschwellen viel zu schwach waren und ein grosser Theil derselben theils stark verbogen wurde, theils gebrochen ist, konnte nicht überraschen und war eigentlich eine selbstverständliche Sache. Im Gegentheile musste es auffallen, dass die Schwellen überhaupt ein volles Jahr verwendet werden konnten: und gerade diese Probe hat dem Gefertigten die vollste Ueberzeugung verschafft, dass sein System bei entsprechend gewählten Dimensionen sich immer bewähren wird.

Zur Begründung dieser Behauptung dürfte die Mittheilung eines Auszuges aus einem Berichte der genannten Direction an den Gefertigten genügen. Dieser lautet: «Zugleich halten wir es für unsere Pflicht, Ihnen mitzutheilen, dass, trotzdem sich die von Ihnen construirten Eisenschwellen für unsere Verhältnisse als zu schwach erwiesen haben, wir die Erfahrung gemacht haben, dass dieselben im Schotterbette fest liegen, keine seitlichen Verschiebungen wahrgenommen wurden, die normale Gleisweite keine Veränderung erlitt, die Verbindung der Schiene mit der Schwelle eine feste war und das Unterkrampe leicht und ohne Anstand bewerkstelligt werden konnte, folglich ein nach Ihrem System hergestellter Oberbau bei verhältnissmässig stärkeren Dimensionen der Schwellen sich wahrscheinlich auch bei unsern Verhältnissen bewähren würde.»

Da übrigens ein Repariren der verbogenen Schwellen möglich war, hat der Gefertigte diese Reparaturen in geeigneter Weise vornehmen lassen und diese Schwellen bei einer andern Bahn neuerdings verwenden lassen. Der Unterzeichnete zweifelt nicht, dass die reparirten Schwellen durch eine lange Reihe von Jahren noch sehr gute Dienste leisten werden.

Auf Grund der bisher vorliegenden Erfahrungen gelangt der Gefertigte zu folgendem Resumé:

Die Grundtype des vorgeschlagenen Profils der T-Träger giebt für eiserne Querschwellen ein sehr verwendbares Profil,

weil dasselbe ein Hohlliegen der Schwellen in irgend einem Theile unbedingt vermeidet, das Unterstopfen der Schwellen dadurch besonders erleichtert, dass das Bettungsmaterial sich sofort fest an der Mittelrippe anschmiegen muss und das Nachkrampe ohne jedwede Lockerung der Kiesbettung geschehen kann.

Die Dimensionen der Schwellen werden den jeweiligen Bahnverhältnissen entsprechend gewählt werden müssen.

Das Abbiegen der Schwellen in senkrechter Richtung der Bahnachse hat sich vorzüglich bewährt und hat sich die Annahme, dass durch diese Abbiegung für neue Bahnanlagen sowohl die Breite der Kiesbettung als auch des Unterbauplanums, gegenüber den Anlagen mit hölzernen Querschwellen, beträchtlich reducirt werden kann, als ganz richtig erwiesen. Es dürfte übrigens vortheilhafter sein, die Abbiegung mit geringern Tiefen als bisher auszuführen, um zu verhüten, dass sich die Schwellenenden zu fest in die Bettung eingraben und in Folge dessen die Enden fester liegen als das unter den Schienen liegende Schwellentheile.

Mit den Versteifungsblechen wurde, da wo sie zur Verwendung gelangt sind, der beabsichtigte Zweck, die Schwellen selbst sehr schwachhalten zu können, vollkommen erreicht. Die Frage, ob es demungeachtet nicht rationeller ist, die Aussteifungen ganz wegzulassen und zur Erreichung einer grössern Stabilität der Gleisanlage lieber stärkere Schwellen anzuwenden (die auch den Vortheil der einfacheren Fabrikation gegenüber den mit Versteifungsblechen armirten Schwellen für sich haben), kann bei den bisher durchgeführten viel zu geringfügigen Versuchen nicht beantwortet werden.

Bei den bisher verwendeten Schwellen des Systems hat sich überall der Uebelstand fühlbar gemacht, dass die Befestigung der Schienen mit den Schwellen für Curven eine besondere Lochung der Schwellen erfordert.

Mit Rücksicht auf die bisher gewonnenen Resultate und insbesondere der constatirten Mängel hat der Gefertigte sich bemüht, sein Oberbausystem zu verbessern, und glaubt dies in folgender Weise erreicht zu haben.

a. Profil der Schwellen. Die Figuren 9 und 10 der Zeichnung auf Taf. XIX zeigen, dass behufs leichterer Fabrikation und zum Zwecke einer soliden Verbindung zwischen Schiene und Schwelle der an die Mittelrippe anschliessende Theil entsprechend stark gehalten ist. Der Theil des Profils, welcher ausschliesslich zur Auflage der Schiene dient und welcher von den Befestigungsmitteln nicht influencirt wird, erhält nur jene Stärke, welche zur Fabrikation der Schwellen und zur Verhütung einer schnellen Zerstörung durch den Rost unbedingt erforderlich ist. Da bei diesen sehr schwachen Dimensionen ein Reissen der äussersten Profilenden bei der Fabrikation eintreten würde, werden die Enden wieder verstärkt und behufs Verstärkung des Profils abgebogen.

b. Befestigungsschrauben. Zur Verhinderung des Drehens der Schraubenköpfe bei Anwendung kreisrunder Schraubenlöcher wird die Mittelrippe des Schwellenprofils benutzt und erhalten die Schwellenköpfe eine solche Form, dass sie beim Anziehen der Schraubenmutter sofort an der Mittelrippe der Schwellen anschlagen.

c. Klemmplatten. Um eine gleiche Lochung aller Eisenschwellen zu ermöglichen und dieselben dessenungeachtet für alle in Curven vorkommenden Spurveränderungen benutzen zu können, werden Klemmplatten von achteckiger oder quadratischer Form angewendet.

Alle Seiten dieser Klemmplatten sind ganz gleich, und jede Seite kann zur Befestigung der Schiene verwendet werden. Da aber die Oeffnung, durch welche der Schraubenschaft durchgesteckt wird, derart excentrisch versetzt ist, dass der Abstand von der Mitte der Oeffnung bis zu jeder Seite der Klemmplatte immer ein anderer ist, so ist es einleuchtend, dass je nach der Form der Klemmplatten 8, 6 oder 4 verschiedene Spurerweiterungen mit einer Platte erzielt werden können.

Bei einem Schienenstrange, bei welchem immer zwei Klemmplatten zur Wirkung kommen, kann natürlich die mit einer Platte zu erreichende Spurveränderung verdoppelt werden.

Mit der in der Figur 11 gezeichneten sechseckigen Klemmplatte können beispielsweise alle Spurerweiterungen von 0 bis 20^{mm} in Abständen von 2^{mm} zu 2^{mm} erzielt werden.

Die in der Figur 12 ersichtliche Klemmplatte von quadratischer Form gestattet Spurveränderungen von 0 bis 18^{mm} mit Unterschieden von 3 zu 3^{mm}.

d. Arretirungsplättchen. Bei der vorgeschlagenen Construction sind Arretirungsplättchen nach Bansen und Lazar, die sich stets bewährt haben, angewendet.

e. Länge und Abbiegung der Schwellen. Hiefür werden die in der Figur 13 ersichtlichen Dimensionen vorgeschlagen.

f. Verlegen des Oberbaues. Bezüglich des Einbauens dieses Oberbausystems bei neuen Anlagen direct auf das Unterbau-Planum wird folgendes Verfahren vorgeschlagen:

Die Schienen werden mit gewöhnlichen Holzschwellen in der Weise vorgelegt, dass diese nur provisorisch und leicht mit den Schienen befestigt werden. Die Holzschwellen sollen an solchen Stellen gegeben werden, an welchen bei definitiver Gleisanlage keine Eisenschwellen zu liegen kommen. Beispielsweise werden für 7^m lange Schienen, welche mit 8 Eisenschwellen und mit schwebenden Stössen zu verlegen sind, 3

Holzschwellen, die an den Stössen und in der Schienenmitte gelegt werden, benutzt.

Die Höhe der Holzschwellen muss gleich der definitiven Schotterbetttiefe sein.

Ist eine genügende Anzahl von Schienen mit den Holzschwellen vorgelegt, die Schienen mit den Laschen verbunden, so wird nach Thunlichkeit der Schienenstrang soweit ausgerichtet, wie es die definitive Gleisanlage erfordert.

Hierauf werden mit Transportwagen die Eisenschwellen und das zur Unterstopfung derselben nöthige Kiesmaterial auf dem vorgesteckten Gleise zugeführt.

Die Eisenschwellen werden nun an den Schienen angeschraubt.

Diese Arbeit wird sehr leicht auszuführen sein, weil sämtliche Eisenschwellen überall zugänglich sind. Hierauf werden die Eisenschwellen solid mit dem Bettungsmaterial unterstopft und das Gleise genau der Höhen- und Richtungslage entsprechend ausgerichtet. Es werden dann die provisorisch gelegten Holzschwellen wieder entfernt und in beliebiger Weise die Vollschorterung des Gleises vorgenommen.

Während bei dem Oberbau mit hölzernen Querschwellen das Vorlegen des Gleises auf die Planie ein oftmaliges Nachheben des Gleises erfordert, entfällt diese Arbeit hier vollständig.

Das Legen des Gleises mit eisernen Querschwellen wird daher nicht nur mit geringern Kosten, sondern auch in soliderer Weise als mit Holzschwellen ausgeführt werden können.

Der Gefertigte schliesst mit dem Wunsche, durch diesen Bericht sein Scherfein zur Einführung des eisernen Oberbaues beigetragen zu haben, und giebt sich der Erwartung hin, dass auf Grund der vorliegenden Resultate die Versuche mit seinem Systeme von den Eisenbahngesellschaften in jener Ausdehnung fortgesetzt werden, die erforderlich ist, um den Werth und die Brauchbarkeit des Systems vollständig richtig beurtheilen zu können.

Wien, den 28. Januar 1879.

Adolf Lazar,

Ober-Ingenieur der K. K. General-Inspection der österreichischen Eisenbahnen.

Die geometrische Construction der Normal-Ausweichungen im Gebiet des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Mitgetheilt von A. J. Susemihl, Baumeister und Vorsteher der Bauinspection der Hinterpommerschen Bahn in Stargard in Pommern.

Betrachtet man die zur Zeit auf den verschiedenen Bahnen im Gebrauch befindlichen Ausweichungen in Bezug auf ihre geometrische Construction, so findet man eine so grosse Mannigfaltigkeit, dass man unwillkürlich die Frage aufwirft: Ist diese Mannigfaltigkeit auch bei dem heutigen Stande des Eisenbahnbauwesens noch gerechtfertigt? Es lässt sich zwar nicht leugnen, dass eine gewisse Verschiedenheit durch die localen Verhältnisse des grossen Gebietes des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen bedingt wird, trotzdem dürfte es angänglich

sein, unter Berücksichtigung der bei den einzelnen Bahnen gemachten Erfahrungen die zur Zeit für die geometrische Construction üblichen allgemeinen Normen enger einzuzugrenzen.

Auf Grund der dem Verfasser von den meisten Verwaltungen kürzlich bereitwilligst mitgetheilten Angaben über (die im Gebrauch befindlichen Ausweichungen*) sollen in Nachfol-

*) Die Zusammenstellung dieser Angaben ist den kürzlich im Verlage von Julius Springer, Berlin, erschienenen „Gleisberechnungen“ des Verfassers beigefügt.

gendem die bei der geometrischen Construction der Ausweichungen üblichen Abmessungen kurz besprochen werden.

Mit «Ausweichungen» wird die gesammte Anordnung, welche zur Ablenkung der Fahrzeuge dient, mit «Weiche» der erste Theil, bei welchem die Ablenkung beginnt, bezeichnet werden.

1. Allgemeine Anordnung.

Jede Ausweichung bezweckt die Verbindung zweier Gleise; man erreicht eine solche dadurch, dass den Fahrzeugen die Möglichkeit einer Richtungsveränderung gewährt wird. Am zweckmässigsten würde es sein, wenn diese Richtungsveränderung wie auf der freien Bahnstrecke allmählich und ausschliesslich mittelst Curven bewirkt werden könnte. Eine solche Einrichtung ist indessen für Ausweichungen in der Praxis nicht möglich, da Zungenspitzen, welche die Mutterschiene tangiren, nicht ausgeführt werden können. Man hat allerdings diese Anordnung durch Abstumpfung der äussersten Zungenspitze annähernd herzustellen gesucht, indessen ist diese Construction nur vereinzelt ausgeführt, da dieselbe bekanntlich, wenn man die üblichen Zungenlängen nicht überschreiten will, nur kleine Krümmungsradien für die Zungen zulässt. Man bewirkt die Richtungsveränderung der Fahrzeuge zur Zeit meistens in der Weise, dass zunächst an der Zungenspitze eine plötzliche Ablenkung und demnächst die allmähliche Ablenkung mittelst Curve erfolgt. Unter Zugrundelegung dieses Principes sind vorzugsweise, je nachdem die plötzliche und allmähliche Ablenkung durch eine Gerade vermittelt wird, 3 Anordnungen zur Ausführung gekommen.

1. Gerade Zungen, d. h. die plötzliche Ablenkung wird durch eine Gerade gleich der ganzen Zungenlänge mit der Curve vermittelt.

2. Die Anordnung ad 1. mit der Modification, dass die vermittelnde Gerade kleiner als die Zungenlänge ist, d. h. die Zunge ist zum Theil gerade, zum Theil gekrümmt.

3. Die plötzliche Ablenkung geht an der Zungenspitze ohne Vermittelung einer Geraden in die Curve über, d. h. die Zunge wird in ihrer ganzen Länge gekrümmt.

Die grösste Verbreitung hat die erste Anordnung gefunden, jedenfalls, weil sie die einfachste ist; allem Anschein nach wird indessen die dritte Anordnung die üblichste werden, denn bei allen grösseren Bahnen, welche in neuerer Zeit ausgeführt resp. noch im Bau begriffen sind, ist ihr der Vorzug gegeben.

Bei Aufstellung der geometrischen Construction einer Ausweichung wird in erster Linie zu berücksichtigen sein, welche specielle Verwendung die Ausweichung finden soll. Im Allgemeinen wird man stets darauf Bedacht nehmen, die Ausweichungen möglichst kurz herzustellen; es würde also bei Ausweichungen für Rangirzüge zweckmässig ein möglichst grosser Ablenkungswinkel an der Zungenspitze, dagegen ein möglichst kleiner Curvenradius genommen werden können.

Da indessen für jeden Ablenkungswinkel eine besondere Weiche construirt werden muss, so haben die meisten Verwaltungen den Vortheil, welcher durch Annahme verschiedener Ablenkungswinkel entsteht, aufgegeben gegenüber dem Vortheil, sämtliche Ausweichungen mit einer Normalweiche construiren zu können; der Unterschied zwischen den verschiedenen Aus-

weichungen beschränkt sich dann vorzugsweise auf die Grösse des Weichencurven-Radius. Einzelne Bahnen haben 2, sogar 3 Normalweichen construirt, um den Vortheil, der aus den verschiedenen Ablenkungswinkeln entspringt, möglichst auszunutzen; diese 3 Weichensorten sind bestimmt: 1. für Ausweichungen, deren Curven von ganzen Zügen befahren werden; 2. für Ausweichungen, deren Curven nur von Rangirzügen befahren werden; 3. für englische Ausweichungen; je nach der Bedeutung der einzelnen Ausweichungen werden dann noch grössere oder kleinere Radien für die Weichencurve angenommen.

2. Die Weiche.

Für die geometrische Construction einer Ausweichung ist vorzugsweise diejenige Seite der Weiche maassgebend, welche sich an die äussere Weichencurve anschliesst. Die Grundriss-Formen der für diese Seite zur Verwendung kommenden Zungen sind bereits im Allgemeinen angeführt. Bezüglich der speciellen Abmessungen sei Folgendes bemerkt: Die angeführten Zungenlängen differiren zwischen 3,72^m und 5,75^m. Die Ablenkungswinkel an der Zungenspitze sind im Allgemeinen bei gekrümmten Zungen wesentlich kleiner als bei geraden Zungen, was mit Rücksicht auf das sanfte Passiren der Fahrzeuge durch die Weiche wohl zu beachten ist. Bei gekrümmten Zungen ist der kleinste Ablenkungswinkel 14' 27'', der grösste 1° 18' (abgesehen von den für englische Ausweichungen bestimmten Weichen), bei geraden Zungen dagegen der kleinste Ablenkungswinkel 1° 3' 53'', der grösste 1° 29' 18''. Der grösste Ablenkungswinkel, ist bei englischen Ausweichungen mit gekrümmten Zungen zur Ausführung gekommen und beträgt 1° 49' 58''. Vergleicht man bei einzelnen Ausweichungen die Grösse des Ablenkungswinkels mit der Grösse des Radius der anschliessenden Weichencurve, so treten mehrfach gewissermaassen Widersprüche auf; es finden sich beispielsweise bei geraden Ausweichungen mit geraden Zungen folgende Zusammenstellungen: Ablenkungswinkel 1° 4' 31'' mit Radius 151,72^m; anderseits Ablenkungswinkel 1° 27' 10'' mit Radius 258^m, sowie Ablenkungswinkel 1° 26' 47'' mit Radius 287,524^m; bei englischen Ausweichungen mit gekrümmten Zungen kommt vor: Ablenkungswinkel 1° 49' 58'' mit Radius 200^m. Die meisten Verwaltungen, welche nur eine Weichensorte verwenden, haben für den Ablenkungswinkel einen Mittelwerth angenommen, bei geraden Zungen etwa 1° 10' bis 1° 18'; bei gekrümmten Zungen etwa 40'.

Dem Ablenkungswinkel bei geraden Zungen entspricht mit Rücksicht auf die Weichencurve bei gekrümmten Zungen der durch die Mutterschiene und die verlängerte Tangente der äusseren Weichencurve an der Zungenwurzel gebildete Winkel; dieser ist wesentlich grösser bei gekrümmten Zungen und beträgt durchschnittlich 2°, es kommt sogar 2° 42' und bei englischen Ausweichungen 2° 53' 58'' vor, während der bezügliche Winkel bei geraden Zungen (abgesehen von englischen Ausweichungen) höchstens zu 1° 29' 18'' angenommen ist. Da die Länge der Ausweichungen um so kleiner ausfällt, je grösser dieser Winkel ist, so liegt hierin ein zweiter Vortheil der gekrümmten Zungen. Der Radius der gekrümmten Zungen differirt zwischen 150^m und 380^m; auch bei Ausweichungen

für Hauptgleise finden sich mehrfach Zungenradien, die wesentlich kleiner als 180^m sind. Bei einzelnen Bahnen haben Zungenradius und Radius der Weichencurve gleiche Grösse, bei den meisten Bahnen sind dieselben verschieden.

3. Uebergang von der Weiche zur Weichencurve.

In der Regel ist die gerade Zunge oder bei gekrümmten Zungen die Tangente am Drehpunkt zugleich Tangente an der Weichencurve. Nur bei einer geringen Anzahl Bahnen tangiren die geraden Zungen die Weichencurve nicht. Es beträgt beispielsweise der Ablenkungswinkel an der Spitze der geraden Zunge $1^{\circ} 9'$, während die verlängerte Tangente der äusseren Weichencurve an der Zungenwurzel mit der Mutterschiene den Winkel $2^{\circ} 3'$ bildet.

4. Weichencurve.

Die zur Verwendung gekommenen Radien haben sehr verschiedene Grössen und zwar liegen dieselben zwischen 125^m und $376,62^m$. Radien unter 180^m kommen namentlich bei geraden Zungen nur vereinzelt vor. Bei vielen Bahnen ist die Grösse des Radius in abgerundeter Zahl angenommen, während bei den neueren Normalausweichungen die Grösse desselben mit Rücksicht auf die zur Disposition stehenden Schienenlängen berechnet ist.

5. Der Uebergang von der Weichencurve zur Herzstückspitze.

Gewöhnlich pflegt zwischen der Herzstückspitze und der Weichencurve eine Gerade zu liegen; die Ansichten über den Werth derselben sind offenbar sehr getheilt. Einzelne Bahnen verwerfen eine Gerade ganz oder geben derselben mit Rücksicht auf die Construction des Herzstücks nur die Länge von Herzstückspitze bis Herzstückstoss; andere Bahnen legen grosses Gewicht darauf, dass die Herzstückgerade möglichst lang ist. Die zur Ausführung gekommenen Längen differiren von 0^m bis $5,71^m$.

6. Das Herzstück.

Auf den österreichischen Bahnen erfolgt die Angabe des Herzstückwinkels nach Graden, bei den deutschen Bahnen gewöhnlich durch die trigonometrische Tangente in Form eines Bruches mit dem Zähler 1. Mehrfach (namentlich in Fabriken) wird indessen unter Neigungsverhältniss des Herzstücks das Verhältniss der Basis (= 1) zur Höhe eines gleichschenkeligen Dreiecks, dessen Spitze der mathematische Kreuzungspunkt ist, verstanden. d. h. $1 : n$ wird nicht $= \operatorname{tg} a$ sondern $= 2 \sin \frac{a}{2}$ angenommen. Wiewohl die Differenz zwischen beiden Werthen eine unbedeutende ist, dürfte es doch erwünscht sein, den Ausdruck «Neigungsverhältniss des Herzstücks» zu präcisiren.

Die Grösse des Herzstückwinkels differirt auf den österreichischen Bahnen zwischen $7^{\circ} 38' 19''$ und $4^{\circ} 21' 26''$; auf deutschen Bahnen kommen mit geringen Ausnahmen bei geraden Ausweichungen nur die Verhältnisse $1 : 9$, $1 : 10$ und $1 : 11$ vor; grössere Neigungsverhältnisse finden sich namentlich bei symmetrischen und englischen Ausweichungen. Das kleinste Herzstückverhältniss ist $1 : 13,0335$.

Bei den englischen Ausweichungen hat man dahin gestrebt, das Herzstückverhältniss möglichst gross zu construiren, um das Passiren der Kreuzungsstücke zu sichern. Während die Herzstücke bei diesen Ausweichungen gewöhnlich ein Verhältniss $1 : 10$ und $1 : 9$ haben ($1 : 11$ kommt höchst selten vor), hat man namentlich durch Vergrösserung des Ablenkungswinkels an der Zungenspitze ($1^{\circ} 49' 58''$) die Verwendung eines Herzstücks $1 : 7,115$ ermöglicht. Seitdem es indessen gestattet ist, einzelne Constructionstheile des Gleises bis zu 50^m über Schienenoberkante anzubringen, werden solche Ueberschreitungen der üblichen Maasse sich wohl kaum wiederholen, da bei Verwendung überhöhter Zwangschienen auch bei geringerem Kreuzungsverhältniss die führunglose Stelle in den Herzstücken auf ein Minimum reducirt werden kann.

Stargard i./Pomm. im Februar 1879.

Weichen-Verschluss mit selbstthätigem Sicherheitssignal zur Angabe, ob die Weiche vollständig schliesst oder nicht?

(Patent Dünaj).

(Hierzu Fig. 1—8 auf Taf. XIX.)

Die meisten Entgleisungen kommen vor beim Befahren der Weichen gegen die Spitze in Folge nicht vollkommenen Schliessens der Zungen.

Die bezüglichlichen Sicherheitsvorrichtungen (Druckschiene-Stellapparate) haben sich bis jetzt nicht bewährt und keine allgemeine Anwendung gefunden, hauptsächlich, weil sie alle den Fehler haben, dass sie in den meisten Fällen, wo sie nützen sollen, nicht nützen können; indem sie nicht im Stande sind, ein zwischen Zunge und Anschlagschiene vorhandenes Hinderniss (Stein, Eis, Schnee u. s. w.) zu beseitigen. (Wenn ein derartiges Hinderniss vorhanden ist, ohne vom Weichensteller rechtzeitig bemerkt und beseitigt zu werden, muss bei

Einfahrt des Zuges zuerst die Sicherheitsvorrichtung mehr oder weniger zerstört werden und die Entgleisung folgt.)

Mit seltener Ausnahme sind gerade diese Hindernisse Ursache des nicht vollkommenen Schliessens der Weichen.

Der Weichensteller befindet sich beim Umstellen einer Weiche am Weichenbock. Von diesem Standpunkte aus kann er, der schiefen Sehnlinie wegen, leicht übersehen, dass die Zunge nicht vollständig schliesst.

Bei den jetzigen Weichensignal-Vorrichtungen ist ein bezüglichliches Controliren des Weichenstellers schwer, eigentlich unmöglich. Die genannten Signalvorrichtungen geben bloss an, für welches Gleis die Weiche gestellt ist, aber

nicht, ob die betreffende Zunge vollständig schliesst oder nicht. Ob die Weichenlaterne ein wenig mehr oder weniger senkrecht resp. parallel zum Gleise steht, lässt sich von Weitem schwer beurtheilen, besonders, wenn die Weiche in, oder am Ende einer Curve liegt; sogar in der Nähe wird dies leicht übersehen.

Um diese mangelhaften Einrichtungen zu verbessern und die damit verbundenen grossen Gefahren zu beseitigen, habe ich den Weichenverschluss mit dem Sicherheits-signal construirt.

Diese Sicherheitsvorrichtung ist hauptsächlich vortheilhaft für Bahnhofs-Endweichen.

Die Bestandtheile derselben sind aus Eisen und in Folgendem beschrieben:

a b und *c d* sind zwei Wellen, welche auf zwei Schwellen der Weiche in horizontaler Lage mittelst Unterlagsplatten, Ueberbändern und Schienenschrauben befestigt sind. Jede dieser Platten nebst dem dazu gehörenden Ueberbände bildet ein Lager für eine dieser Wellen, in welchem sich dieselbe drehen kann. (Eine der besagten Weichenschwellen muss die Weichenbockschwelle, die andere, eine der beiden Nachbarschwellen sein.)

e f und *fg* sind zwei Hebel, welche an den Enden *f* verbunden, an den anderen Enden *e* und *g* auf den genannten Wellen befestigt sind.

h i ist ein Hebel, welcher auf der dem Weichenbock zunächst liegenden Welle befestigt ist.

Damit die Befestigung solid sei, sind die Druckschrauben *k* angebracht. (Der Hebel *h i* lässt sich beim Anbringen auf der Welle, je nachdem die Lage und Breite des Weichenbockes es erfordern, verschieben, sogar wenn nöthig, gewissermassen in der Verlängerung des Hebels *fg* anbringen.)

Für den Hebel *h i* ist die gabelförmige Führung *l* hergestellt, welche an die Schwelle befestigt wird. (Diese Führung ist nicht bei allen Weichen nöthig.)

m n ist eine Stange, welche an die Weichenlaterne so befestigt ist, dass sie sich auf- und abschieben lässt.

Diese verschiebbare Stange ist mit dem Ende *i* des Hebels *h i* mittelst der Leitstange *o p* verbunden.

Am oberen Ende der verschiebbaren Stange ist ein Blechkorb (Blechring) *q* angebracht. Dieser ist roth angestrichen und hat auf vier Seiten Rahmen, welche mit rothen Scheiben versehen sind.

Alle vorher beschriebenen Hebel, Stangen und der Blechkorb sind so mit einander verbunden, dass jede Bewegung Eines derselben, eine entsprechende Bewegung aller Uebrigen veranlassen muss.

Die beiden Hebel *e f* und *fg* sind mit Sperrhaken *r* versehen; einer dieser Haken liegt dicht an dem Fuss der vollkommen schliessenden Zunge und sperrt dieselbe; der andere befindet sich zwischen der offenen Zunge und der dazu gehörenden Anschlagschiene. Es findet dies statt, ob die Weiche für das Gleis rechts oder links gestellt ist. Dadurch ist die Weiche stets gesperrt. (Bei Weichen, welche auf Langblechen ruhen, muss für jeden dieser Sperrhaken ein Schlitz oder ein Loch in dem Bleche hergestellt werden.)

Die Sperrhaken werden nach Wunsch in dreierlei Weise angefertigt.

A. (Fig. 5).

Beim Aufschneiden der Weiche nachgebend, so dass dabei gar keine Beschädigung vorkommen kann, indem die beiden Haken der Kraft des betreffenden Fahrzeuges nachgeben und umkippen; sie können dann mittelst Zange aufgesteckt werden. Beim Umlegen des Weichen-Contragewichtes, ohne den Hebel *h i* zu heben, geben die Haken nicht nach.

B. (Fig. 6).

Schwach construirt und angeschraubt, so dass beim Aufschneiden einer Weiche die Haken leicht abbrechen und dann leicht ersetzt werden können.

C. (Fig. 7).

Schwach construirt und an die Hebel angeschweisst, so dass beim Aufschneiden einer Weiche die Haken leicht abbrechen und durch Anschweissung ersetzt werden können.

Die Construction B und C entspricht nicht dem §. 64 der Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahnen. Wenn man aber bedenkt, dass das Aufschneiden einer Weiche äusserst selten vorkommt, und dass dabei die Haken abbrechen, also nachgeben, kann man dieselben nicht streng als Einfallhaken betrachten.

Die Construction A widerspricht dem §. 64 der Vereinbarungen nicht, auch wenn man denselben im strengsten Sinne auffasst, denn die Haken hören auf Einfallhaken zu sein im Momente des Aufschneidens der betreffenden Weiche; dabei bilden dieselben dennoch einen vollständigen Weichenverschluss.

Wenn die Weiche umgestellt werden soll, muss sie vorerst aufgesperrt werden. Dies geschieht dadurch, dass der Weichensteller mit einer Hand das Hebelende *i* hebt, wodurch alle genannten Hebel, Stangen und der Blechkorb die in der Zeichnung durch kurze Striche dargestellte Lage annehmen; mit der anderen Hand stellt er gleichzeitig die Weiche um; dann lässt er das Hebelende *i* los und alle Hebel, Stangen und Blechring nehmen selbstthätig sofort die ursprüngliche Lage an, wenn die betreffende Zunge vollständig schliesst, widrigenfalls, auch wenn die Ungenauigkeit nur einige Millimeter beträgt, muss einer der Sperrhaken an den Fuss der schliessen sollenden Zunge anstossen und kann nicht in die Höhe springen; in Folge dessen bleiben auch alle Hebel, Stangen und Blechkorb in der durch kurze Striche dargestellten Lage.

Bei nicht vollständigem Schliessen der Zunge präsentirt sich also an der Weichenlaterne der Blechkorb, indem er dieselbe grösstentheils deckt; bei Nacht erscheint rothes Licht. Es ist dies also bei Tag und Nacht ein schon in der Ferne und von allen Seiten sichtbares Gefahr-Signal. Auch der unverlässlichste Weichensteller kann ein solches Signal kaum übersehen. Nicht allein der die Weiche bedienende, sondern auch der Nachbar-Weichensteller oder ein beliebiger sich in der Nähe befindende Mensch muss dieses Signal bemerken. Ausserdem kann der dienstthuende Stationsbeamte von Weitem dieses Signal beobachten, also den Weichensteller controliren.

Wenn alle genannten Personen dieses Gefahr-Signal übersehen, was kaum möglich ist, so muss es der anführende Locomotivführer bemerken. Die Sicherheit hängt also nicht mehr, wie bisher, einzig und allein vom Weichensteller ab.

Es ist möglich, besonders bei Weichen, deren Contragewicht beim Umstellen in einer Vertical-Ebene sich bewegt, den Hebel *h i* mit dem Contragewicht der Weiche automatisch zu verbinden, so dass durch Umlegen des Contragewichtes die Weiche aufgesperrt und umgestellt wird.

Bei manchen Weichen ist es unbequem mit der einen Hand den Hebel *h i* zu heben und gleichzeitig mit der anderen die Weiche umzustellen. Für solche habe ich an der Hebelführung *l* seitwärts den Ansatz *s* angebracht, auf welchen sich der Hebel auflegt, wenn er gehoben ist; der Weichensteller hat dann beim Umstellen der Weiche die eine Hand nicht belastet, er kann, wenn es erforderlich ist, beide Hände zum Umstellen der Weiche gebrauchen. Nach erfolgter Umstellung der Weiche hat er einen unbedeutenden Seitendruck auf den Hebel *h i* auszuüben und derselbe fällt sofort herunter.

Es ist leicht aus dem früher Gesagten zu ersehen, dass das Aufsperrn der Weiche und Umstellen derselben in allen Fällen bequem und nicht zeitraubend ist.

Damit die Weiche, wenn es erforderlich ist, absolut verschlossen bleibe, habe ich die Schenkel der Hebelführung *l* durchbohrt, genau über der oberen Fläche des Hebels *h i* in seiner tiefsten Lage. An einem der Schenkel hängt ein durchlöcherter Bolzen. Dieser Bolzen wird durch die in den Führungsschenkeln befindlichen Löcher durchgesteckt und mittelst eines Hängeschlosses angeschlossen. Der Hebel *h i* kann dann nicht gehoben werden und die Weiche bleibt verschlossen.

Diese Sicherheitsvorrichtung lässt sich in vielen Fällen auch als Mittel zur Blockirung der Weichen anwenden; zu diesem Zwecke braucht man bloß (wo es die Localverhältnisse gestatten) das Hebelende *i* mit einem im Stationsbureau an-

gebrachten Hebel mittelst über Rollen geführten Drahtzug zu verbinden.

Ich habe bei der vorliegenden Zeichnung die Normalzeichnung für Weichen der Rechte-Oder-Ufer-Eisenbahn zu Grunde gelegt, die Bestandtheile des Weichenverschlusses und des Sicherheitssignales habe ich jedoch derart construirt, dass Spielraum bleibt, damit dieselben an die meisten Weichen anderer Bahnen, ohne irgend welche Aenderung, angebracht werden können. Da aber die Weichen-Constructionen in ihren Details äusserst mannigfaltig sind, werden doch hier und da unbedeutende Aenderungen an den einzelnen Theilen vorgenommen werden müssen. (So z. B. bei Weichen mit sehr niedrigen Laternenstangen werden die Stangen *m n* und *o p* kürzer sein müssen, als in der Zeichnung angegeben; bei Weichen mit sehr hohen Weichenstählen werden die unter den Wellen liegenden Platten stärker oder unterlegt sein müssen; auch die Construction des Korbes wird für manche Weichen anders sein müssen, als in der Zeichnung dargestellt, da die Weichenlaternen sehr verschiedenartig sind: — u. s. w.)

Bei Bestellungen wird es zweckmässig sein, eine Zeichnung der betreffenden Weiche einzusenden, damit ich in der Lage sei, die etwa erforderlichen Aenderungen ausführen zu lassen.

Diese Sicherheitsvorrichtung im Princip lässt sich an die verschiedenartigsten Weichen anbringen. Für viele kann die Construction vereinfacht werden. So z. B. kann man die Wellen *a b*, *c d* und die Hebel *e f*, *f g*, *h i* weglassen und dafür eine circa 3^m lange Welle an die Weichenbockschwelle befestigen, diese Welle mit 2 in beschriebener Weise construirt Haken versehen, und das bis zum Weichenbock reichende Wellenende kurbelartig mit der Leitstange *o p* verbinden.

Die Sperrhaken würden sich bei dieser Construction nicht, wie in der Zeichnung dargestellt, von unten nach oben, sondern von seitwärts heben bzw. senken. Die Wirkung auf den Korb würde ganz dieselbe sein, wie bei der in der Zeichnung dargestellten Construction.

Ueber die Diagonal-Systeme der eisernen Brücken gegen Winddruck.

Unter diesem Titel hat Herr *Jebens* im Jahrgange 1878 des Organs, S. 203 eine Mittheilung gemacht, in welcher nachgewiesen wird, dass eine einseitige Belastung einer zweigleisigen Brücke eine starke Beanspruchung der unteren Windverstrebung hervorrufe. Die dabei gemachte Voraussetzung, dass die rechteckigen Querschnitte der Brücke unverschiebbar seien und dass in Folge dessen keine seitliche Ausweichung der Untergurte eintrete, ist bei den üblichen Constructionen der Querverstrebung aber nicht ganz zutreffend. Nimmt man an, dass Querversteifungen zwischen den Enden der Träger nicht bestehen (wie dies ja mehrfach der Fall und bei Anwendung einer oberen und unteren Windverstrebung auch zulässig ist), so tritt bei jeder Belastung, auch bei der Belastung beider Gleise, ein Zug in den Diagonalen der unteren Windverstrebung (doppelte Diagonalen vorausgesetzt) und in den Normalen der

oberen Windverstrebung, dagegen ein Druck in den Normalen der unteren Windverstrebung und in den Diagonalen der oberen Windverstrebung ein. Bei Belastung beider Gleise kann diese Spannung pro Flächeneinheit in den Gurten ziemlich nahe kommen; bei Belastung nur eines Gleises wird diese Spannung aber nahezu nur halb so gross. Sind dagegen Querversteifungen vorhanden, so kann die Spannung in den Windstreben bei einseitiger Belastung allerdings grösser werden, sie wird indess in der Regel kleiner, als bei der Belastung beider Gleise bleiben. Wendet man nur einfache Diagonalen an, so entstehen Spannungen in den Windstreben nicht, wenn keine Querverstrebung vorhanden sind, weder bei Belastung beider Gleise noch eines Gleises.

Man könnte diese durch die Belastung in den Windstreben erzeugten Spannungen mässigen, indem man die Diagonalen

der unteren Windverstrebung locker, die der oberen Windverstrebung dagegen straff anordnet. Ein wesentlicher Nachtheil ist aber in der übermässigen Spannung der Diagonalen, welche entstehen kann, wenn eine Belastung und der Winddruck gleichzeitig wirkt, wohl nicht zu überblicken, da wohl nicht anzunehmen ist, dass der Bruch einer Winddiagonale einen weiteren Nachtheil herbeiführen würde. Man kann in den Windverstreubungen jedenfalls viel höhere Spannungen zu-

lassen, als in den Hauptträgern. Diese Spannung in den Winddiagonalen bietet aber auch einen kleinen Vortheil, indem durch dieselbe die Gurte der Hauptträger etwas entlastet werden, oder wenn man will, dass man die Querschnitte der Gurte entsprechend schwächer halten kann.

Eine theoretische Untersuchung findet sich in meinem Buche über Querconstructionen eiserner Brücken. Wien, 1879.

E. Winkler.

Theorie der Bremsen.

(Schluss.)

Von **Eug. Ferron**, Ingenieur, Regierungs-Commissar der Eisenbahnen des Grossherzogthums Luxemburg.

Im ersten Theile meiner Abhandlung über die «Theorie der Bremsen» habe ich (Organ 1878, 4. H. S. 143) eines Umstandes Erwähnung gethan, welcher nicht immer genügende Berücksichtigung findet: Es handelt sich um ein Princip der rationellen Mechanik, laut welchem die bei einem sich bewegenden Massensysteme etwa vorhandenen thätigen inneren Kräfte auf die fortschreitende Bewegung des Systems ohne Einfluss sind, wie dies sichtlich genug in der Gleichung der angesammelten Arbeiten,

$$\frac{1}{2} \sum m (v_1^2 - v_2^2) = \int \sum P \, dp - \int \sum Q \, dq,$$

Ausdruck gefunden, und in welcher Q das Symbol der äusseren widerstrebenden, P jenes der beschleunigenden äusseren Kräfte vorstellen. Meiner Meinung bedarf es keinerlei directen Beweisführung, um darzulegen, dass in einem sich bewegenden Eisenbahnzuge die Reibungen zwischen Bremsklotz und Rad nur die Rolle von inneren Kräften zu spielen vermögen; dieselben einfach durch das Entstehen von äusseren Kräften an den Contactlinien zwischen Schiene und Rad und zwar in Folge der Hemmung der relativen Bewegungen, welche den gebremsten Rädern und Achsen beigebracht werden.

Auf Grund dieser Bemerkungen muss die Formel

$$\frac{1}{2} P s = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} (v_1^2 - v_2^2) - f Q s,$$

welche bisweilen zur Darstellung der Wirkung der Bremsen gegeben wird, folgendermaassen Berichtigung zulassen:

Man bezeichne mit Q das Gewicht des ganzen Zuges incl. Maschine und Tender;

Q' das Gewicht der gebremsten Fahrzeuge, und endlich mit

W die Gesamt-Widerstände ausschliesslich derjenigen, welche an den gebremsten Achsen zwischen Rad und Schiene durch das Bremsen entstehen.

Das Princip der lebendigen Kräfte liefert dann die Gleichung

$$\frac{1}{2} \frac{Q}{g} (v_1^2 - v_2^2) = f Q' s + W s,$$

aus welcher dann für den richtigeren Ausdruck der Wirkung der Bremsen (äussere)

$$f Q' s = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} (v_1^2 - v_2^2) - W s \dots (i)$$

sich ergibt.

Der Werth von W lässt sich leicht in jedem speciellen Falle mit Hülfe der Formeln von Redtenbacher oder

Vuillemin ermitteln, und bezüglich des Coefficienten f ist zu berücksichtigen, dass, falls die Bremsen nicht mit dem Maximal-Effect arbeiten, f' anstatt f zu nehmen ist.

Zwischen dem Werthe der Pressung X, welche durch den Klotz auf das Rad ausgeübt wird, und dem durchlaufenen Wege besteht das Verhältniss (S. 143, Organ 1878 IV. H.)

$$X = \frac{P a^2}{2 g f_1 x_1} + \frac{a^2 I}{2 f_1 x_1 r^2}$$

oder

$$f_1 X = f_1' P + \frac{a^2 I}{2 x_1 r^2},$$

woraus dann, wenn durch x_1 multiplicirt wird, als Arbeit der Bremse

$$f_1 X x_1 = f_1' P x_1 + \frac{a^2 I}{2 r^2} \text{ gefunden wird.}$$

Tritt anstatt $f_1 X$, $f_1 R$ in Geltung, d. h. arbeitet die Bremse mit dem Maximal-Effecte, dann erhält man

$$*) x_{1 \min.} = \frac{a^2 I}{2 r^2 \left(f P + f \frac{g I}{r^2} - f P \right)} = \frac{a^2}{2 f g},$$

für einen isolirten Wagen, welcher gebremst wird und folglich, wenn v_1 an die Stelle von a tritt,

$$x_{1 \min.} = \frac{Q(v_1^2 - v_2^2)}{2 f g Q'}$$

für den gedachten Fall eines Eisenbahnzuges, für welchen dann $f Q' s_{\min.}$ die Maximal-Wirkung der Bremsen vorstellen muss,

also $f Q' s_{\min.} = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} (v_1^2 - v_2^2) - W \frac{Q(v_1^2 - v_2^2)}{2 f g Q'}$, in der

Voraussetzung, dass die Räder nur rollen, folglich $x_1 = s$ ist.

Will man ausserdem sich von der Grösse der an den gebremsten Rädern geleisteten inneren Arbeit Rechenschaft geben,

wird es genügen, das Princip der lebendigen Kräfte an die rotirenden Räder und Achsen anzuwenden, und man wird für die gedachte Grösse obigen Werth von $f_1 X x_1$ oder folgenden

identischen $f_1 X s = \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2) \sum m r^2 + f Q' s$

finden; $\sum m r^2$ ist nichts anderes als die Summe der den gebremsten Theilen (rotirenden) entsprechenden Trägheitsmomente.

Der allgemeine Fall der Bewegung eines Eisenbahnzuges ist wohl aber der, bei welchem eine fortschreitende Bewegungsgeschwindigkeit v neben einer ganz verschiedenen Rotations-

Geschwindigkeit v' besteht; dann wird die Formel (i) den Werth der durch die Bremsen hervorgerufenen äusseren Arbeit, wäh-

*) min. bedeutet minimum.

rend $f_1 X s' = \frac{1}{2} (v'^2 - v^2) \Sigma m r^2 + f Q' s'$ speciell die zwischen den Klötzen und Rädern geleistete innere Arbeit bedeuten wird.

Gelegentlich der Ermittlung des Ausdruckes

$$R = \frac{fP}{f_1} + \frac{fgI}{f_1 r^2}$$

ist meinerseits unterlassen worden, den Umstand nachdrücklicher hervorzuheben, dass das Rad unter dem Einflusse dieser Nutz-Maximal-Kraft noch zu rollen vermag. Strenge genommen konnte ich über diesen Punkt hinweggehen, weil ich in dem Drucke R nichts anderes sah und verstand, als das äusserste Stadium der Pressung X, welche in den voranstehenden Formeln sich befindet. Da nun aber durch die Annahme des in Geltung tretenden Reibungscoefficienten f die Idee des gewöhnlichen Gleitens zugleich hervortritt, könnte Unklarheit über die eigentliche Art der Bewegung im gedachten Falle sich rechtfertigen. Meines Erachtens muss jeder Zweifel fallen, wenn, anstatt der vollen Pressung R, die um ein unendlich kleines geringere ($R - dX$), welcher dann auch $(f - df)$ entspricht, in's Auge gefasst wird. Somit bewegt sich das Rad noch vollständig in der Periode, auf welche die Formeln von (1) bis (6) Bezug haben, d. h. der Widerstand, welcher dem Gleiten entgegentritt, ist noch nicht überwunden, und folglich muss das einfache Rollen noch fortbestehen. Ebenso leicht muss es annehmbar erscheinen, dass jeder stärkere Druck wie R zur Erzielung einer rascheren Hemmung der fortschreitenden Bewegung zwecklos wäre, weil durch einen solchen das Vernichten der rotativen angesammelten Arbeit einfach etwas schneller bewerkstelligt würde und folglich das Stellen theilweise durch Schleifen erfolgen würde.

Anders verhält es sich mit einer Thatsache, welche in der schweizerischen Zeitung für Bau- und Verkehrswesen, «Die Eisenbahn», 1878, Bd. IX., Nr. 15, veröffentlicht wurde. Es heisst im Eingange der citirten Mittheilung: «Am 22. und 23. August sind auf der London- und Brighton-Eisenbahn von Professor Douglas Galton und Ingenieur Westinghouse umfassende Versuche über die Wirkung der Eisenbahnbremsen vorgenommen worden, welche auch für weitere Kreise von grosser Wichtigkeit sind. Als Bremse wurde zwar die Westinghouse'sche Luftdruckbremse verwendet, allein es handelte sich weniger darum, die Güte verschiedener Bremsen zu ermitteln, als vielmehr denjenigen Grad der Bremsung zu ermitteln, welcher als der wirksamste zu betrachten ist. Es wurde merkwürdiger Weise über allen Zweifel festgestellt, dass die Wirkung der Bremse geringer ist, wenn dieselbe so stark hemmt, dass das Rad vollständig zum Stillstand und zum Schleifen gebracht wird, als wenn etwas geringere Kraft angewendet wird, sodass das Rad noch in gehemmter Bewegung bleibt.» Diese frappante Erscheinung wäre fast geeignet als Paradox hervorzutreten und jeder Theorie Trotz zu gebieten. Allein mit Hülfe obiger Erörterungen wird es leicht, einzusehen, dass das vorgeführte interessante Factum nichts anderes ist, als eine Folge dieser andern bekannten Thatsache oder Principle, laut welcher die Reibung in der Bewegung viel geringer ist, wie die dem Ruhezustande entsprechende. Tritt nämlich der Maxi-

maldruck R ein, dann beginnt das Gleiten, während zugleich die Umdrehungen des Rades sich forterhalten: die augenblickliche Drechachse, anstatt wie bei dem einfachen Rollen auf der Schienenfläche zu liegen, fällt unterhalb dieselbe und dann immer tiefer bis auf unendlich weite Entfernung, und dies zwar in dem Augenblicke, wo bei immer zunehmender Druckkraft zwischen Bremsklotz und Rad, das einfache Gleiten allein eintritt.

Ist nun wirklich der Wahrheit conform die Thatsache, dass, wenn die Räder fortwährend bis zum Stillstehen gebremst wurden, fast die doppelte Zeit und Entfernung nothwendig war, um bei einer Geschwindigkeit von 50 englischen Meilen (gemäss der schweizerischen Mittheilung), also 80 Kilometer per Stunde, den Zug zu stellen, als wenn der Bremsdruck etwas geringer war, sodass die Räder sich noch bewegten, dann ist dies nothwendiger Weise dem Umstande zuzuschreiben, dass die Reibungswiderstände in der fortschreitenden Bewegung, welche sich geltend machen, sobald die Reibung der Ruhe längs des ersten Wege-Elementes stattgefunden, um ein Bedeutendes geringer sind als die Widerstände $f^n g$, $f^{n-1} g$ etc. oder $(f - df)g$, $(f - 2df)g$, $(f - 3df)g$ etc., welche noch während der vorangehenden Bewegungs-Periode im Spiele waren.

Die soeben besprochenen Versuche wären nun weiter geeignet, ausser den citirten Hauptergebnissen, nebenbei über das 4. Reibungsgesetz, laut welchem die Reibung in der Bewegung von der Geschwindigkeit unabhängig sein soll, einen richtigen Aufschluss zu Tage zu fördern. Zu diesem Ende lasse man auf einer und derselben Strecke einen Zug zweimal nach einander bis zu den Geschwindigkeiten σ und σ' anfahren und bestimme genau die Zeitabschnitte T und T', welche von dem Augenblicke des Einwirkens der Bremsen bis zum Stellen des Zuges verstrichen sind, vorausgesetzt, dass das Schleichen der Räder so schnell als möglich oder gleichsam plötzlich bewirkt werde. Wenn F und F' die Werthe des Reibungscoefficienten der Bewegung vorstellen (die einzigen, welche sichtlich hier zu betrachten sind), dann gelten einerseits zwischen den angeführten Grössen und anderseits zwischen den zurückgelegten Wegestrecken Y und Y' und den Geschwindigkeiten die bekannten Gleichungen

$$T = \frac{\sigma}{g F}, \quad Y = \frac{\sigma^2}{2 g F},$$

$$T' = \frac{\sigma'}{g F'}, \quad Y' = \frac{\sigma'^2}{2 g F'}.$$

Aus denselben erfolgt

$$\frac{T}{T'} = \frac{\sigma}{\sigma'} \times \frac{F'}{F} \quad \text{und} \quad \frac{Y}{Y'} = \frac{\sigma^2}{\sigma'^2} \times \frac{F'}{F}.$$

Da man die Grössen T, T', σ , σ' direct bestimmt hat, findet man sich in der Lage zu untersuchen, in wiefern die erste letzterer zwei Gleichungen sich rechtfertigt: Ist F nicht gleich F', wird man auch nicht $\frac{T}{T'} = \frac{\sigma}{\sigma'}$ erhalten: ist folglich das Verhältniss der Zeitabschnitte kleiner als der Quotient $\frac{\sigma}{\sigma'}$, dann ist dies ein untrüglicher Beweis, dass die Reibung in der Bewegung in entgegengesetztem Verhältniss zu den Zuggeschwindigkeiten steht.

Zum Schlusse sei noch darauf hingewiesen, dass die nun bald beendigte Arbeit über Bremsen, welche vielmehr die allgemeine Theorie mit specieller Anwendung auf zwei von mir näher bekannten Bremsapparate als eine vergleichende Studie mehrerer Systeme als Hauptobject verfolgte, mich zu einigen nicht unwichtigen Erörterungen in Bezug auf die Reibungsgesetze geführt hat. Durch dieselbe wurde der gewünschte Einklang zwischen dem Ausdrucke

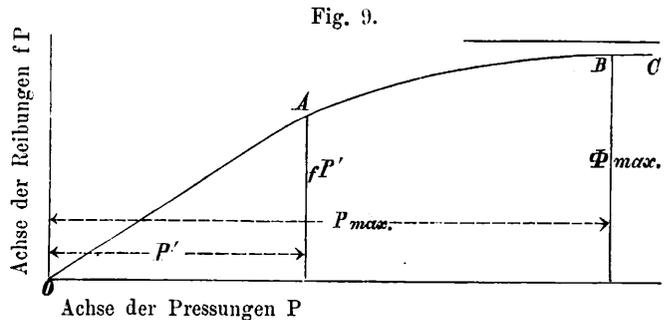
$$R = P + \frac{gI}{r^2}$$

und der tagtäglichen Erfahrung des gewöhnlichen Bremsens durch die Annahme des auf S. 205 (Organ 1878 5. Heft) definirten neuen Reibungsgesetzes bedingt, indem in die beiden Theile des zweiten Gliedes von R der Factor $\frac{f}{P}$ eingeführt werden musste. Zwischen dem letztgenannten Gesetze und dem ersten empirischen Gesetze, welches ein constantes Verhältniss zwischen Reibung und Normaldruck aufstellt, wird aber solange Widerspruch obwalten, als nicht angenommen ist, dass die Reibung nur innerhalb zweier festen Grenzen sich direct proportional zu der Stärke des Druckes verhält. Es dürfte wohl diese Annahme auf Grund nachstehender Schlussfolgerungen sich ermöglichen lassen:

Ein fester Körper, dessen Masse M ist, sei auf eine Ebene gelegt und dann durch eine Angriffskraft zur Bewegung beansprucht. Sind die Berührungsflächen für alle Positionen in unendlich hohem Grade frei von Unebenheiten jeder Art, dann wird Kraft des Gesetzes, $M \frac{dv}{dt} = \phi$, Bewegung stattfinden, und zwar genau in derselben Weise wie bei einem frei im Raume sich befindlichen Körper, angenommen, dass die Kraft ϕ parallel zu der Ebene liegt; in andern Worten, wird die angreifende Kraft, wie gering dieselbe auch sein mag, einen gewissen Bewegungszustand hervorrufen, mag die Pressung zwischen den Contactflächen noch so intensiv ausfallen.

Geht man von diesem rein theoretischen Falle zu dem practischen Falle über, dann hat man es zu thun mit zwei Flächen, welche Unebenheiten darbieten und deren gemeinschaftliche Berührungsfläche, falls der betrachtete Körper ein Rad ist, aus einem geraden Streifen von unendlicher Länge und unendlich schmaler Breite besteht. Bei Flächen, welche noch gar nicht oder wenig durch Reibung geglättet worden, sind die Unebenheiten verhältnissmässig zahlreich und tief; bei den andern aber sind die Unebenheiten, obgleich nicht in unendlich geringem Grade unbedeutend, jedenfalls so klein und wenig zahlreich, dass es gerechtfertigt erscheinen muss, ein Maximum endlicher Grösse für den Reibungswiderstand anzunehmen, wie stark auch der normale Druck sein mag, weil es schliesslich doch nur darauf ankommt, die materiellen Unebenheiten an der Oberfläche zu entfernen (niederzudrücken oder theilweise loszutrennen) und nicht hier Kräfte in's Spiel treten, welche etwa attractive Molecular-Widerstände wach zu rufen geeignet wären. Hieraus folgt, dass für jeden einzelnen Grad von Glättung oder Abnutzung der Oberflächen sich ein bestimmtes Maximum ϕ_{max} denken lässt, und welches derart ist, dass für jeden stärkeren Druck wie der entsprechende P_{max} , die Inti-

mität des Contactes nicht grösser werden kann und Zustände entstehen können, welche in einem gewissen Grade denen des theoretischen Falles ähnlich werden. Demnach liesse sich das fragliche Reibungsgesetz mittelst einer Curve wie die nachstehende (Fig. 9.) graphisch darstellen und in welcher das Segment OA allein einem ziemlich constanten Reibungscoefficienten f entsprechen würde.



Die vorgeführten Anschauungen entbehren nicht gerade-
weg jedweder practischen Begründung; dies einzusehen, wird es genügen, ein bekanntes Experiment, welches gleichsam tag-
täglich auf den Schiffswerften vorgenommen wird, selbstver-
ständlich nicht in Hinsicht auf einen wissenschaftlichen Zweck,
in genauere Erwägung zu ziehen.

Aus den im «Carnet de l'Ingenieur»*) (ein von den Redac-
teuren der Annales du Génie-civil von Frankreich bearbeiteter
Kalender) über gedachten Gegenstand kann man auf Seite 125,
Jahrgang 1868, Folgendes ersuchen:

1. Fahrzeuge wie Schaluppen von 200 Tonnen Gewicht wur-
den auf einer mit Talg überzogenen, unter $9^{\circ} 35'$ geneig-
ten Ebene (also Eiche auf Eiche mit parallel laufenden
Fasern) in Bewegung gesetzt; mithin beträgt für den
Fall der Reibungscoefficient $f = 0,168$.
2. Fahrzeuge wie kleine Fregatten von 400—500 Tonnen
ergaben in identischen Verhältnissen einen Winkel von
 $5^{\circ} 45'$ und $f = 0,10$.
3. Schiffe 2. Ranges und Fregatten 1. Classe von 1500
Tonnen lieferten $f = 0,0836$ und einen Winkel von
 $4^{\circ} 47'$.
4. Für grosse Schiffe 1. Ranges beobachtete man einen
Reibungscoefficienten von nur 0,0716 und einen Neigungs-
winkel von $4^{\circ} 6'$.

Wenn, wie jene Ziffern zeigen, bei beträchtlichen Massen
der Reibungscoefficient sich für Gewichtsverhältnisse um 60%
reduciren kann, falls der Druck vom Einfachen auf's Doppelte
gesteigert wird, muss es meines Dafürhaltens gerechtfertigt
erscheinen, Zweifel zu hegen oder die Frage zu stellen, ob
ein grosser Theil der in den Tabellen von Morin enthaltenen
Reibungscoefficienten, bei numerischen Berechnungen über Zug-
theil, Locomotiv- oder Tender-Gewichte noch heutzutage maass-
gebend sind.

Diese meine Bedenken könnten um so begründeter hervor-
treten, als genannter Autor selbst bemerkt, dass manche seiner
Experimente aus den Jahren von 1830—1833 stammen, also
aus einem Zeitalter, in welchem das Eisenbahnwesen erst seine
Entstehungsperiode begann und in welchem man selten Veran-

*) Im Verlage von Eug. Lacroix, quai Malaquais, Paris.

lassung fand, Massen von 10 Tonnen und darüber in gleitende Bewegung zu versetzen, wenn nicht gerade auf Schiffswerften oder in den Seehäfen.

Aus diesen Gründen dürfte das Gebiet der directen Versuche im Grossen in Betreff des angeregten Gegenstandes Eisen-

bahn-Ingenieuren ein sehr reiches und ergiebiges Arbeitsfeld in gegenwärtiger Zeit bereiten und könnten reelle Fortschritte sowohl für die Wissenschaft als auch für die Eisenbahn-Technik mit nicht zu grossen Opfern erzielt werden.

Luxemburg, den 7. Februar 1879.

Apparat zum Messen und Controliren der Voreilwinkel und Excentricitäten bei Locomotiv-Excentern.

Von Ed. Suchanek, Werkstätten-Vorstand der Kaiserin-Elisabeth-Eisenbahn in Salzburg.

(Hierzu Fig. 1—9 auf Taf. XX.)

Der Zweck dieses im Nachstehenden beschriebenen Apparates ist, sich auf rein mechanischem Wege ohne jeder Vorbedingung mit möglichster Genauigkeit von den Voreilungswinkeln und den Grössen der Excentricitäten bei vorhandenen bereits festgekeilten Excentern Ueberzeugung zu verschaffen einerseits und andererseits, um bei der Montirung neuer Excenter sofort die gewünschte Stellung richtig fixiren und controliren zu können.

Der Apparat (Fig. 1—9 auf Taf. XX) besteht im Wesentlichen aus vier Theilen:

- 1) Einem festen Ring mit Gradtheilung und Wasserwaage,
- 2) einem darauf drehbaren, lyraförmigen Theil, gleichsam ein Support-Untertheil,
- 3) einem Support in dem letzteren senkrecht zur Radachse verschiebbar und
- 4) aus einem Fühlhebelarm welcher sich parallel zur Radachse bewegt.

Der erste Ring, versehen mit einem Kreisbogen in 360° getheilt, ist zweitheilig und innen ausgedreht nach Art der Excenterringe um Futter für verschiedene Achsendiameter aufnehmen zu können. An der einen Hälfte befindet sich eine Wasserwaage, um den Ring einstellen zu können.

Der lyraförmige oder Supportuntertheil ist ebenfalls zweitheilig und dreht sich um den vorher angeführten Ring. Rückwärts ist ein Zeiger für die Gradtheilung des Ringes und eine Millimetertheilung, welche zur Excentricitätsmessung nöthig ist. In diesem bewegt sich der Support auf und ab mittelst Zahnstange und Getriebe. Das Feststellen geschieht hier durch einen Keil, welcher gegen das Prisma angezogen wird.

Dieser Support trägt an der Innenseite einen Zeiger für die früher genannte Millimetertheilung, am oberen Ende einen Handgriff und die Lagerung für den Fühlhebelarm, der aus einer runden Stange mit einer Keilnuth besteht und mit einer Klemmschraube fixirt wird.

Der Arm hat am vorderen Ende einen federnden Kolben in einer Hülse mit einem Stift, welcher einen Winkelhebel in Bewegung setzt, hinter dem ein Gradbogen angebracht ist um die Ausschläge zu messen. Der Stift im Kolben ist zum Auswechseln für den Fall, dass in den Dimensionen verschiedene Excenter gemessen werden sollen.

Der federnde Kolben ist am oberen Ende mit einer

Schraube versehen, damit in vorkommenden Fällen eine bestimmte Stellung des Fühlstiftes fixirt werden kann.

Will man die Voreilungswinkel messen, so wird der Apparat in folgender Weise angewendet:

Das zu untersuchende Räderpaar wird so aufgestellt, dass auf der einen Seite, auf welcher man die Messung beginnen will, die Kurbel mit dem Krummzapfen nach abwärts gerichtet, vertical steht. Auf die Achse wird der zweitheilige Ring, nachdem ein passendes Futter gewählt wurde, mit der Wasserwaage so aufgestellt, dass die Letztere nicht an die Seite der Excenter zu stehen kommt. Hierauf stellt man den Ring möglichst in die Waage unter stetem Anziehen der beiden Schrauben, indem aber dies eine sehr grobe Bewegung ist, kann ein genaues Einstellen nicht erreicht werden, wozu die Waage drehbar und mit einer Theilung versehen ist. Letztere deshalb, damit man die Waage nach erfolgter Befestigung des Ringes genau einstellen und die Neigung des Nullpunktes der Kreistheilung ablesen kann.

Hierauf wird der complete Support befestigt, der Fühlhebelarm bis auf die Mitte der Excenterscheibe herausgezogen, festgeklemmt und der Support mittelst des Zahnstangengetriebes nahezu auf den höchsten Punkt der Scheibe eingestellt. Die Aufstellung ist somit beendet und es kann mit der Messung begonnen werden.

Durch Hin- und Herbewegen des ganzen Supportringes lässt sich am Gradbogen des Fühlhebels der grösste Ausschlag, mithin der höchste Punkt, genau beobachten, bei welcher Stellung auf der Kreistheilung des festen Ringes der Winkel abgelesen werden kann, natürlich muss auf die Grade, welche bei der Wasserwaage gefunden wurden, Rücksicht genommen werden. Für den zweiten Excenter wird der Arm weiter herausgezogen und auf gleiche Weise vorgegangen. Auf der anderen Seite, wobei das Räderpaar unverrückt stehen bleibt, braucht man nur den ganzen Vorgang zu wiederholen und zur Ablesung 90° zu addiren oder zu subtrahiren.

Soll auch die Excentricität gemessen werden, so stellt man den Apparat wie vorher zusammen und hebt den Fühlhebel mit der Schraube während des Hin- und Herbewegens auf der Excenterscheibe bis auf den höchsten Punkt derselben, was erkannt wird, indem der Hebel nicht mehr die Tendenz besitzt, auszuschlagen.

Es wird hierauf rückwärts an der Millimeterscala der Stand

des Zeigers abgelesen und die Millimeter des Fühlhebelgradbogens (welche hier in sechsfacher Uebersetzung erscheinen) addirt.

Man hat sodann, wenn q die Excentricität, U der Durchmesser der Excenterscheibe, $q + r = \alpha$ am Apparat abgemessen. Mit dem Greifzirkel misst man nun U , wodurch sich das $\alpha - r - q$ die Excentricität ergibt. Somit kann man mit dem fixirten Fühlhebel Vergleichen und Untersuchungen zwischen den vier Excenterscheiben untereinander vornehmen.

Nach der bisherigen bereits zweijährigen Verwendung in der mir unterstehenden Werkstätte hat sich der Apparat stets als sehr zweckmässig und den an ihm gestellten Anforderungen vollkommen entsprechend erwiesen und wird bei jeder Gelegenheit, weil mühelos, verlässlich und für Jedermann leicht verständlich von dem Werkstätten-Personale mit Vorliebe in Anwendung gebracht.

Salzburg, am 19. April 1878.

Universal-Achsbüchse mit directer Schmierung und öldichtem Verschlusse für Eisenbahn-Fahrzeuge.

(Patent Krüzner.)

Mitgetheilt vom Ingenieur N. Henzel in Prag (Rossmarkt 57).

(Hierzu Fig. 11—14 auf Taf. XX.)

Die Schmiervorrichtungen der Wagen sind seit dem Bestehen des Eisenbahnwesens als einer der wichtigsten Gegenstände des Eisenbahnbetriebes erkannt, und wurden deshalb fast auf allen Bahnen Versuche gemacht, diese Schmiervorrichtungen zu verbessern, hauptsächlich aber dieselben sicher und sparsam wirken zu lassen.

Keine der bisher construirten, mehr als 150 verschiedenen Achsbüchsen hat jedoch in Bezug auf vollkommene Schmierung entsprochen, und ist der beste Beweis hierfür die bei allen Bahnen vorkommende bedeutende Zahl von heisslaufenden Wagen, sowie die durch die schlechte Functionirung der Schmiervorrichtungen bedingten anderweitigen Reparaturen, welchen Uebelständen durch noch so gut aufgepasste Lager, geringeren Druck auf die Flächeneinheit desselben und Verwendung vorzüglicher Oelarten nicht abgeholfen werden kann. Die aus Anlass des Einlaufens frisch eingebundener Achsen zumeist vorgeschriebene, übrigens nur geringe Vortheile bietende theilweise Belastung der Wagen ist in den seltensten Fällen durchführbar.

Die VIII. Versammlung (im Juni 1878) der Techniker des Vereines deutscher Eisenbahnverwaltungen (siehe Seite 225 der Referate hierüber oder S. 291 des 6. Suppl. Bd. vom Organ) gelangt nach Prüfung der besten Achsbüchsen zur Einsicht, dass als Mängel der Construction die Thatsache bezeichnet werden muss, dass durch die Dichtungsringe der vollkommene Abschluss der Achsbüchsen gegen das Austreten des Oeles noch nicht erreicht worden ist, woran weniger die verschiedenen Formen und Ringe, als vielmehr die in dieser Beziehung noch unvollkommene Construction der Achsbüchsen Schuld trägt. Keine der bis jetzt zur Verwendung gelangten Abschlussvorrichtungen könne daher unbedingt empfohlen werden. Die meisten derselben seien wohl geeignet, das Eindringen von Sand oder Staub in die Achsbüchsen zu verhindern, aber keine könne als dauernd wirksam gegen das Austreten des Oeles betrachtet werden.

Es ist nicht nothwendig, die Vorzüge einer Achsbüchse, die allen ähnlichen Anforderungen entspricht, hervorzuheben, da sich dieselben aus den Ersparnissen ergeben, welche binnen

Kurzem die durch die successive Anbringung dieser verursachten Kosten aufwiegen, umso mehr, als der Preis eines solchen Lagers sich mindestens ebenso günstig stellt als der Preis einer jeden anderen Achsbüchse. Es seien hier nur die hauptsächlichsten Vortheile der am Anfange benannten Universal-Achsbüchse bemerkt.

Das Lager ist vollständig gegen das Austreten des Schmiermaterials gedichtet, so dass der Achsschenkel ohne weitere Schmiervorrichtungen direct im Schmiermaterial selbst laufen kann. Der dichte Verschluss zwischen Lagerhaus und Achse wird durch einen elastischen Ring bewerkstelligt, der sich durch seine leichte radiale Deformation bei Ausnutzung oder Stößen des Lagers und der hierdurch bewirkten relativen Verschiebung der Achse stets an dieselbe anpresst. Diese Deformation wird durch eine Stopfbüchse erzeugt, welche durch Schrauben, Keile, Federn etc. leicht angezogen ist.

Auf Taf. XX Fig. 11—14 sind speciell Schrauben mit federnden Unterlagscheiben angedeutet, welche Letztere hauptsächlich den Zweck haben, die durch Abnutzung des Ringes verminderte radiale Pressung durch selbstthätiges Anziehen der Stopfbüchse zu ersetzen.

Das Lagergehäuse besteht aus einem Stücke, wird von der Stirnseite des Schenkels auf denselben über das früher aufgelegte Einlegelager geschoben und gegen die axielle Verschiebung auf dem Schenkel, sowie gegen das Drehen des Einlegelagers durch einen von oben eingesteckten Bolzen versichert; hierauf wird die Achse in den Wagen eingebunden und das Lagergehäuse bis zum Luftloche A mit Oel gefüllt. Selbst bei stark abweichenden Achsschenkel dimensionen (der Durchmesser) erleidet die Achsbüchse keine Aenderungen, und wird das richtige Verhältniss nur durch die verschiedene Stärke des Ringes und des Einlegelagers vollkommen hergestellt. — Die vorstehenden Hauptvorzüge dieser neuen Construction lassen sich folgendermaassen zusammenfassen:

1. Der hermetische Verschluss zwischen Lagerhaus und Achse, wodurch die directe Zuführung des Schmiermaterials zum Achsschenkel verursacht wird.

2. Geringer Verbrauch an Schmiermaterial bei vollkommener Schmierung und Ersparniss jedes Capillarstoffes.

3. Geringe Abnutzung aller Bestandtheile in Folge des Vorbergehenden sowie wegen der grösstmöglichen Auflage des Lagerfutters auf dem Schenkel; grösstmögliche durch Vorstehendes gebotene Sicherheit gegen das Heisslaufen sowie gegen das Umkippen des Lagers und Herausspringen des Schenkels aus der Auflage.

4. In Folge der vorzüglichen Schmierung ein geringer Widerstand und daher ein leichter Gang des Zuges, sowie eine grössere Ausnutzung der Zugkraft.

5. Verlängerung der Schmiertermine.

6. Durch die Füllvorrichtung leicht wahrnehmbarer Zu-

stand des Schmiermaterials und leichte Prüfung der hierdurch bedingten Schmierung.

7. Aus Anlass des durch den hermetischen Verschluss verhinderten Austrittes des Oeles, Reinhaltung der Naben und Räder, wodurch den häufig vorkommenden Täuschungen bei der Wagen-Revision betreffend Radloswerden der Räder vorgebeugt wird.

Die hier angeführten Vorzüge dürften zur Einführung dieser Achsbüchse Veranlassung geben und wolle man geneigte Bestellungen an den ergebenst Gefertigten als den alleinigen Vertreter für alle Länder richten. Hierzu genügt die Einsendung einer Zeichnung der seither bei einer Verwaltung bestehenden Lagergehäuse.

Prag. im December 1878.

Ueber Abstecken von Eisenbahn-Curven.

Von Fr. Jebens, Ingenieur in Ratzeburg.

(Hierzu Taf. XXI.)

Die Handbücher zum Abstecken von Curven behandeln bekanntlich vorzugsweise oder nur das Abstecken von der Tangente aus, wobei die Abstände der abzusteckenden Bogenpunkte von einander gleich angenommen werden oder auch von gleichen Abständen der auf der Tangente zu errichtenden Ordinaten ausgegangen wird. Nach der erstgenannten Art sind die Curven-Tabellen von Kröhnke, nach der letzten die von Sarrazin und Oberbeck angeordnet.

Für die Absteckung einer Eisenbahn-Curve ist es aber in der Regel nicht genügend, entweder die eine oder die andere Art der eben bezeichneten Punkte abzustecken, sondern es wird sowohl für die vor Ausführung der Erd-Arbeiten nothwendige Absteckung, als auch für die in der Regel für das Legen des Oberbaues nochmals erforderliche Absteckung der Curve wohl überall verlangt werden, die Endpunkte der Stationen im Felde zu bestimmen und solche behufs Nivellements der Linie oder behufs Markirung der Höhe der Schienenoberkante mit Pfählen zu bezeichnen. Nun ist es freilich möglich, dass die Endpunkte der Stationen mit den erwähnten Curvenpunkten genau zusammenfallen und es wird dies der Fall sein, wenn der Curvenanfang mit dem Ende einer Station zusammenfällt und zugleich die Länge der Curven aus einer ganzen Anzahl von Stations-Längen besteht. Ist dann die Stations-Länge = einer der in den Kröhnke'schen Tabellen für die Curvenpunkte angenommenen Abstände, so erhält man in den mittelst dieser Tabellen abgesteckten Curvenpunkten zugleich die Stations-Endpunkte. Dass das erforderliche Zusammentreffen der Punkte aber fast niemals vorkommen dürfte, liegt auf der Hand. Daher ist es denn nothwendig, von der Curve zuerst Punkte abzustecken, für welche in den Tabellen die Abscissen und Ordinaten angegeben sind und nachher noch eine Messung in der Curve auszuführen, um die Stations-Endpunkte festzustellen. Dieses Verfahren, welches, soviel dem Verfasser bekannt ist, sehr viel gebräuchlich ist, erfordert ausser der erwähnten

Messung in der Curve in der Regel, dass bedeutend mehr Curvenpunkte abgesteckt werden müssen, als Stations-Endpunkte vorhanden sind. Denn da diese durch Einvisiren von den zunächst liegenden Curvenpunkten bestimmt werden und daher in Sehnen der Curve zu liegen kommen, so müssen auch, damit die Stations-Endpunkte möglichst wenig aus der Curve herausgerückt werden, die Sehnen sehr kurz oder, was dasselbe, die Curvenpunkte in grosser Anzahl vorhanden sein, und nur in dem Falle, dass die Stations-Endpunkte sehr nah an Curvenpunkten zu liegen kommen, können die Abstände dieser grösser und etwa gleich der Stationslänge genommen werden. Abgesehen davon, dass die bei diesem Absteckungs-Verfahren nöthigen Messungen sehr zeitraubend sind, erhält man auch keine ganz genaue Curve.

Mit Benutzung der Kröhnke'schen und ähnlich angelegten Curven-Tabellen lässt sich nun eine Absteckungs-Methode ausführen, welche unmittelbar in den Endpunkten der abgesteckten Ordinaten die Stations-Endpunkte liefert und welche ich mir im Nachstehendem mitzutheilen erlaube.

In Fig. 1, Taf. XXI, sei eine aus einer Curve und zwei geraden Strecken bestehende Bahn-Achse dargestellt, die Stations-Endpunkte seien durch kleine Kreise, und der Anfang und das Ende der Curve seien mit C und F bezeichnet. Die Stationirung, d. i. die Herstellung und Markirung der Stations-Endpunkte im Felde, möge von links nach rechts fortschreitend an der dargestellten Bahn-Achse ausgeführt worden sein, und es möge sich vor dem Punkte C eine Länge a zwischen dem Stations-Endpunkt A und dem Curven-Anfang C ergeben haben. Bezeichnet s die Länge der Station, so erhält man den Abstand des ersten in der Curve liegenden Stations-Endpunktes D von C in der Grösse $s - a = b$, und es ergibt sich ferner der Abstand c des letzten Stations-Endpunktes E der Curve vom Curven-Ende F, wenn l die auf bekannte Art ermittelte Curvenlänge bezeichnet, durch die Beziehung $c = l + a - ns$,

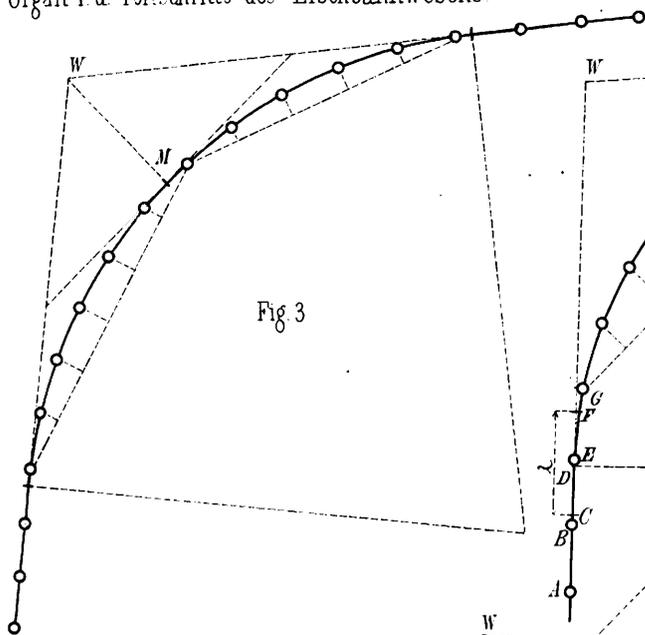


Fig 3.

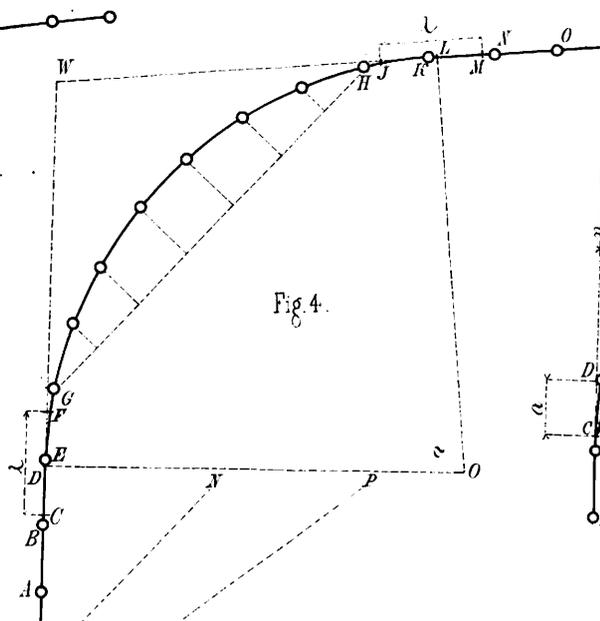


Fig 4.

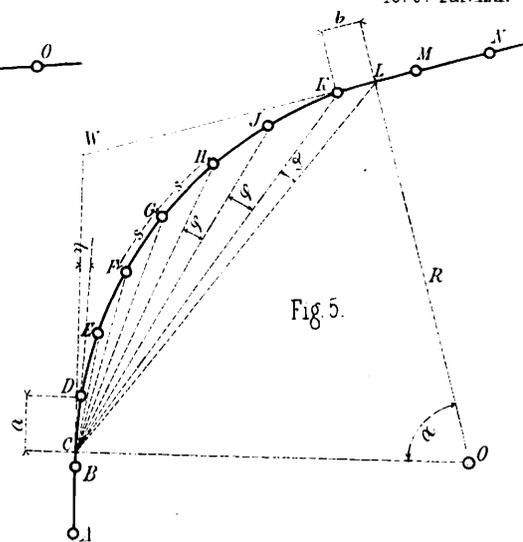


Fig 5.

Abstecken von Eisenbahn-Curven.

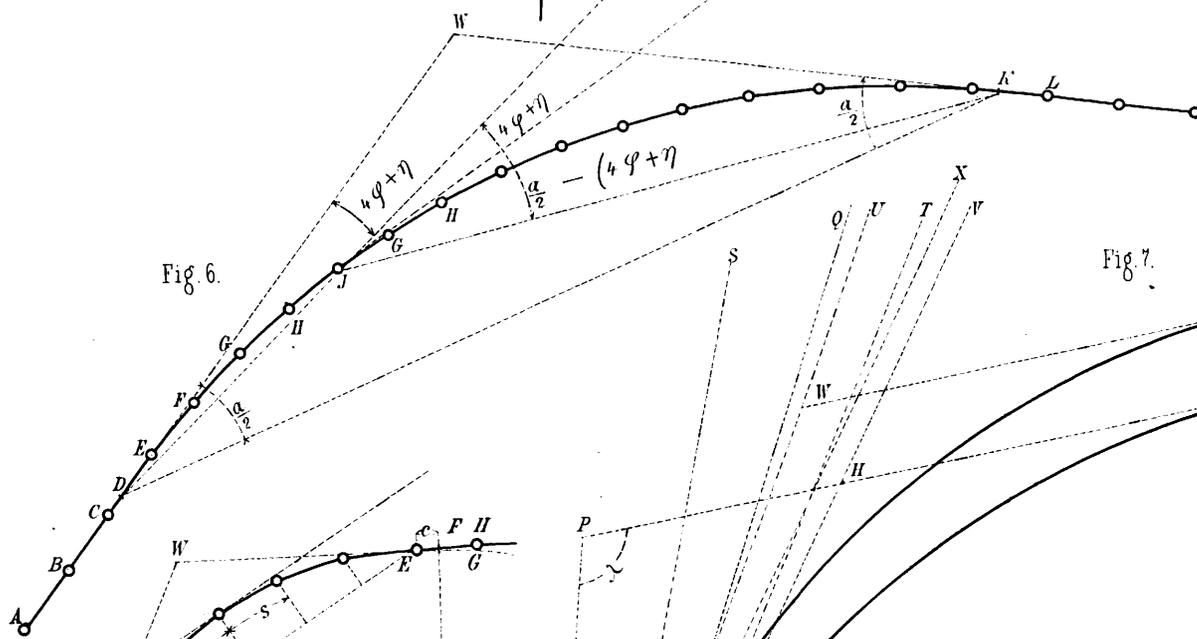


Fig 6.

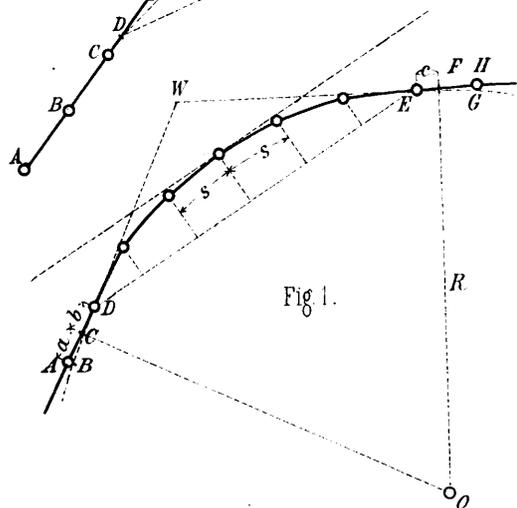


Fig 1.

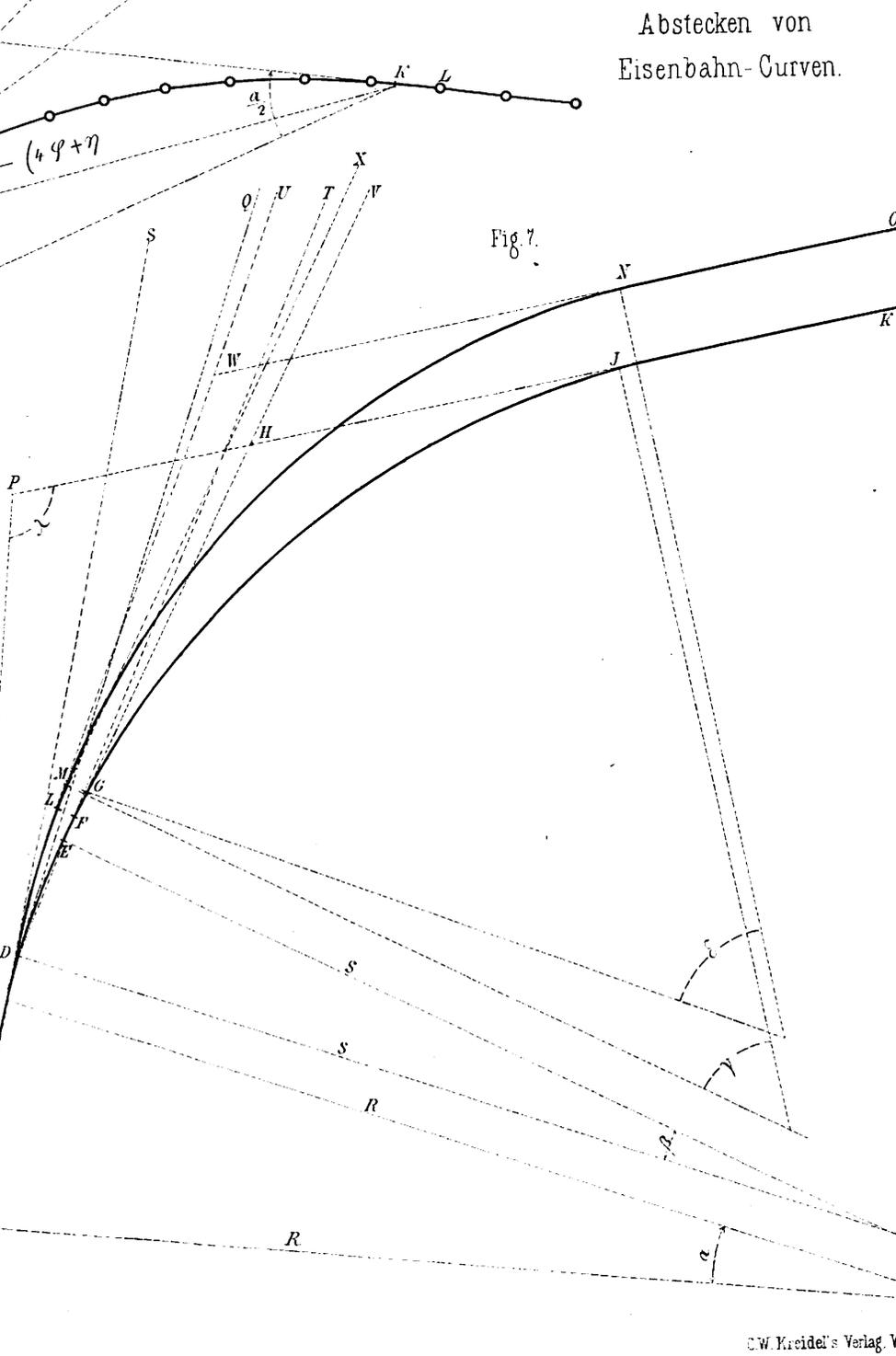


Fig 7.

Fig 2 a

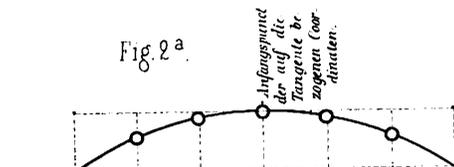
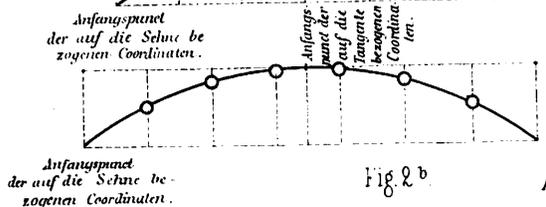


Fig 2 b



worin n die grösste Anzahl von ganzen Stations-Längen bezeichnet, welche in der Länge $l + a$ enthalten ist. Für die Curven-Absteckung ist es nun zuerst erforderlich, die Stations-Endpunkte D und E abzustecken. Dieses kann entweder mit Benutzung von Tabellen oder auch dadurch geschehen, dass man die Coordinaten von D und E selbst absteckt. Als Abscissen sind die Längen b bzw. c zu nehmen, und die Ordinaten erhält man mit hinreichender Genauigkeit in den Werthen $\frac{b^2}{2R}$ bzw. $\frac{c^2}{2R}$. Die übrigen Stations-Endpunkte werden von der Sehne DE abgesteckt. — In Fig. 1 sei eine Tangente parallel zur Sehne DE gelegt, und es mögen die Stations-Endpunkte auf diese Tangente als Abscissen-Achse und auf den Berührungspunkt der Tangente mit der Curve als Anfangspunkt bezogen gedacht werden. Nun sind in den Curven-Tabellen die Coordinaten auf die Tangente bezogen enthalten; man kann daher, wie ein Blick auf die Figur zeigt, die für die Absteckung erforderlichen auf die Sehne bezogenen Coordinaten durch Addition und Subtraction aus den Coordinaten der Curven-Tabellen bestimmen. Die Länge der Sehne ist doppelt so gross als die auf die Tangente bezogene Abscisse des einen oder andern Endpunktes des Bogens. Die auf die Sehne bezogene und von einem Endpunkt derselben als Anfangspunkt gemessene Abscisse eines Bogenpunktes ist, wenn der betreffende Bogenpunkt vor der Bogenmitte liegt, gleich der Differenz zwischen der halben Sehne und der auf die Tangente bezogenen Abscisse desselben Bogenpunktes. Liegt der letztere in der zweiten Bogenhälfte, so ist die Abscisse gleich der Summe der ebengenannten Längen. Es ist ferner die Pfeilhöhe des Bogens gleich der auf die Tangente bezogenen Ordinate des einen oder anderen Endpunktes des Bogens, und die auf die Sehne bezogenen Ordinaten der Bogenpunkte sind gleich der Pfeilhöhe des Bogens vermindert um die auf die Tangente bezogenen Ordinaten derselben Bogenpunkte.

Für die Aufsuchung der Coordinaten in den Curven-Tabellen sind die beiden Fälle zu unterscheiden, dass die Anzahl der Stationen zwischen D und E (Fig. 1) gerade oder ungerade ist. Im erstgenannten Fall hat man Abscissen und Ordinaten aus den Curven-Tabellen von Curvenpunkten zu entnehmen, deren Distanz von einander überall gleich der Stationslänge ist (Vergl. Fig. 2 a, Taf. XXI.). Im zweiten Fall muss die Tabelle Abscissen und Ordinaten von Curvenpunkten angeben, deren Distanz von einander gleich der halben Stationslänge ist, und man hat für die Berechnung der von der Sehne abzusteckenden Coordinaten mit den Coordinaten des ersten, dritten, fünften Curvenpunktes der Curven-Tabelle zu operiren. Da die Anzahl der in den Krönke'schen Tabellen in ihren Coordinaten angegebenen Curvenpunkte ziemlich reichhaltig ist, so wird man mit Benutzung dieser Tabellen und wenn die betreffende Curve einen der dort berücksichtigten Radius hat, darin in der Regel die nöthigen Daten finden.

Im Vergleich mit der Methode des Absteckens von der Tangente ist für die beschriebene Methode eine Rechnung erforderlich. Der hierdurch entstehende Zeitverlust kommt aber wenig in Betrag gegen den geringeren Aufwand an Zeit, den das Abstecken nach diesem Verfahren bietet.

Es ist offenbar nicht erforderlich, dass die beiden Stations-Endpunkte, welche dem Curven-Anfang und -Ende zunächst in der Richtung nach dem Winkelpunkt liegen, die Endpunkte der durchzulegenden Sehne bilden, und man kann statt dieser auch die Punkte B und G , welche den Stations-Endpunkten A und H der geraden Linie genau gegenüber und in der Kreis-Curve aber ausserhalb des wirklich zu benutzenden Theils derselben liegen, oder einen von diesen Punkten und einen der vorhin erwähnten als Endpunkte der Sehne benutzen. Ist etwa eine freie Durchsicht zwischen den Punkten D und E nicht vorhanden, oder liegt einer der Punkte B oder H sehr nahe am Curven-Anfang beziehungsweise Curven-Ende, dann werden diese Punkte oder einer derselben in Verbindung mit D oder E zweckmässig als Endpunkte der Sehne zu wählen sein.

Dass die beiden Stations-Endpunkte, durch welche die Sehne gelegt wird, möglichst genau abgesteckt werden müssen, weil von ihnen die Lage der übrigen Punkte abhängig ist, bedarf wohl kaum der Erwähnung.

Ist die Curve so gross, dass eine sogenannte Hilfs-Tangente erforderlich ist, so wählt man einen Stations-Endpunkt möglichst in der Mitte der Curve als Endpunkt von zwei durchzulegenden Sehnen. Die Entfernung eines solchen Stations-Endpunktes von der Curvenmitte lässt sich, wenn die Curven-Länge bestimmt ist, leicht feststellen, worauf die Curven-Mitte abzustecken und sodann der betreffende Stations-Endpunkt von der Hilfs-Tangente und Curven-Mitte abzustecken ist. Fig. 3 Taf. XXI, welche einer Erklärung nicht weiter bedarf, zeigt die abzusteckenden Linien.

Sind an die Kreis-Curve Uebergangs-Curven*) anzuschliessen, so wird man die beiden Stations-Endpunkte (in Fig. 4 Taf. XXI mit G und H bezeichnet) genau abstecken, welche am nächsten an den Berührungspunkten zwischen Kreis-Curve und Uebergangs-Curve und in der Kreis-Curve selbst liegen, und von diesen aus mittelst einer oder erforderlichenfalls mittelst zweier Sehnen die übrigen Punkte herstellen. Ist R der Radius der Kreis-Curve, λ die Uebergangs-Curvenlänge**) und α der Centri-Winkel, so ist die Länge der Kreis-Curve zwischen den Berührungspunkten F und J gemessen mit einer für die Praxis hinreichenden Genauigkeit $= R \frac{\pi \alpha^0}{180^0} - \lambda$. Da hiermit die Entfernungen der Punkte C , F , J und M bekannt sind, so lassen sich auch die Längen GF und HJ feststellen. Man stecke nun zuerst die Tangenten-Längen WC und WM , welche $= \left(R + \frac{\lambda^2}{24 R} \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \frac{\lambda}{2}$ sind, ab und von dem Curven-Anfang C und dem Curven-Ende M mittelst ihrer Coordinaten die Punkte G und H . Die Abscissen derselben sind $= \lambda + FG$ beziehungsweise $\lambda + HJ$, die Ordinaten annähernd aber genau

*) Ueber Ableitung der Gleichung der Uebergangs-Curve und der für Absteckung derselben in Verbindung mit der Kreis-Curve nothwendigen Daten vergleiche Sarrazin und Oberbeck's Curven-Tabellen.

**) Ueber eine zweckmässige Länge der Uebergangs-Curve vergleiche den Aufsatz „Die kubische Parabel als Uebergangs-Curve“ im Heft III des Jahrganges 1875 vom Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

$$\text{genug} = \frac{\lambda^2}{24 R} + \frac{\left(\frac{\lambda}{2} + F G\right)^2}{2 R} \text{ bzw. } \frac{\lambda^2}{24 R} + \frac{\left(\frac{\lambda}{2} + H J\right)^2}{2 R}$$

Von der Sehne G H werden dann die übrigen Stations-Endpunkte in der vorhin beschriebenen Weise abgesteckt.

Vor der Methode der Curven-Absteckung von der Sehne und der Tangente, verdient das Absteckungs-Verfahren mittelst Polar-Coordinationen, das ist das Verfahren, welches sich auf den Satz gründet, dass die auf gleichen Bögen stehenden Peripherie-Winkel einander gleich sind, in Bezug auf Zeitersparniss und Genauigkeit in den meisten Fällen und unter der Voraussetzung, dass die Absteckung in einer für die Genauigkeit günstigen Weise erfolgt, entschieden den Vorzug. Die Ueberzeugung von der Richtigkeit dieser Behauptung lässt sich nur durch praktische Ausführung von Curven-Absteckungen gewinnen. Ein fernerer Vorzug der genannten Methode vor den zuerst erwähnten besteht darin, dass sich dieselbe für jeden beliebigen Curven-Radius nach Ausführung einer ganz einfachen Rechnung ausführen lässt, während die Absteckung von Sehne oder Tangente aus mittelst rechtwinkliger Coordinaten nur für Curven mit dem Radius, der in den Curven-Tabellen berücksichtigt ist, möglich ist, wenn man nicht etwa sehr zeitraubende Berechnungen von Coordinaten als zulässig erklären will. Dieser Vorzug dürfte namentlich für Gleise von grossen Bahnhöfen zur Erscheinung kommen, wo man, sei es durch Grenzen oder Baulichkeiten gezwungen ist, andere als die in den Curven-Tabellen angegebenen Radien zu verwenden. Endlich gewährt die Methode des Absteckens mittelst Polar-Coordinationen bei Curven, auf Dämmen oder in Einschnitten noch den Vortheil einer bequemeren Messung.

In Fig. 5 Taf. XXI sei eine Bahnachse, bestehend aus einer Kreis-Curve und zwei geraden Strecken dargestellt, die Stations-Länge sei durch s , der Radius mit R , der Centri-Winkel mit α bezeichnet und für die Curven-Länge möge sich eine Grösse von l , sei es durch Rechnung oder mittelst Benutzung von Curven-Tabellen, ergeben haben. Es seien hierauf auch die Längen $C D = a$ und $K I = b$, um welche die Curven-Endpunkte von den am nächsten liegenden Stations-Endpunkten, die in der Curve selbst liegen, abstehen, bestimmt worden.

Für die Absteckung ist es nun erforderlich, die Peripherie-Winkel η , φ , θ zu kennen, welche auf Bögen mit den Längen a , s und b stehen. Hat die Curve einen der üblichen Radien und ist man im Besitz von Tabellen, in welchen für solche Radien die Peripherie-Winkel der Bogenlängen 0,01; 0,02; 0,03;; 0,1; 0,2; 0,3 1; 2; 3; u. s. w. angegeben sind, so lassen sich die fraglichen Winkel entweder direct ablesen oder doch durch Addition bestimmen. Im anderen Fall wird man die halben Bogenlängen auf den Radius 1 reduciren, also die Verhältnisse $\frac{a}{2 R} \frac{s}{2 R} \frac{b}{2 R}$ bestimmen und mittelst der in den Handbüchern der Logarithmen enthaltenen Tabellen, welche für den Radius = 1 die Bogenlängen der Grade, Minuten und Secunden angeben, ermitteln können, wie viel die Peripherie-Winkel η , φ und θ an Graden, Minuten

und Secunden enthalten. Ist man jedoch genöthigt, die Rechnung im Felde auszuführen, so wird sich dieses mittelst Curven-Tabellen ausführen lassen, in denen (wie es bei Kröhne's und Sarrazin und Oberbeck's Curven-Tabellen der Fall ist) die Bogenlängen für die Centri-Winkel bei dem Radius 1000 oder 1 angegeben sind. Denn hat man die ganze Länge der Curve bestimmt, so lässt sich mittelst einer Proportion aus der Curvenlänge und dem Centri-Winkel, der Peripherie-Winkel bestimmen, welcher einer Bogenlänge von einer Station entspricht.

Es möge nun das Verfahren des Absteckens der Curve mittelst Polar-Coordinationen beschrieben werden, und angenommen werden, dass die Curvenenden im Felde markirt, die Längen a und b bestimmt und die Peripherie-Winkel η , φ und θ berechnet seien.

Man stellt nun einen Theodolithen über eines der Enden der Curven, z. B. über den in der Figur mit C bezeichneten Punkt und misst behufs Controlirung der Richtigkeit der Lage von C und L den Winkel \widehat{WCL} , welcher = $\frac{1}{2} \alpha$ sein muss. Hat man sich von der richtigen Grösse desselben überzeugt, so wird der verticale Faden des Fernrohrs auf den Winkel-punkt W eingestellt und sodann die verticale Achse des Theodolithen um einen Winkel von der Grösse η nach der Seite gedreht, nach welcher die Curve sich wendet, worauf in die durch den verticalen Faden bezeichnete Richtung ein Signal so eingerichtet wird, dass seine Entfernung von C = a ist. Dies Signal liefert die Lage des ersten Stations-Endpunktes D. Darauf drehe man die verticale Achse um den Winkel φ und richte in die nun bezeichnete Richtung das Signal so ein, dass die Entfernung von D = s ist, und man erhält den Stations-punkt E. In dieser Weise wird, wenn die Curve keine grosse Länge hat, mit der Stationirung bis zum letzten Stations-Endpunkt K der Curve fortgefahren, worauf zur Controlirung der Richtigkeit der Absteckung die Länge K I gemessen wird, welche gleich der berechneten Grösse b sein muss.

Hat man einen Repetitions-Theodolithen zur Verfügung, so kann die Operation etwas erleichtert werden, wenn Nonius und Limbus mit den Theilstrichen des Nullpunktes vor dem Einstellen auf den Winkel-punkt zur Coincidenz gebracht werden und die Einstellung des Fadenkreuzes auf diesen durch Drehung der Achse des Limbus geschieht. Die Winkelgrösse, welche behufs Einvisirung des Punktes D abgelesen werden muss, ist dann entweder = η oder auch = $360^\circ - \eta$. Ersteres ist der Fall, wenn die Curve vom Tangenten-punkt aus gesehen, sich nach der Seite der laufenden Theilung des Limbus, also nach rechts wendet, das zuletzt genannte tritt bei der Wendung nach links ein. Für die Einvisirung des Stationsend-punktes E wäre die abzulesende Winkelgrösse $\eta + \varphi$ bzw. $360^\circ - (\eta + \varphi)$ u. s. w.

Ist der Theodolith jedoch ein einfacher, so sei nach Einstellung des verticalen Fadens auf den Winkel-punkt, die abzulesende Winkelgrösse = ω . Der zum Abstecken von D abzulesende Winkel ist dann = $\omega + \eta$ beziehungsweise $\omega - \eta$; der zum Abstecken von E ist $\omega + \eta + \varphi$ bzw. $\omega - (\eta + \varphi)$ u. s. w.

Es kann vorkommen, dass vom Curvenanfang der Winkel-punkt nicht sichtbar ist. Man wird dann womöglich die Sehne

als Basis für die Feststellung der Richtungen, in welchen die Stations-Endpunkte liegen müssen, benutzen und die erforderlichen Grössen der Winkel $D\hat{C}L$; $E\hat{C}L$; $F\hat{C}L$... hat man in den Beziehungen: $\frac{\alpha}{2} - \eta$; $\frac{\alpha}{2} - (\eta + \varphi)$; $\frac{\alpha}{2} - (\eta + 2\varphi)$ u. s. w.

Bei Berechnung der Peripherie-Winkel wurde vorausgesetzt, dass die Länge des zwischen zwei Stations-Endpunkten liegenden Bogens gleich der Stationslänge s sei, während bei der Absteckung die zwischen diesen Punkten liegende Sehne gleich der Stationslänge gemacht wird. Der hierdurch entstehende Fehler dürfte bei allen grösseren Curven ausser Belang sein. Hat man jedoch eine längere Curve von einem Radius abzustecken, der zu den geringeren der beim Eisenbahnbau verwendeten Curven-Radien gehört, so möchte es vorsichtiger sein, die Sehne des Bogens zu berechnen, welcher gleich einer Stationslänge ist, und die Länge derselben nöthigenfalls statt der Stationslänge bei der Absteckung zu verwenden. Es berechnet sich die Sehnenlänge, wenn s den ihr zugehörigen Bogen bezeichnet, am leichtesten aus dem angenäherten aber hinreichend genauen Werthe: $s - \frac{s^3}{24 R^2}$. *)

Die Messung der Tangenten und Distanzen der Stations-Endpunkte darf, wenn es sich um grössere Genauigkeit handelt, nicht mit der Kette, sondern muss mittelst Maassstäben ausgeführt werden. Da aber bei der Bestimmung eines neuen Curven-Punktes die Richtung, in welcher die Messung der Distanz von dem vorhergehenden stattfinden muss, nicht sichtbar ist, so empfiehlt es sich, die Distanz zuerst in der ungefähren Richtung der Curve durch einen Hilfsarbeiter abschreiten zu lassen oder (etwa bei unebenem Boden) durch eine Schnur abmessen zu lassen und am Ende der Abschreitung resp. Schnur ein Signal in der Richtung des zu suchenden Curvenpunktes mittelst des bereits gestellten Theodolithen-Fernrohres einzuvisiren und alsdann die genaue Messung auf dieses Signal vorzunehmen.

Ist so ein Signal in der genau bestimmten Entfernung eingerichtet, so wird an der Stelle desselben ein Pfahl eingeschlagen und die Stelle auf dem Kopfe desselben, welche durch den verticalen Faden des Fernrohres bezeichnet ist, durch eine Kerbe ersichtlich gemacht.

Für eine genaue Absteckung ist besonders wichtig, dass die Winkel der Visirlinie mit den Verbindungslinien der Curvenpunkte möglichst gering ausfallen. Da diese Winkel zunehmen mit der Entfernung des betreffenden Curvenpunktes vom Curven-

*) Die Ableitung dieser Beziehung ist folgendermaassen:

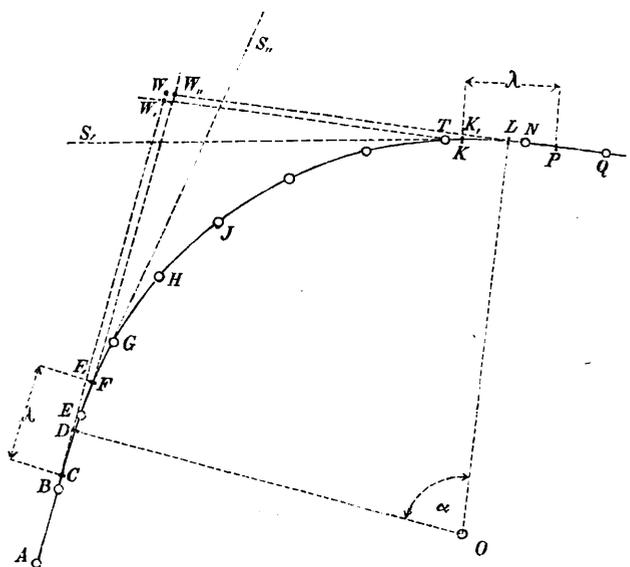
Die Sehne ist $= 2 R \sin \varphi = 2 R \left(\varphi - \frac{\varphi^3}{1 \cdot 2 \cdot 3} \right)$ [annähernd]
 (und weil $\varphi = \frac{s}{2 R}$ ist) $= s - \frac{s^3}{24 R^2}$. Bei einem Radius von 200; 400; 600m und einer Bogenlänge von beziehungsweise 30; 60; 90m giebt diese Formel einen Unterschied zwischen Sehne und Bogen von 0,03; 0,06; 0,08m. Es ist ferner dieser Unterschied bei denselben Radien und einer Bogenlänge von beziehungsweise 20, 40, 60m gleich 0,01; 0,02; 0,03m.

Anfang resp. -Ende, so wird man nur Curven von geringer Länge von dem einen dieser Standpunkte abstecken.

Curven von grösseren Längen lassen sich zur Hälfte vom Anfang, zur Hälfte vom Ende der Curven abstecken. Hat man aber bedeutendere Curven herzustellen, so empfiehlt es sich, ausser den Endpunkten der Curve noch einen oder mehrere Stations-Endpunkte als Standpunkte für das Instrument zu wählen. In Fig. 6 Taf. XXI sei eine grössere Curve dargestellt und nachdem 5 Stations-Endpunkte abgesteckt seien, werde der letzte von diesen als neuer Standpunkt für das Instrument angesehen. Der Winkel $W D N$ ist dann mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen $= 4\varphi + \eta$. Es empfiehlt sich nun weniger, die Linie $D J$ als Basis für die Richtungs-Bestimmungen zu wählen, weil diese Linie keine grosse Länge besitzt. Ist aber der Endpunkt K von J sichtbar, so lässt sich $J K$ als Basis verwenden und es ist der Winkel, den diese mit einer Tangente $J P$ in P einschliesst, wie man leicht erkennt $= \frac{\alpha}{2} - (4\varphi + \eta)$. Daraus folgt die Grösse des Winkels, den die Basis mit der Visirlinie zur Absteckung des nächsten Stations-Endpunktes einschliessen muss zu $\frac{\alpha}{2} - (3\varphi + \eta)$. Für den folgenden Stations-Endpunkt ist $\frac{\alpha}{2} - (2\varphi + \eta)$ der betreffende Winkel u. s. w. — Wenn K von J nicht sichtbar ist, so visire man vom Standpunkte D bei der Richtung des Fernrohres nach J ein Signal N ein, welches von J sehr weit entfernt gestellt wird. Die Linie $J N$ wird beim Standpunkt des Instrumentes auf J als Basis für die Bestimmung der Richtungen benutzt, und es ist der Winkel der Tangente in J mit $J N = 4\varphi + \eta$, während die Winkel, welche die Basis mit den Visirlinien zu den folgenden Stations-Endpunkten bildet, $5\varphi + \eta$, $6\varphi + \eta$ u. s. w. sind.

Es werde jetzt der Fall erörtert, wo an die Curve Uebergangscurven angeschlossen sind und es sei eine Bahn-Achse, aus diesen Linien und den zugehörigen Tangenten bestehend, in Fig. 10 nachstehend dargestellt. Um die Curve abzustecken,

Fig. 10.



wird man aus dem Tangenten-Winkel, dem Radius und der Länge der Uebergangcurve die Tangentenlänge berechnen und sodann bestimmen, wie weit die nächsten Stations-Endpunkte oder Curvenpunkte G und T im Kreise von den Enden der Kreiscurve F und K entfernt sind. Es ist hierüber vorhin schon das erforderliche erwähnt und auch über die Berechnung der Peripherie-Winkel η , ϑ und φ , welche den Bogenlängen $F G$, $T K$ und $G H = H J = s$ zugehören, sind oben die nöthigen Angaben gemacht.

Hat man nun die Anfänge C und P der Uebergangcurven durch Absteckung der Tangenten im Felde markirt, so stecke man die Abscissen $C F$, und $P K$, $= \lambda$ und die Ordinaten $F F$, und $K K$, $= \frac{\lambda^2}{6 R}$ (unter λ die Uebergangscurlänge verstanden). Man erhält dann den Anfang F und das Ende K der Kreiscurve und kann unter Benutzung der Sehne $F K$ als Basis für die Bestimmung der Richtungen die Curvenpunkte G, H, J u. s. w. abstecken. Nicht immer wird aber der Punkt F von K und K von F sichtbar sein und es ist das Verfahren dann am einfachsten, durch die Punkte F und K Parallelen $F W$, und $K W$, zu den Tangenten zu legen und diese (Parallelen) als Basen für die Richtungsbestimmungen zu wählen.

Man errichte daher in der Entfernung $= \frac{\lambda^2}{6 R}$ von den Tangenten etwa neben dem Winkelpunkt Signale W , und W , so bezeichnen diese und die Punkte F und K die erforderlichen Parallelen. Es ist dann noch die Grösse des Winkels erforderlich, welchen diese Parallelen mit Tangenten der Curve in F resp. K einschliessen, und es wird dieser Winkel durch die Beziehung S , $\widehat{F W}$, $= S$, $\widehat{K W}$, $= \arctan \left(\operatorname{tg} = \frac{\lambda}{2 R} \right)$ erhalten.

Um den ersten Curvenpunkt G abzustecken, muss der Winkel $G \widehat{F W}$, die Grösse W , $F S$, $+ \eta$ haben; für die Absteckung des Curvenpunktes H muss der Winkel W , $F H = W$, $\widehat{F S}$, $+ \eta + \varphi$ gemacht werden, u. s. w.

Die Methode der Absteckung durch Polar-Coordinationen gewährt auch bei der Absteckung complicirterer Gleisanlagen vor anderen Absteckungsmethoden Vortheile. Es wird dies in der nachstehenden Beschreibung der Absteckung einer grösseren Gleisanlage mittelst dieser Methode gezeigt werden.

In Fig. 7 Taf. XXI seien die Gleise von einem Theile eines Bahnhofes und der daran liegenden Strecke der freien Bahn, welche als eingleisig vorausgesetzt sei, dargestellt. Es bezeichne AB die Achse eines geraden Gleises, BC eine Kreiscurve, $CDEFG$ sei die Achse einer Curven-Weiche, bestehend aus einer geraden Linie CD entsprechend der eigentlichen Weiche, dem Kreisbogen ED , und der Geraden EG , in welcher F den Punkt bezeichne, welcher der mathematischen Spitze des Herzstückes genau gegenüber liegt. GJ ist eine Kreiscurve, für welche aus irgend einem Grunde, etwa solchem, der in neben der Bahn liegenden Bauten seinen Ursprung hat, ein anderer Radius, als ihm die Curve BC besitzt, vorausgesetzt sei. Bei J schliesse sich die Curve an die gerade Strecke JK des Bahnhofes an und es bezeichne im abzweigenden Gleise LM einen Theil von der geraden Strecke, in welcher das Herz-

stück liegt, während MN einen Kreisbogen darstelle, der in die Gerade NO übergeht. —

Hat man eine Gleisanlage herzustellen, die nicht nur aus einer Curve mit angeschlossenen Tangenten besteht, sondern wie die vorstehend angegebene aus einem complicirten Linienzug besteht, so ist es bekanntlich erforderlich, durch Construction im verjüngten Maassstabe sich ein Bild über den Verlauf der Gleise, die Grösse der Radien u. s. w. anzufertigen. Man construirt daher die sogenannten Gleise-Pläne und wählt hierfür einen Maassstab von $\frac{1}{625}$ — $\frac{1}{500}$ der natürlichen Grösse. Nehmen wir an, dass für die vorliegende Gleisanlage ein solcher Plan gezeichnet sei. Wird nun eine genaue Absteckung der Bögen durch die Methode der rechtwinkeligen Coordinaten verlangt, so wäre es, da sich die Maasse aus dem Gleise-Plan nicht mit der gehörigen Genauigkeit abmessen lassen, notwendig, eine Berechnung der Abscissen und Ordinaten der in der Anlage vorhandenen Winkelpunkte, Curven-Anfänge und -Enden vorzunehmen. Mittelst der Methode der Polar-Coordinationen kann man aber häufig, wie es beim vorliegenden Beispiel der Fall ist, solche Rechnungen vermeiden. Das Verfahren ist dann das nachstehend beschriebene.

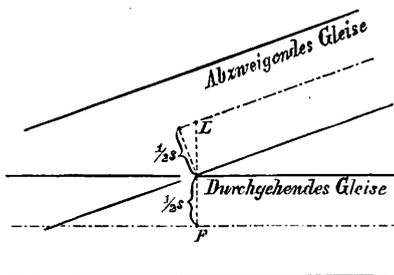
Man entnehme aus dem Plan die in Fig. 7 Taf. XXI mit BP bezeichnete Länge und stecke durch Messung von P aus den Punkt B ab. Hier wird das Instrument aufgestellt und die Curve BC abgesteckt, nachdem die dafür nöthigen Daten aus den Grössen, die der Plan giebt (also aus dem Radius R und der Bogenlänge BC) bestimmt sind. Zugleich wird von B aus die Richtung BCS durch Aufstellung eines Signales in S festgelegt. In C dient diese als Basis für die Bestimmung der Richtung CDQ , welche mit der Linie CS einen Winkel einschliessen muss, welcher gleich der zur Absteckung von C benutzten Peripherie-Winkelgrösse, das ist $= P \widehat{BS}$ sein muss. Hat man in Q ein Signal aufgestellt, so wird der Punkt D durch Abmessung der Länge CD der Weiche hergestellt. In D mit dem Instrument angekommen, steckt man unter Benutzung der Linie DQ die Curve DE ab, nachdem die Peripherie-Winkel aus dem Radius und der Curvenlänge berechnet sind. In dieser Weise wird fortgefahren. Hat man in E die Richtung EGV festgelegt, so dürfen die Peripherie-Winkel nicht mehr aus dem Radius und der Curvenlänge, die der Plan angiebt, bestimmt werden, sondern man muss zur Erzielung einer genauen Absteckung die Tangente GH und den Winkel $G \widehat{HJ}$ im Felde messen und hieraus die für die Absteckung erforderlichen Daten berechnen. Man suche daher den Durchschnitt H der Linien GV und PK , *) messe den Winkel $G \widehat{HJ}$

*) Um den Durchschnittspunkt zweier im Felde abgesteckten Linien genau zu finden, bezeichne man die Stelle desselben zunächst provisorisch durch ein Signal, und richte sodann zwei Signale genau in die eine dieser Linien vor und hinter dem provisorisch aufgestellten Signal mittelst des Theodolithen ein. An die Stelle der Signale werden dann Pfähle eingeschlagen und auf den Köpfen dieser genau die Stelle durch Kerben bezeichnet, auf welche der verticale Faden des Fernrohres hinzeigt. Ueber die Kerben ist eine dünne Schnur zu spannen. Der Theodolith wird nun auf einen Punkt der anderen Linie gestellt, und von hier aus ein Signal neben der Schnur eingerichtet, die Stelle desselben durch einen starken Pfahl bezeichnet und auf diesem der Schnitt der Linie und zugleich der der Schnur durch Kerben bezeichnet, welche in ihrem Schnittpunkt den gesuchten Schnitt der beiden Linien geben.

und die Länge GH und berechne die Peripherie-Winkel, stecke darauf den Punkt J ab und die Curve GJ selbst. Zur Controlirung der Richtigkeit der Messung dient zugleich der Umstand, dass $G\hat{H}J = B\hat{P}J - (\alpha + \beta)$ sein muss.

Zur Absteckung des Nebengleises übergehend, wird man in F , dem Punkt der die mathematische Herzstückspitze bezeichnet, eine Normale auf der Richtung FV errichten und auf dieser (Normale) den Punkt L des Nebengleises in der Entfernung FL gleich der Spurweite*) markiren. In L con-

Fig. 11.



*) Genauer ist es die Entfernung $FL = \frac{1}{2} s + \sqrt{\frac{1}{4} s^2 + \frac{1}{4} \frac{s^2}{n^2}}$ (vergl. nebenstehende Figur) angenähert gleich $s \left(1 + \frac{1}{4n^2}\right)$, in welcher Gleichung s die Spurweite und $\frac{1}{n}$ das Neigungsverhältniss des Herzstückes bezeichnet, zu machen.

struire man die Parallele LX zu FV und benutze diese als Basis für die Bestimmung der Richtung LU , welche gegen die Richtung LX um einen Winkel von der Grösse des Herzstück-Winkels abweichen muss. Von L wird dann zunächst die kurze Gerade LM abgesteckt, worauf bei der Herstellung der Curve MN in der vorher beschriebenen Weise verfahren wird.

Es kann verlangt werden, dass vor dem Uebergang der Curve GJ in die Gerade JK eine Uebergangscurve eingelegt werden soll und es wird darauf ankommen, die Entfernung zu kennen, um welche eine Parallele zu JK von dieser abstehen muss, um eine Tangente an die durch Einschaltung der Uebergangscurve in Lage und Radius zu verändernde Kreiscurve zu bilden. Man berechne nun diese Entfernung aus dem Halbmesser, den die Kreiscurve hat, wenn noch keine Uebergangscurve eingeschaltet ist. Ist die Länge der Kreiscurve nicht zu gering, so lässt sich die fragliche Entfernung mit einer für die Praxis hinreichenden Genauigkeit für die neue Kreiscurve beibehalten, worauf sich die Absteckung in der beschriebenen Weise ausführen lässt.

Geiger's patentirte Rosshaarzupfmaschine.

Von Hermann Pfeiderer & Co. in Stuttgart.

Jeder Ingenieur, welcher mit Leitung von Eisenbahn-Reparatur-Werkstätten betraut war, wird gefunden haben, wie lästig, zeitraubend und dabei theuer die Aufarbeitung der Polsterung und das Zurichten des neuen Materials wie Rosshaar, Seegras etc. etc. sind; es scheint deshalb angemessen, auf eine äusserst zweckmässige Maschine aufmerksam zu machen, die leider noch zu wenig in maassgebenden Fachkreisen bekannt ist, obgleich einige bedeutende Eisenbahn-Reparatur-Werkstätten sich bereits eine solche angeschafft haben. In Privatgeschäften ist die Maschine zur grössten Zufriedenheit der Besitzer schon längst sehr verbreitet.

Diese Rosshaarzupfmaschine hat seit ihrer Einführung als vollkommenes, zweckentsprechendes, Zeit und Arbeit — dadurch Lohn — ersparendes Werkzeug überall, selbst in England, in den Colonien etc. allgemeine Anerkennung gefunden; noch in viel höherem Grade ist dies aber der Fall, seit dieselbe mit den in letzter Zeit angebrachten Verbesserungen versehen sind, wodurch die im Anfang an den Maschinen sich

gezeigten kleineren Mängel vollständig beseitigt sind. — Mit Recht kann daher qu. Maschine jetzt als wirklich lohnendes und beinahe unentbehrliches Werkzeug für Polsterungen aller Art empfohlen werden, da sie das Rosshaar, crin d'Afrique, Seegras, Indiofaser etc. schön gleichmässig, ohne das Haar oder die Faser zu zerreißen, lockert und zugleich reinigt, so dass z. B. altes, bereits verwendetes Rosshaar, durch die Maschine gelassen, wieder wie neu erscheint.

Bei gleich schöner Waare, wie Handarbeit, leistet sie das Zehnfache derselben, und kann durch zwei oder auch nur eine Person, ohne besondere Erlernung, leicht bedient werden. Bei einiger Uebung kann eine Person circa 350—400 Pfund pro Tag lockern.

An der Maschine ist ein Haken angebracht zum Aufdrehen von Rosshaarsträngen, Seegras etc.; sie ist leicht transportabel und kann überall hingestellt werden.

Preis einer Maschine für Handbetrieb M. 135 } Netto, excl.
 « « « « Riemenbetrieb « 175 } Emballage, frei
 ab Stuttgart.

Vorrichtung zur Gangbarhaltung der Kuppelungen bei Eisenbahn-Fahrzeugen.

(D. R. P. A. 3978.)

Von **Ed. Pohl**, Ingenieur in Nippes bei Köln a. Rh.

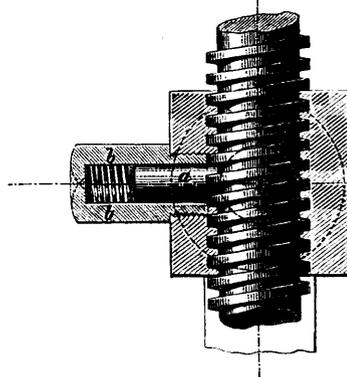
(Hierzu Fig. 15—17 auf Taf. XX.)

Jedem Betriebsbeamten sind wohl die grossen Unannehmlichkeiten und Störungen zur Genüge bekannt, die durch schwer oder ganz ungangbare Kuppelungen der Fahrzeuge täglich im Betriebsdienste vorkommen. Das Rangiren von Zügen sowohl, wie das Anhängen und Aussetzen von Wagen auf den Zwischenstationen wird beim Gebrauche ungangbarer Kuppelungen nicht nur sehr zeitraubend, sondern auch öfters dem Zugpersonal sehr gefährlich, so dass viele Verletzungen die beim Rangiren vorkommen sich auf die schwierige Handhabung ungangbarer Kuppelungen zurückführen lassen.

Von allen Mitteln, welche zur Vermeidung dieser Uebelstände angewandt wurden, hatte das periodische Bestreichen der Kuppelungen mit aufgelöstem Graphit noch den relativ besten Erfolg, jedoch auch dieses Mittel erfüllt seinen Zweck nur unvollkommen, resp. auf kurze Dauer, da der nächste Regen die an den Gewinden haftenden Graphitheilchen abspült. Oel und andere Fette eignen sich noch weniger zu diesem Zweck, sie trocknen ein, vermischen sich mit Staub und Rost zu einem Kitt, der jedes Schrauben unmöglich macht. Wenn man, ihrer anerkannten Vortheile wegen, die Graphitschmierung beibehalten will, so musste eine Vorrichtung construirt werden, welche bei geringen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten eine permanente Schmierung ermöglicht. Diese Aufgabe ist durch die in Fig. 15—17 auf Taf. XX dargestellte, höchst einfache, billig zu beschaffende und leicht anzubringende Vorrichtung gelöst. Sie besteht aus einer ausgebohrten Schraube *b* in deren Bohrung zuerst das als Belastungsgewicht dienende runde Stückchen Eisen oder Blei *c* und dann der Graphitcylinder *a* eingefügt wird. Die Anbringung und Wirkung der Schmierschraube ist einfach folgende: In der

oberen Fläche der Kuppelungsmutter wird ein Loch gebohrt, Gewinde eingeschnitten und die Schraube eingeschraubt, wobei zu bemerken ist, dass die Kuppelung durch diese Bohrung nicht geschwächt wird, indem die Mutter an dieser Stelle noch genügend stark bleibt. Beim Drehen der Kuppelungsschraube reiben sich die Gewindgänge an dem Graphitcylinder und nehmen kleine Mengen davon mit; dadurch wird eine Schmierung erzielt, die sofort wirksam auftritt, sobald die Kuppelung ver-

Fig. 12.



längert oder verkürzt wird. Ausserdem wird durch das Stück *c*, welches auf seiner unteren Fläche aufgehauen ist, in Folge der Erschütterungen etwas Graphit abgerieben, welcher in die Gewindgänge fällt und ebenfalls zur Schmierung beiträgt. Mit geringer Aenderung kann die Schmierschraube vortheil-

haft zum Schmieren der Gewinde an den Bremsspindeln verwendet werden. Nebenstehende Fig. 12 zeigt diese Anwendung. Der Graphitcylinder wird hierbei durch die Spiralfeder *c* sanft gegen die Gewindgänge der Spindel gedrückt.

Die angestellten Versuche haben äusserst befriedigende Resultate ergeben.

Die Maschinenfabrik von A. Dülken in Düsseldorf hat die Herstellung und den Vertrieb der Schmierschrauben übernommen.

Ueber Befestigung von Kurbelzapfen.

Mitgetheilt von **A. Woytt**, Kgl. Eisenbahn-Maschinenmeister in St. Wendel.

(Hierzu Fig. 17—20 auf Taf. XVIII.)

Ein sehr häufig an Locomotivrädern auftretender Defect ist das Unrundwerden der Kurbelzapfen.

Alle bisher in den diesseitigen Werkstätten versuchten Vorrichtungen derartige Krummzapfen wieder cylindrisch herzustellen, ohne dieselben aus der Kurbel herauszuziehen, haben sich als ungenügend erwiesen.

Es war daher in solchen Fällen hier Praxis, die Kurbelzapfen nach erfolgtem Anwärmen der Kurbelnabe heraus zu schlagen, auf der Drehbank abzdrehen und in die abermals erwärmte Kurbelnabe wieder einzusetzen.

Allein dieses Verfahren bot auch seine Schwierigkeiten, indem es sehr schwer hielt, bei Erwärmung der Kurbelnabe

das gleichzeitige Warmwerden des Kurbelzapfens zu verhindern und so ein leichtes Herausgehen desselben zu bewirken.

Diesem Uebelstände wurde seit Jahren dadurch abgeholfen, dass die Kurbelzapfen von Neuem ein Loch von 39mm Durchmesser, etwa auf die Länge derselben erhielten, wie solches in Fig. 17 und 18 auf Taf. XVIII dargestellt ist. Beim Herausziehen der Zapfen konnte sodann mittelst einer kleinen Spritze kaltes Wasser in das Loch eingeführt werden, wodurch der Zapfen kälter gehalten wurde, als die Nabe und ein leichtes Herausziehen des Zapfens möglich war.

Die Bohrung der Kurbelzapfen hat sich für die Haltbarkeit derselben als durchaus zulässig erwiesen, indem ein Bruch

der Zapfen immer nur an der äusseren Fläche der Kurbelnabe stattfindet, niemals aber in der Länge des durchbohrten Theiles.

Der Umstand indessen, dass bei Erwärmung der Kurbelnaben, wenn nicht grosse Vorsicht gebraucht wird, sich leicht die Speichen mit erwärmen und hierdurch nicht nur eine Deformation der letzteren, sondern auch des Unterreifens hervorgerufen werden kann, hat zu der in letzterer Zeit hier an mehreren Maschinen angewandten Befestigungsart geführt.

Der Kurbelzapfen (Fig. 19 und 20 auf Taf. XVIII) hat hiernach an seinem Ende eine Nuth *a*, die Kurbelnabe ist am inneren Ende auf 17^{mm} Tiefe weiter gefräst als das Zapfenloch. Der Zapfen wird sauber in die Nabe eingepasst und so-

dann kalt fest hineingeschlagen und endlich die Aussparung am hinteren Theile mittelst Zink ausgegossen.

An der diesseitigen Schnellzugmaschine »Ebernburg« ist diese Kurbelzapfenbefestigung seit 8. Februar 1879 angebracht; die Maschine hat seit diesem Tage 6747 Kilom. durchlaufen und die Kurbelzapfenbefestigung sich tadellos gehalten.

Zum Herausziehen derartig befestigter Kurbelzapfen hat man nur den gegen den Zapfen vorspringenden Theil des Zinkringes mittelst eines Kreuzmeissels zu entfernen und kann dann den Zapfen ohne Anwendung von Wärme herausschlagen.

St. Wendel, den 27. März. 1879.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

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

Neue Befestigungsart der Schienen auf eisernen Querschwellen, sowie über eine Sicherstellung der Laschenbolzenmuttern.

Von Karl Degreeff, Bahnerhaltungs-Chef der Grand-Central-Belge-Eisenbahn in Brüssel.

(Hierzu Fig. 16—21 auf Taf. XIX.)

Wenn auch die vorliegenden Erfahrungen es noch nicht gestatten, ein bestimmtes Urtheil abzugeben über den Werth der eisernen Querschwellen-Oberbaue im Vergleich zu denen mit eisernen Langschwellen, so haben sie jedoch erwiesen, dass beide Systeme dazu geeignet sind, den Holzschwellen-Oberbau zweckmässig zu ersetzen.

Welches von diesen Systemen endlich obsiegen wird, ist eine Frage, welche die zur Zeit laufenden Versuche ohne Zweifel bald lösen werden.

Einen der Vortheile der eisernen Querschwellen erwähnt mit Recht die Verwaltung der Rheinischen Eisenbahn in ihrem Referat betreffs eiserner Oberbaue für die im Juni 1878 in Stuttgart abgehaltene Techniker-Versammlung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. Besagtes Referat lautet unter Anderem wie folgt:

«Nach unserer Auffassung wird, trotzdem sich unser Langschwellen-Oberbau durchaus gut bewährt, die eiserne Querschwelle für alle im Betriebe befindlichen Strecken den Sieg davon tragen, weil die Auswechslung jeder einzelnen abgängig werdenden Holzschwelle so äusserst bequem auszuführen ist, also kostspielige Umlegungen vermieden werden, die sich bei Einführung von Langschwellen-Oberbau gar nicht umgehen lassen.»

Auch die Verwaltung der Bergisch-Märkischen Eisenbahn spricht sich in ihrem Referat ähnlich aus.

So viel ist gewiss, dass zweckmässig starke eiserne Querschwellen sich allgemein gut bewährt haben. Nur die bis jetzt angewandten Befestigungsarten der Schienen auf den Schwellen lassen noch an Stätigkeit zu wünschen übrig.

Diesem Bedürfniss abzuhefen, ist der Zweck des nachstehend bezeichneten Systemes.

Fig. 16—19 auf Taf. XIX stellen einen eisernen Querschwellen-Oberbau vor, wobei die Schienen mittelst elastischer Klemmplatten und Hakenschrauben auf den Schwellen befestigt sind.

Der untere Schenkel der aus Federstahl verfertigten Klemmplatten verhindert die seitliche Verschiebung der Schiene, während der obere Schenkel durch das Anziehen der Schraubenmutter auf den Schienenfuss gedrückt wird und so den Zusammenhang der Schiene und der Schwelle vollkommen sichert.

Die Form, welche der obere Schenkel darbietet, bevor die Muttern angezogen sind, deutet die Zeichnung durch Punktirlinien an. — Der elastische Rückdruck, den dieser Schenkel auf die Schraubenmutter beständig ausübt, macht das Lockerwerden derselben durchaus unmöglich und verbürgt die Stätigkeit der Klemmplatten.

Die Befestigung der Schienen in den Bahncurven fordert weder eine andere Lochung der Schwellen noch die Anwendung anderer Stücke, als die, welche in den geraden Strecken erforderlich sind: indem Dank der Verschiedenheit der Klemmplatten A und B und der besonderen Gestalt der Bolzen, fünf verschiedene Spurweiten durch blosse Veränderung der gegenseitigen Stellung dieser Stücke erzielt werden können.

Der wesentliche Unterschied zwischen den zwei Klemmplatten A und B liegt allein in der Entfernung des Bolzenloches vom Ende des untern Schenkels. Bei der Klemmplatte A, welche in den geraden Strecken an der Aussenseite der Schienen angewendet wird, beträgt diese Entfernung 29^{mm}, während sie bei der an der inneren Schienenenseite befindlichen Klemmplatte B 3^{mm} kleiner ist.

Da aber alle anderen Theile der Klemmplatten einander ähnlich sind, so ist es augenscheinlich, dass, wenn man die Klemmplatte A, statt an ihrer normalen Stelle, an der inneren Schienenenseite befestigt und im Gegentheil die Klemmplatte B an der Aussenseite des Gleises verwendet, die Spurweite dadurch eine Erweiterung von 3^{mm} erhält, und dass die Wiederholung

dieses Verfahrens am anderen Schienenstränge die Gleisbreite um das Doppelte erweitert.

Grössere Spurweiten werden erlangt durch eine Aenderung in der Stellung der Bolzen. Die Eigenthümlichkeit dieser Stücke besteht darin, dass sie auf einer Seite und unmittelbar unterm Kopfe von einem 3^{mm} vorspringenden Absatz versehen sind, der in den geraden Strecken immer der Aussenseite der Bahn zugekehrt steht, und der es erlaubt, durch eine halbe Drehung der Bolzen die Schienen um 3^{mm} nach Aussen zu verrücken. (Vergl. Fig. 20, Taf. XIX.)

Uebrigens sind die gegenseitigen Stellungen der Klemmplatten und ihrer Bolzen bei den fünf verschiedenen Spurweiten, welche besagtes System herzustellen geeignet ist, in nachstehender Tabelle angedeutet.

Breite des Gleises	Abgerundete Klemmplatten an einem der 2 Schienenstränge	Abgerundete Klemmplatten am anderen Schienenstränge	Absätze der Bolzen an einem der 2 Schienenstränge	Absätze der Bolzen an anderen Schienenstränge
1,435 m	An der Innenseite	An der Innenseite	Nach Aussen gekehrt	Nach Aussen gekehrt
1,438 m	Desgl.	Desgl.	Nach Innen gekehrt	Desgl.
1,441 m	Desgl.	Desgl.	Desgl.	Nach Innen gekehrt
1,444 m	An der Aussenseite	Desgl.	Desgl.	Desgl.
1,447 m	Desgl.	An der Aussenseite	Desgl.	Desgl.

Um bei der Anwendung der Befestigungsstücke jede mögliche Verwirrung zu vermeiden und die Gleisbreite auf den ersten Anblick erkenntlich zu machen, sind die Winkel des oberen Schenkels der Klemmplatten B abgerundet, und ist die Hälfte des abgerundeten Schraubenendes der Bolzen nach der Seite, wo sich der Absatz befindet, abgeschnitten.

Kurz, jeder der beiden Schienenstränge kann nach Bedürfniss, ohne Anwendung anders gelochter Schwellen oder besonderer Stücke, um 3 oder um 6^{mm} weiter von der Mitte des Gleises befestigt werden, als es seine normale Stellung in geraden Strecken verlangt, und es folgt natürlicher Weise daraus, dass beim Uebergange von der Geraden in eine Curve von kleinerem Radius die entsprechende Spurerweiterung stufenweise erlangt werden kann.

Die Verfertigung der Klemmplatten bietet nicht die geringste Schwierigkeit und fordert keine andere genaue Bearbeitung als das Kalibriren des unteren Schenkeldes, dessen Längenmaass die Breite des Gleises bestimmt.

Die Bolzenlöcher der Schwellen sind nicht scharfeckig, wie es sonst bei den anderen Systemen üblich ist, indem ihre geraden Wandungen durch Curven mit einander verbunden sind, eine Anordnung, welche zur Erhaltung der Schwellen vortheilhafter ist.

Es wäre wohl überflüssig, die verschiedenen und augenscheinlichen Vortheile des Sytemes weiter hervorzuheben. Ein nicht gering anzuschlagender Nutzen liegt in der vollständigen Gleichförmigkeit der Schwellen und der Befestigungsstücke auf sämtlichen Bahnstrecken, welche die Zahl der Vorrathsstücke sehr

vermindert, und in der Besonderheit, dass bei einer zufälligen Zerstörung des Gleises alle zur Verfügung befindlichen Oberbaumaterialien ohne alle vorhergehende Arbeit zur Wiederherstellung der Bahn verwendet werden können, wodurch diese Wiederherstellung schleunigst vor sich gehen würde. Bekanntlich ist das nicht der Fall bei anderen eisernen Querschwellen-Oberbausystemen, deren Herstellung in Curven die Anwendung besonderer gelochter Schwellen oder besonderer Befestigungsstücke erfordert.

Was nun die Sicherstellung der Laschenbolzenmuttern anbetrifft, so ist diese so einfach, dass die Andeutung der Zeichnung (Fig. 21 auf Taf. XIX) vollkommen hinreicht, um darüber einen genauen Begriff zu geben.

Sie besteht aus leicht gebogenen stählernen Federplättchen, welche durch ihren Rückdruck gleichzeitig zwei Bolzenmuttern unbeweglich machen.

Brüssel, den 15. Januar 1879.

Eiserner Oberbau

von Franz Freudenberg zu Laar.

Die vorliegende Erfindung (D. R. P. Nr. 2601 vom 18. Januar 1878) hat den Zweck, den eisernen Oberbau für Sekundärbahnen praktisch verwendbar zu machen. Bekanntlich liegt eine Hauptschwierigkeit beim eisernen Oberbau in der Befestigung der Schienen auf den eisernen Quer- oder Längsschwellen, welche nicht, wie bei Holz, mit Schienenmägeln geschehen kann, sondern meist durch Schrauben stattfindet und hierdurch sowohl complicirter und theurer, als weniger verlässlich wird. Um dieses zu vermeiden, befestigt F. Freudenberg auf seinen gewalzten eisernen Querschwellen die Schienen durch im Voraus eingienietete und somit unlösliche Hakennägel. Dieselben haben Vorsprünge, unter welche der Schienenfuss geschoben wird, und indem nun bei den auf einander folgenden Schwellen diese Nägel abwechselnd rechts und links von der Schiene sitzen, wird dieselbe absolut sicher gegen seitliche Verschiebung gehalten.

Da, wie gesagt, die Hakennägel schon im Voraus in die Schwellen eingienietet sind, so muss die Schiene etwas federn, um sie unter die abwechselnd vorstehenden Köpfe der Hakennägel zu bringen. In Folge dessen beschränkt sich die Anwendung dieser gelungenen Erfindung auf Schmalspur- und Sekundärbahnen mit leichten Profilen, namentlich Gruben- Fabrik- und Hilfsbahnen.

(Nach Dingler's polyt. Journal, 231. Bd. S. 89.)

Hydraulische Scheere für Eisenbahnschienen.

Dieselbe war mit einigen andern Constructionen desselben Erfinders in Paris von der Hydraulic-Engineering-Company in Chester ausgestellt.

Die gesammte Maschine besteht aus dem Druckerzeugungsapparat und der eigentlichen Scheere: die Verbindung beider vermittelt ein mehrfach gekrümmtes Wasserrohr. Das bewegliche Scheerenblatt sitzt am Ende eines 300^{mm} im Durchmesser haltenden Presskolbens, der durch das Druckwasser vorgeschoben, beim Nachlassen des Druckes aber durch seitlich angebrachte Gewichte zurückgezogen wird. Diese Scheere wiegt mit ihrem

Gestell 4 Tonnen und ist bestimmt, frei und ohne besondere Befestigung auf ihr Fundament gestellt zu werden.

Der Druckerzeugungsapparat besteht aus einem verticalen Dampfzylinder von grossem Durchmesser. Mit dem Dampfkolben ist auf gleicher Kolbenstange der bei weitem kleinere Kolben des darunter stehenden Pumpenzylinders befestigt; er macht demnach mit jenem einen gleich grossen Hub und drückt beim Aufwärtsgang das Wasser durch das erwähnte Wasserdrukrohr nach dem Druckzylinder der eigentlichen Scheere. Ein Hub des Pumpenkolbens genügt für einen vollen Hub des Presskolbens.

Die Presspumpe, die ebenfalls keiner weiteren Befestigung auf dem Fundamente bedarf, wiegt 5 Tonnen.

Die Ingangsetzung der Druckpumpe erfolgt durch einen vom Maschinenwärter zu stellenden Hebel. Der Abschluss der

Dampfeinströmung geschieht selbstthätig so, dass der Dampf noch expandiren kann, und zwar, sobald der Kolben die eine der drei seitlich am Cylinder angebrachten Oeffnungen überschreitet. Tritt dieser Augenblick ein, so strömt der Dampf aus und schliesst durch Einwirkung auf ein Kolbenventil den Eintritts-canal. Nach vollendetem Scheerenschnitte veranlasst eine Hebelbewegung den Austritt des Dampfes auf der anderen Seite des Kolbenventils und öffnet von neuem das Einströmungsrohr.

Sollte der bedienende Arbeiter das Oeffnen eines der drei seitlichen Auströmungshähne unterlassen, wenn die Einströmung beginnt, so tritt ein breiter Canal in Wirkung, der den Dampf in der höchsten Stellung des Kolbens über diesen treten lassen und ihn somit in's Gleichgewicht setzen wird.

(Uhländ's Maschinen-Constructeur 1879. S. 62.)

Bahnhofseinrichtungen.

Grundriss der Locomotiv- und Wagen-Reparaturwerkstätten der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft zu Simmering b. Wien.

(Taf. XIX. Fig. 15.)

Die Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft besitzt gegenwärtig 3 Haupt-Reparaturwerkstätten, welche in Simmering bei Wien, Bubna bei Prag *) und Buda-Pest gelegen sind. Diese Werkstätten genügen für Unterhaltung und Reparatur des rollenden Materials der Gesellschaft; seit 1873 hat man begonnen auch neue Wagen zu bauen, und man würde der Hilfe der Privat-Industrie nicht mehr bedürfen, selbst wenn eine sehr beträchtliche Vermehrung des Wagen-Parks erforderlich werden sollte.

Die jährliche Leistung der genannten 3 Werkstätten besteht in der Reparatur von

- 500—600 Locomotiven,
- 1100—1500 Personenwagen und
- 11000—13500 Güterwagen.

Die Werkstätte in Simmering, welche in Fig. 15, Taf. XIX. dargestellt ist, wurde in den Jahren 1870—73 gebaut und eingerichtet. Diese Anlage enthält verschiedene Hauptgebäude für die Reparatur von Locomotiven, Güter- und Personenwagen und die dazu gehörigen Arbeitsmaschinen; einige Gebäude enthalten die Schmiede, eine Eisen- und Messinggiesserei und eine Kupferschmiede, verschiedene Gebäude für die Aufseher, auch ein Wasser-Reservoir enthaltend; Gebäude für den Portier, den Restaurateur für Arbeiter und Angestellte und für den Arzt; endlich noch ein besonderes Gebäude für Materialien.

Der Gesamt-Flächeninhalt der Werkstätten, einschliesslich der Magazinräume beträgt . . . 140,000^m
 » Flächeninhalt der bedeckten Werkstättenräume 33,840 »
 » » » » Magazinräume. . . 4200 »
 Die Länge der inneren Werkstättingleise . . . 4520^m
 » » » äusseren » . . . 7800 »
 » » » Magazingleise . . . 680 »

Die Zahl der Stände für Locomotiven und Tender beträgt	
im Innern der Werkstättingebäude	40
ausserhalb » »	10
	in Summa 50;
diejenige für Personenwagen	
in den Werkstättingebäuden	80
ausserhalb derselben	40
	in Summa 120;
diejenige für Güterwagen	
in den Werkstättingebäuden	150
ausserhalb derselben	250
	in Summa 400.

Die Gesamtzahl der Werkstätten-Arbeiter beträgt 700. Drei Dampfmaschinen von 115 Pferden liefern die Arbeitskraft. Die Heizfläche der Dampfkessel für die Dampfmaschinen und Dampfhammer beträgt 270^m, und ist dieselbe deshalb so gross gewählt, da Holzabfälle, Sägespähne etc. als Brennmaterial benutzt werden und ausserdem die Räume für die Werkzeugmaschinen während des Winters mit Dampf geheizt werden.

Die Zahl der Schmiedefeuer	beträgt 32.
» » » Dampfhammer	» 4.
» » » Räderdrehbänke	» 16.
» » » Drehbänke, grosse	» 15.
» » » » kleine	» 31.
» » » Hobelmaschinen, grosse	» 5.
» » » » kleine	» 13.
» » » Sägegatter	» 1.
» » » Circularsägen	» 4.
» » » Holzhoebelmaschinen	» 2.
» » » verschiedenen Werkzeugmaschinen	» 80.

In den Simmering-Werkstätten werden jährlich reparirt an
 Locomotiven 230,
 Personenwagen 600,

*) Siehe Organ 1879, S. 99.

Güterwagen 4500 ;
 ausserdem werden jährlich 100—200 neue Wagen gebaut.

Dr. R.

(Notizen über die Ausstellungsgegenstände der Oesterr.
 Staatsbahn-Gesellschaft in Paris 1878, S. 49.)

Beleuchtung des Locomotivschuppens zu M.-Gladbach.

Unter Bezugnahme auf ein Referat in dem I. Heft des «Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens» pro 1879 betreffend die Erleuchtung des polygonalen Locomotivschuppens auf dem Pariser Bahnhof der Cöln-Mindener Bahn zu Hamburg erlaubt sich der Unterzeichnete über eine ähnliche und noch sparsamere Erleuchtung des polygonalen Locomotivschuppens zu M.-Gladbach der Bergisch-Märkischen Eisenbahn ganz ergebenst Bericht zu erstatten.

Der hiesige Schuppen hat 16 Stände, und ist der ganze Durchmesser desselben 55^m.

Dieser Raum wurde sonst durch 16 Gasflammen (Flachbrenner) erleuchtet, welche stündlich und bei mässigem Brennen durchschnittlich 0,1546^{cbm} Gas verbrannten. Der Preis des Gases wird der Verwaltung als Grossconsument mit 13 Pfg. pro Cbm. berechnet.

Im Monat Januar brennen diese 16 Flammen von Nachmittags 5 Uhr bis zum andern Morgen 7 Uhr, folglich 14 Stunden, so dass sich der Kostenaufwand an Gas berechnet

$$16 \cdot 0,1546 \cdot 14 \cdot 13 = 450 \text{ Pfg.}$$

Seit dem 12. Januar ds. Jahres ist die Gasbeleuchtung im hiesigen Schuppen abgeschafft und seit dieser Zeit ein von dem Königlichen Maschinenmeister Herrn Rohde zu Crefeld construirter parabolischer Reflector, welcher mit glattem Spiegel-

glas cernirt ist, in Betrieb genommen. Dieser Reflector erhält sein Licht durch 3 mittelst Petroleum gespeiste Lampen, die mit sogenannten Mitrailleusenbrennern ausgerüstet sind.

Die sorgfältigst angestellten Beobachtungen haben ergeben, dass die Lampen je 60 Grm. per Stunde verbrauchen, sodass bei einer Brennzeit wie vor angegeben von 14 Stunden

$$3 \cdot 60 \cdot 14 = 2,520 \text{ Kilogr.}$$

Das Petroleum kostete bei uns im Monat Januar cr. 18 Pfg., sodass der Kostenaufwand rot. 46 Pfg. betrug, folglich per Nacht weniger rot. 4 Mark. Die Lichtmenge ist gegen die frühere Gasbeleuchtung, wenn nicht günstiger, doch mindestens mit derselben gleichzustellen.

Julius Bachmann,
 Kgl. Eisenbahn-Werkmeister.

Thönerne Schornsteinrohre in Locomotiv-Schuppen.

Die sehr kurze Dauer der eisernen unverzinkten Schornsteinrohre für Locomotiv-Schuppen ist Veranlassung gewesen, dass vielfach solche aus gebranntem Thon verwendet wurden. Dieselben bewähren sich nicht, wenigstens sind die Trichter einer ziemlich schnellen Zerstörung ausgesetzt. — Die Locomotiven stehen mit ihren Schornsteinen nicht immer genau unter dem Abzugsrohr; dadurch wird ein Theil des Trichters mehr erwärmt als der andere, und es entstehen Sprünge, die endlich das Herabfallen des Trichters veranlassen. Auch wenn die Locomotiven genau eingestellt werden, ist die Erhitzung der Innenfläche beim Anfeuern eine zu schnelle, als dass die dicken Wandungen gleichmässig daran theilnehmen könnten.

(Deutsche Bauzeitung 1879. S. 92.)

Maschinen- und Wagenwesen.

Neuer Cylinderschmierhahn für Locomotiven.

(Fig. 18—21. Taf. XX.)

Der auf Taf. XX. Fig. 18—21 mitgetheilte Cylinderschmierer für Locomotiven, welcher auf denselben Principien beruht, wie die von der Schweizer Nordostbahn angewandte Schmiervorrichtung, wird gegenwärtig von der österreichischen Staatsbahn-Gesellschaft für 50 ihrer Locomotiven benutzt. Die damit erlangten Resultate sind so günstig, dass die Anwendung dieser Schmierapparate bei allen Locomotiven der Gesellschaft in Aussicht steht.

Diese Art der Cylinderschmierer wurde von der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft zuerst 1875 versucht, nachdem verschiedene Systeme von Doppelhähnen und automatischen Schmierern sich nicht bewährt hatten. Die jetzige Construction der Cylinderschmierhähne hat sich nun im Laufe der Zeit nach und nach herausgebildet.

Der Apparat besteht aus einem Hahn mit darüber liegender geschlossener Schmierbüchse für die Aufnahme des Oels oder Talgs. Der Hahnkegel ist mit Ausschnitt versehen, welcher ein kleines Reservoir für eine gewisse Quantität des Schmiermaterials bildet. Letzteres Reservoir füllt sich mit Oel, sobald

der Griff des Hahns nach unten gestellt wird; macht man dann eine Viertels-Umdrehung des Hahnes, so fliesst das Oel in den Canal K und öffnet man das Ventil V, so treibt der Dampf das Oel durch eine Röhre und führt es rechts und links durch Zweigrohre v, v in die Cylinder. Das Oel gelangt so in sehr kleinen Quantitäten feingetheilt und mit Dampf vermischt in die Schieberkasten; in letzteren befinden sich kleine Ventile, welche verhindern, dass der Dampf zurücktritt.

Dr. R.

(Notizen über die Ausstellungsgegenstände der Oesterr.
 Staatsbahn-Gesellschaft in Paris 1878. S. 29.)

Schmiergefäss für Dampfmaschinen

von Dr. Paulsen.

(Hierzu Fig. 10 auf Taf. XX.)

Durch eine verschliessbare Oeffnung wird das Oel oder der Talg in einen Behälter hineingebracht, von dessen unterem Theile eine feine Bohrung in den Dampfzylinder oder den Schieberkasten führt. Ein eingeschaltetes Kugelventil verhindert das fortwährende Durchlaufen der Schmiere nach unten; es

gestattet dasselbe jedesmal nur dann, wenn der von unten in die Bohrung eintretende Dampf die Ventilkugel hebt.

Der Hub der Kugel kann dem Bedürfniss entsprechend auf ein grösseres oder geringeres Maass eingestellt werden. Somit ist klar, dass bei jedem Eintreten des frischen Dampfes in den Cylinder die Kugel in die Höhe schnellt, um Schmiermaterial durchzulassen, dass sie dagegen auf ihren Sitz zurückfällt und die Schmierung verhindert, sobald der Dampf entweicht oder sobald seine Spannkraft unter ein bestimmtes Maass gesunken. (Engeniering Nr. 667. S. 295.)

Der gegenwärtige Umfang und die Art der Heizung der Personenwagen.

Ueber den derzeitigen Umfang und die Art der Heizung der Personenwagen auf den Eisenbahnen Deutschlands (excl. derjenigen Bayerns) liegt eine auf den Berichten der Bahnverwaltungen beruhende, nach vielfachen Seiten hin interessante Zusammenstellung vor, welche das Reichs-Eisenbahnamt hat nehmen und u. A. auch den Eisenbahnen zur Kenntnissnahme hat zugehen lassen.

Die Nachweisung enthält die Angaben von 67 Bahnverwaltungen bzw. getrennt verwalteten Linien (Halle-Sorau-Guben, Vorpommersche Bahn, Berlin-Dresden etc.) und führt zunächst den Bestand an Personenwagen, die Zahl der Coupés I., II., III. und IV. Classe und der sich daraus ergebenden Plätze auf, lässt dann übersichtlich ersehen, wie viele dieser Plätze überhaupt und auf welche Weise geheizt werden, wie viele Plätze mit Heizvorrichtungen nicht versehen sind, innerhalb welcher Jahreszeit und bei welcher Temperaturbeschaffenheit geheizt wird und giebt endlich in den »Bemerkungen« die Urtheile der Bahnverwaltungen über die Bewährung der verschiedenen Einrichtungen.

Was die einzelnen Heizmethoden betrifft, so ist die folgende Unterscheidung beobachtet:

- a) Dampfheizung mit Dampf von der Zugmaschine,
- b) Dampfheizung mit besonderem Dampfkessel,
- c) Heizung mit präparirter Kohle,
- d) Eiserne Füllöfen mit Steinkohlen oder Braunkohlen geheizt,
- e) Eiserne Füllöfen mit Holzkohlen geheizt,
- f) Wärmflaschen resp. Kasten mit heissem Sande gefüllt,
- g) Wärmflaschen resp. Kasten mit heissem Wasser gefüllt und
- h) Anderweitige Einrichtungen.

Die Anzahl der Plätze in den Personenwagen der in Betracht gezogenen Eisenbahnen (excl. der Bahnrevisions- und Arrestantenwagen und einzelner Salonwagen) beträgt — alle Wagenklassen zusammengenommen 727861, wovon bis 15. October 1878 mit Heizvorrichtungen nicht bedacht waren: 185359; zu diesem Zeitpunkte waren eingerichtet zur Heizung

	Plätze
a) mit Dampf von der Zugmaschine	59440
b) mit Dampf durch besonderen Dampfkessel	8247
c) mit präparirter Kohle	210613
d) durch eiserne Füllöfen mit Steinkohlen oder Braunkohlen geheizt	155283
e) durch eiserne Füllöfen mit Holzkohlen geheizt	8682

- f) durch Wärmflaschen resp. Kasten mit heissem Sande gefüllt 2042
- g) durch Wärmflaschen resp. Kasten mit heissem Wasser gefüllt 78564
- h) durch anderweitige Einrichtungen 20535

Unter »h) durch anderweitige Einrichtungen« sind die verschiedenen Systeme von Luftheizungen (Thamm & Rothmüller, Schweizerische Industrie-Gesellschaft Maey & Pape und Bernstorff & Eichwede) begriffen, welche bei einzelnen Verwaltungen, theils in versuchsweisem, theils in entschiedenem Gebrauche sind.

Nach der Zusammenstellung ist nunmehr auf sämtlichen grösseren Bahnen in allen der Personenbeförderung dienenden Zügen die Heizung eingeführt, bezw. durch das Vorhandensein von Einrichtungen ermöglicht. Nur die Crefeld-Kreis Kempener Industriebahn, die Friedrichrodaer Bahn, die Georg Marienhütten- und die Halberstadt-Blankenburger Eisenbahn haben mit Rücksicht auf ihre kurzen Strecken, sowie wegen der schwachen Personenfrequenz davon abgesehen oder aber, wie die Westholsteinische Bahn die Coupés den Winter über mit dicken Cocosmatten belegt. — Verschiedene derjenigen grösseren Verwaltungen, deren Wagen nicht sämtlich Heizvorrichtungen besitzen, bezeichnen die Zahl ihrer dafür eingerichteten Wagen als ausreichend für den Winterverkehr, so dass, wenn Heizung erforderlich wird, nur Wagen letzterer Art zur Verwendung kommen.

Wie die obigen Zahlen ergeben, ist die Anwendung der Dampfheizung noch keine ausgebreitete, am wenigsten bei der Einrichtung, welche hierfür einen besonderen Dampfkessel erfordert. Bei der Württembergischen Staatsbahn, welche die Dampfheizung für 542 Plätze besitzt, kann die Heizung, je nach den Zügen, in welchen die Wagen verwendet werden, von der Locomotive, oder von einem besonderen Dampfkessel aus erfolgen. — An der unter a) angegebenen Zahl von 59440 Plätzen für Dampfheizung von der Zugmaschine ist die Preussische Ostbahn, deren 43581 Plätze, wie fast ausnahmslos diejenigen der Preussischen Staatseisenbahnen, sämtlich für irgend eine Heizmethode eingerichtet sind, mit 24206 Plätzen beteiligt, daneben kommen für die Dampfheizung noch die Breslau-Schweidnitz-Freiburger, die Elsass-Lothringer, die Hessische Ludwigs- und die Main-Neckar-Bahn in Betracht.

Am meisten in Benutzung ist die Heizung mit präparirter Kohle (210613 Plätze), alsdann die Heizung durch eiserne Füllöfen mit Stein- und Braunkohlenverwendung (155283 Plätze); die letztere Methode, welche mannigfache Vortheile bietet, ist namentlich in der III. und IV. Wagenklasse in Anwendung. — Wärmflaschen mit heissem Sande finden nur noch geringe Verwendung, Wärmflaschen resp. Kasten mit heissem Wasser gefüllt sind noch in stärkerem Gebrauche, besonders auf den Sächsischen Staatseisenbahnen, welche von ihren 77500 Plätzen 58316 auf diese Weise erwärmen.

Bei den meisten Verwaltungen ist nicht die eine oder andere Methode ausschliesslich in Gebrauch, sondern in der Regel zwei oder drei nebeneinander, was sich sowohl daraus erklärt, dass die neueren Methoden als noch in der Erprobung begriffen, die älteren nicht sogleich verdrängen, als dass auch die in der

Verschiedenheit des Dienstes (längere oder kürzere Strecke, Local- oder Durchgangsverkehr etc.) beruhende Verschiedenheit der Anforderungen ein gemischtes System für vortheilhafter erscheinen lassen. Nur eine Verwaltung mit stärkerem Personenverkehr, die Berlin-Potsdam-Magdeburger Bahn, hat ein vollkommen einheitliches System. die 15089 Plätze derselben sind sämmtlich zur Heizung mit präparirter Kohle eingerichtet.

Was die Jahreszeit, innerhalb welcher und die Temperaturbeschaffenheit bei welcher die Beheizung stattfindet, anbelangt, so ergeben die Berichte der Verwaltungen, dass die Praxis hierin eine sehr verschiedene ist. Manche Verwaltungen unterscheiden nach Zeitabschnitten eine obligatorische und eine facultative, andere eine Tages- und eine Nachtheizung. Einige lassen die Heizung in jedem einzelnen Falle durch die Temperaturbeschaffenheit entscheiden, welche vor Abgang des betreffenden Zuges herrscht, die meisten lassen eine gewisse Temperaturbeschaffenheit entscheidend sein, welche zur Nachtzeit und an einem oder mehreren darauf folgenden Tagen um die Mittagszeit beobachtet worden ist. Durchschnittlich wird mit der Heizung begonnen in der Zeit vom 1. October bis 1. December, wenn während dieser Termine die Temperatur auf einen bestimmten Grad und zwar auf $+ 4$ Grad Réaumur am Tage und 0 Grad in der Nacht herabsinkt; eingestellt wird die Heizung in der Zeit vom 1. März bis ultimo April.

Die Bemerkungen der Bahnverwaltungen über die mit den einzelnen Methoden gemachten Erfahrungen lassen sich nicht gut zusammenfassen, können auch, da sich nur auf die Zweckdienlichkeit und, bis auf wenige Ausnahmen, nicht auch auf den Kostenpunkt erstrecken, zur Beantwortung der Frage, ob einer bestimmten Methode und welcher der Vorzug zu geben sei, nicht gut verwendet werden. Im Allgemeinen äussern die Verwaltungen ihre Zufriedenheit mit den bei ihnen bestehenden Einrichtungen und constatiren, dass das Publicum mit ihrer Praxis befriedigt sei. Die vorzugsweise in Betracht kommende Heizung mittelst präparirter Kohle wird durchweg als bewährt bezeichnet; auch die in grösserem Umfange und vorzugsweise in der dritten und vierten Wagenklasse vorhandenen eisernen Füllöfen sollen dem Bedürfnisse genügen. Ueber die Dampfheizung, welche nur bei einigen — oben genannten — Bahnen eingeführt ist, lauten die Urtheile — vorsichtige Behandlung vorausgesetzt — ebenfalls günstig, die Breslau-Schweidnitz-Freiburger Bahn bezeichnet sie als »durchaus bewährt« und macht zugleich die Angabe, dass dieselbe im Winter 1876/77 pro Wagencubikmeter 0,57 Pf. gekostet habe.

Die unter »h) anderweitige Einrichtungen« begriffenen Luftheizungen nach verschiedenen Systemen (drei Systeme bei fünf, sechs und zwei Verwaltungen, versuchsweise) finden gleichfalls, mit wenigen Ausnahmen, eine günstige Beurtheilung. Die Art der Erwärmung der Coupés durch stetige Zuführung frischer erwärmter Luft wird als eine sehr angenehme bezeichnet, eins der neuen Systeme wird »wegen der leichten Bedienung und billigen Unterhaltung empfohlen und für besonders zweckmässig für diejenigen Wagen gehalten, deren Coupés nicht vollständig von einander getrennt sind, wo die Wärme also in dem ganzen inneren Raume des Wagens sich gleichmässig ver-

theilen und auch die Regulirung derselben von einem Punkte aus erfolgen kann.«

Wie bereits erwähnt, sind die Erhebungen auf den Kostenpunkt nicht ausgedehnt worden, vermuthlich, weil sich absolute Zahlen ohne Vorbereitung nicht würden abgeben lassen. (Zeitung des Ver. deutsch. Eisenb.-Verw. 1879 S. 217.)

Radreifen-Befestigung für Eisenbahnräder

von C. Kessler.

Folgende Radreifen-Befestigung für Eisenbahnräder von C. Kessler in Berlin (D. R. P. Nr. 1876 vom 7. November 1877) verdient nähere Beachtung. Der Radstern wird an den äusseren Rändern schwalbenschwanzförmig abgedreht; dem entsprechend erhält der Radreifen auf der einen Seite einen Vorsprung, welcher beim Aufziehen den betreffenden Theil des Radsternes übergreift. Um nun auf der anderen Seite einen gleichen Schluss zu erzielen, und so den Radreifen durch Schwalbenschwanzverbindung beiderseits festzuhalten, wird der Radreifen auf dieser Seite derartig schief eingestochen, dass die Rinne in eine Flucht mit der schwalbenschwanzförmigen Erweiterung des Radsternes fällt und ein Blechring, der zur Ermöglichung des Eindringens aufgeschlitzt ist, sich fest gegen den Radstern und die Nuth des Radreifens legt. Wird nun noch der Schlussring durch Eintreiben eines Keiles in die gespaltene Stelle am Zurückgehen verhindert, so ergibt sich in einfacher und billiger Weise eine absolut verlässliche Verbindung. (Nach Dingler's polyt. Journal 230. Bd. S. 281.)

Radflantschen-Benetzer für Locomotiven.

Es ist bekannt, dass schon seit längerer Zeit erfolgreiche Versuche gemacht worden sind, die Spurkränze der Vorderräder von Locomotiven zu schmieren und dass bei zahlreich vorkommenden scharfen Curven die günstigsten Resultate damit erzielt wurden. J. Dürr in Kaiserslautern hat nun die Einrichtung dahin modificirt (D. R. P. Nr. 158 vom 14. August 1877), dass er statt Oel oder feste Schmiere einen Wasserstrahl anwendet, welcher gleichzeitig die Schiene und den Spurkranz bespritzt, und hat damit bei einer 3monatlichen Versuchszeit gegenüber einem unbefeuchteten Vorderrade die doppelte Kilometerzahl vor dem Abdrehen erzielt. Das Wasser wird vom Tender entnommen, und zwar mit Hilfe je eines rechts und links angebrachten Ventiles, die mittelst einer vor den Tenderbrustbaum hervortretenden Bufferstange nur dann geöffnet werden, wenn Maschine und Tenderbrust schief gegeneinander zu stehen kommen. In Folge dessen findet die Wasserschmierung nur in der Curve, wo sie allein nöthig ist, statt.

(Nach Dingler's polyt. Journal 230. Bd. S. 281.)

Ueber die Wirkung der Bremsen auf Eisenbahnzüge.

Auszug aus zwei Vorträgen, gehalten von Captain Douglas Galton im Juni und October 1878 in der „Institution of Mechanical Engineers“; nebst Discussionen darüber.

Gegenstand des folgenden Berichtes ist eine Reihe von Experimenten über den Reibungscoefficienten zwischen Bremsklötzen und Rädern, sowie zwischen Rädern und Schienen bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, sowohl für den Fall, dass sich die Räder drehten, als auch, dass sie festgeklammert waren.

Es soll zunächst festgestellt werden:

1. Der wirkliche Druck, welcher auf die Räder eines Zuges ausgeübt werden muss, um eine Maximalverzögerung bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu erhalten.
2. Der wirkliche Druck, welcher von den verschiedenen, jetzt gebräuchlichen Arten von continuirlichen Bremsen auf die Räder ausgeübt wird.
3. Die Zeit, welche bei den unterschiedlichen jetzt gebräuchlichen Arten von continuirlichen Bremsen erfordert wird, um die Bremsklötze in allen Theilen eines Zuges zur Wirkung zu bringen.
4. Die Verzögerung, welche von den unterschiedlichen jetzt gebräuchlichen Arten von continuirlichen Bremsen in Zügen von gleichem Gewicht, gleicher Fahrgeschwindigkeit und unter sonstigen gleichen Bedingungen, bewirkt wird.

Die erste Reihe Experimente fand auf der London Brighton and South Coast Railway unter Mitwirkung des Mr. Westinghouse statt, nach dessen Angabe auch der Registrirapparat construirt war.

Ein für diesen Zweck speciell gebauter Wagen diente zur Ausführung der Experimente; derselbe wurde einer Locomotive angehängt, und die Beobachtungen wurden mittelst selbst registrirenden Dynamometer bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten gemacht. In diesen Dynamometern wirkt die zu messende Kraft auf einen Kolben, welcher sich genau passend in einem mit Wasser gefüllten Cylinder bewegt. Der auf das Wasser übertragene Druck wird sodann mittelst eines Richards'schen Indicators, welcher durch eine Röhre mit dem Wassercylinder in Verbindung gesetzt ist, gemessen. Die von dem Indicator gelieferten Diagramme ergeben somit die auf den Kolben des Wassercylinders ausgeübten Drucke.

Die Vortheile dieser Methode sind einleuchtend, denn es kann nicht nur der Indicator mit Leichtigkeit an jedem beliebigen Punkte angebracht werden, sondern die Trägheit des Wassers hat auch das Bestreben, den Stift in einer mit der mittleren correspondirenden Stellung zu erhalten.

Der Experimentalwagen war mit einer automatischen Bremse von Westinghouse versehen, mit welcher vier von den oben beschriebenen Dynamometern in Verbindung gesetzt waren. Zwei derselben indicirten die durch die Reibung von den Bremsklötzen auf die Räder ausgeübte verzögernde Kraft, das dritte gab die Kraft an, mit welcher die Klötze gegen die Räder drückten, und das vierte die zum Vorwärtsbewegen des Wagens erforderliche Kraft. Das letztere war durch einen Hebel mit der Zugstange in Verbindung gesetzt.

Ferner kam zur Anwendung ein von Westinghouse construirter Geschwindigkeitsindicator, der auch schon anderweitig auf englischen und deutschen Bahnen benutzt und erprobt worden. Derselbe besteht aus einem kleinen nach obigem Princip construirten Dynamometer und misst die Centrifugalkraft zweier Gewichte, welche von einer Scheibe aus mittelst Riemen in Umdrehung versetzt werden, wobei die Scheibe von dem mit der Bremse versehenen Räderpaare aus, mittelst eines Frictionsmechanismus umgetrieben wird. Ein Richards'scher Indicator ist in ähnlicher Weise wie oben mit diesem

Dynamometer in Verbindung gesetzt, und die Quadratwurzeln der Ordinaten aus den von dem letzteren erhaltenen Diagrammen ergeben die Geschwindigkeiten des gebremsten Räderpaars und folglich auch die Zuggeschwindigkeiten im Augenblick und von dem Augenblicke an, wo die Bremsen angelegt werden, unter der Voraussetzung, dass kein Festklemmen und Gleiten der Räder stattfindet. Jegliche Abweichung im Geschwindigkeitsdiagramme ist durch Gleiten verursacht und giebt Aufschluss, bis zu welcher Ausdehnung und auf welche Weise die Bremse die Räder anhält.

Ausserdem waren noch zwei von Herrn Stroudley construirte Geschwindigkeitsindicators neben einander im Wagen aufgestellt, wovon der eine mit der gebremsten, der andere mit der nicht gebremsten Achse in Verbindung stand. Stimmten nun diese zwei Indicators nicht mit einander überein, so fand Gleiten der Räder statt. Dieselben lieferten keine Diagramme, sondern sie waren mit Bourdon'schen Manometern in Verbindung gesetzt, deren Zifferblatt so eingetheilt war, dass der Zeiger die Fahrgeschwindigkeit in Meilen pro Stunde anzeigte. Zu weiterer Bequemlichkeit war ein ähnliches Manometer mit den oben beschriebenen Westinghouse'schen Geschwindigkeitsindicators in Verbindung gesetzt.

Alle Indicators waren auf einem Tisch in der Mitte des Wagens angebracht, und ihre Papiercylinder wurden alle zugleich mittelst einer Wasseruhr umgetrieben, so dass in den von ihnen gelieferten Diagrammen die Abscissen die Zeitdauer der Experimente und die Ordinaten die zur Wirkung gekommenen Kräfte darstellten. Es ist auf diese Weise eine grosse Anzahl Diagramme gewonnen worden, und das Nähere über einige derselben wurde von Captain Galton mitgetheilt.

Die für die Räder des Experimentalwagens verwendeten Bandagen waren von Stahl und die Bremsklötze von Gusseisen.

Die aus den Experimenten erhaltenen Resultate lassen sich wie folgt summiren:

1. Es scheint, dass das Anlegen der Bremsen, so lange kein Festklemmen der Räder erfolgt, die Umdrehungsgeschwindigkeit der letzteren nicht verzögert.
2. Wenn die Umdrehungsgeschwindigkeit der Räder kleiner wird, als diejenige Geschwindigkeit, welche mit der des Zuges correspondirt, so scheint Festklemmen sofort einzutreten.
3. Der von den Bremsen geleistete Widerstand ist grösser, während die Räder sich drehen, als nachdem sie festgeklemmt sind.
4. In dem Augenblicke, wo die Räder sich festklemmen, tritt ein bedeutendes Anwachsen der verzögernden Kraft ein, aber sobald das Festklemmen vollständig stattgefunden hat, sinkt auch die verzögernde Kraft, und zwar bis weit unter das vor dem Festklemmen bestehende Maass herab.
5. Der zum Festklemmen der Räder nöthige Druck ist viel grösser als derjenige, welcher nöthig ist, um dieselben festgeklemmt zu erhalten: er scheint zur Belastung der Räder, sowie zu deren Adhäsion und Umdrehungsgeschwindigkeit in einem Verhältnisse zu stehen.

Das bedeutende Anwachsen des Reibungswiderstandes der Bremsklötze am Rad kurz vor und im Augenblicke des Festklemmens, welches verursacht ist durch das Anwachsen des Reibungscoefficienten während der Verminderung der relativen Bewegung zwischen Rad und Klotz, scheint derjenige Factor zu sein, welcher das Umdrehungsmoment der Räder so schnell vernichtet.

Bei constantem Drücken wächst die Reibung zwischen Bremsklotz und Rad, folglich auch die verzögernde Kraft, in demselben Maasse, als die Geschwindigkeit abnimmt. Um deshalb ein Maximum der Verzögerung zu erhalten, muss ein Festklemmen der Räder vermieden werden. Der Bremsdruck sollte aber bis sehr nahe an das Festklemmen gesteigert werden, ohne es jedoch zu erreichen. Er muss deshalb am Anfang sehr stark sein und nach und nach vermindert werden, bis der Zug zum Stillstehen kommt.

Discussion.

Mr. G. Westinghouse erwähnte im Anschluss an den Vortrag, dass der unangenehme Stoss, welcher von den Reisenden beim Anhalten des Zuges empfunden würde, der allgemeinen Ansicht nach hauptsächlich von dem Zerstören des Zugmoments herrühre; es sei jedoch nunmehr anzunehmen, dass diese Erscheinung ihren Grund in dem plötzlichen Anwachsen der Reibung in den Bremsklötzen habe, so dass gefolgert werden könne: wenn die Bremskraft im Momente des Stillstandes bedeutend reducirt würde, so würde dadurch das Zugmoment ohne jegliche Unannehmlichkeit vernichtet werden. Er constatirte ferner, dass beim plötzlichen Anwenden des Maximaldruckes der Bremse durchaus kein unangenehmer Stoss gefühlt wurde. Ein solcher wurde bloß wahrgenommen kurz nach Eintritt des Festklemmens der Räder und beim endlichen Stillstand.

Er sei der festen Ueberzeugung, dass man die Bremswirkung noch viel höher, als bisher geschehen sei, steigern könne, da durch die Experimente nachgewiesen sei, dass der Bremsdruck auf jedes Rad in einigen Fällen das $2\frac{1}{2}$ fache des vom Rad auf die Schiene ausgeübten Druckes sein sollte. Es sollte jedoch dieser Druck gegen das Ende der Haltperiode auf etwa 75% des vom Rade auf die Schiene ausgeübten Druckes vermindert werden.

Ein zu hoher Druck stellte sich als sehr nachtheilig heraus bei nassen Schienen, und in einzelnen Fällen fand Festklemmen und Gleiten der Räder schon bei sehr geringem Drucke statt. Bei sehr nassen Schienen wurden gute Resultate erhalten; aber bei bloß feuchten Schienen waren dieselben sehr gering. Die Wirkung eines festgeklemmten Rades auf einer feuchten Schiene ist um ein Bedeutendes geringer als auf einer trockenen.

Mr. Tomlinson bemerkte, dass seit Jahren von jedem Locomotivführer das Festklemmen der Räder als ein grosser Irrthum erkannt sei, und dass es schon im Jahr 1846 auf der London and South Western Railway stehender Befehl gewesen, dass die Räder unter keinen Umständen festgeklemmt werden dürfen, und wenn solches durch Zufall sich ereignen sollte, so müssen die Bremsen soweit, bis die Räder sich wieder drehen, gelöst werden.

Mr. Ch. Brown erwähnte den Unglücksfall, welcher sich auf der Linie Wädensweil-Einsiedeln zugetragen hat. Während der Thalfahrt kam das Schraubenrad auf unerklärliche Weise ausser Eingriff, so dass Zuflucht zu den gewöhnlichen Bremsen genommen werden musste. Obgleich dieselben mit grosser Energie gehandhabt wurden und Gegendampf gegeben wurde, so nahm dennoch die Zuggeschwindigkeit fortwährend zu, bis endlich beim Durchgang durch eine Curve Locomotive und Wagen aus dem Gleise geschleudert und gänzlich zertrümmert wurden. Die Räder waren vom ersten Augenblick an, wo die Bremsen in Thätigkeit gesetzt wurden, fest geklemmt. Es liefert somit diese Katastrophe einen weiteren Beweis für die geringe Bremswirkung festgeklemmter Räder.

Mr. E. Pontzen macht darauf aufmerksam, dass die Dauer des Festgeklemmtseins der Räder in Betracht gezogen werden müsse, denn wenn die Bremse sofort nach Eintritt des Festklemmens gelöst würde, so würde wahrscheinlich keiner der Nachtheile erfolgen, welche in Folge des Festklemmens entstehen.

Mr. D. M. Yeomans bemerkte, dass er damit nicht einverstanden sei, den grössten Druck beim Beginne des Bremsens anzuwenden, und begründete seine Ansicht mit dem Beispiele einer Schnur, welche viel eher durch einen plötzlichen scharfen Anzug, als durch allmähliges Anspannen abgerissen werde: es müsse deshalb das Betriebsmaterial nothwendiger Weise unter diesem plötzlichen scharfen Anlegen der Bremsen leiden.

Professor A. B. W. Kennedy gab folgende Erklärung der verminderten Bremswirkung festgeklemmter Räder:

«So lange die Räder nicht festgeklemmt sind, kommen sowohl in Folge der Umdrehung der Räder als auch der seitlichen Verschiebung der Bremsklötze immer neue Flächen zwischen beiden mit einander in Berührung, so dass dieselben rauh erhalten bleiben. Tritt nun aber Festklemmen der Räder ein, so existirt in der Theorie bloß noch eine Berührungslinie und in der Wirklichkeit bloß eine sehr kleine Berührungsfläche, welche augenblicklich glatt gerieben ist und deshalb einen geringen Reibungswiderstand verursacht.»

Captain Galton erwähnte unter Anderem zum Schlusse, dass die Experimente dargethan haben, wie schwierig es sei, so zu bremsen, dass kein Festklemmen der Räder stattfindet, da der Druck, bei welchem Festklemmen eintritt, von der jeweiligen Fahrgeschwindigkeit und dem Zustande der Schienen abhängt.

Zweiter Vortrag von Captain Galton.

Der für die früheren Experimente benutzte Wagen kam auch diesmal sammt den in demselben befindlichen Apparaten zur Verwendung, nur wurde noch ein weiteres Dynamometer hinzugefügt, welches mit den Tragfedern der nicht mit Bremse versehenen Räder in Verbindung stand um daraus die Vertheilung der Wagenlast auf die Achsen zu ermitteln.

Das Gewicht des Wagens sammt Apparat war, während derselbe still stand, folgendermaassen vertheilt:

	Pfd.
Belastung der nicht gebremsten Räder	8764,
» » gebremsten Räder	9436,

Zusammen 18200.

Hiezu kam noch das Gewicht der in dem Wagen befindlichen Personen, sowie dasjenige der Räder, Achsen, Achsbüchsen und Tragfedern, welches zur Differenz der vom Indicator gelieferten Belastungen der nicht gebremsten Räder und dem Gesamtgewicht des Wagenkörpers addirt wurde, um die Belastungen der gebremsten Räder zu erhalten. Da diese Belastungen fortwährend schwankten, so wurde immer die jeweilige Belastung der Berechnung der Adhäsion zu Grunde gelegt.

Allgemeine Beschreibung der Experimente.

Jedes Räderpaar war mit 4 Bremsklötzen versehen, so dass auf jeder Seite eines Rades ein Klotz war, um dadurch einen einseitigen Druck auf die Achse zu vermeiden. Die Bremsklötze waren aus Gusseisen, da sich Holzklötze als zu weich und schmiedeeiserne Klötze als zu unregelmässig in ihrer Wirkung herausstellten; es scheint auch, dass schmiedeeiserne Klötze sowohl als auch Stahlklötze den Bandagen der Räder nachtheilig sind.

Die Experimente auf der Brighton Railway, welche mit dem Experimentalwagen und einer Locomotive gemacht wurden, sind durch einige weitere auf der North Eastern Railway mit einem Zug von 12 Fahrzeugen und Westinghouse Bremse, sowie mit einem ähnlichen Zuge mit Smith-Hardy Vacuum-Bremse gemachten Experimente ergänzt worden.

Im Allgemeinen kann die Wirkung der Eisenbahnbremsen folgendermassen beschrieben werden: Wenn sich ein Zug mit einer gegebenen Geschwindigkeit bewegt, so bewirkt die Adhäsion der Räder an den Schienen die Umdrehung der ersteren, wobei sich jeder Punkt auf der Oberfläche der Bandage mit einer der Zuggeschwindigkeit entsprechenden Peripheriegeschwindigkeit dreht; jeder solche Punkt kommt aber momentan zur Ruhe, wenn er die Schiene berührt. Wird nun gebremst, und zwar mit leichtem Druck, so dreht sich das Rad immer noch mit derselben Geschwindigkeit, aber mit mehr Schwierigkeit als zuvor, und dies äussert sich durch einen Bedarf grösserer Zugkraft, wenn dieselbe Zuggeschwindigkeit eingehalten werden soll, oder andererseits, wenn das letztere nicht verlangt wird, durch ein Bestreben der bewegten Masse, eher zum Stillstand zu kommen, als sonst der Fall sein würde. Wird nun aber stärker gebremst, so nähert sich die zwischen Klotz und Rad erzeugte Reibung zuerst der zwischen Rad und Schiene bestehenden Adhäsion, kommt ihr nach und nach gleich und übertrifft sie zuletzt. Es wurde oben gesagt, dass der Berührungspunkt des Rades momentan zur Ruhe komme, es ist deshalb die Adhäsion nichts anderes, als die statische Reibung zwischen den berührenden Flächen. Von da an fängt nun das Rad an, sich langsamer zu drehen und hört endlich ganz auf, d. h. das Rad ist festgeklemmt und gleitet auf den Schienen. Die Verzögerung der Zuggeschwindigkeit hängt von jetzt an nicht mehr vom Druck auf die Bremsen und von der dadurch in denselben erzeugten Reibung ab, sondern das Fahrzeug ist in einen Schlitten verwandelt, und es ist somit die durch das Bremsen bewirkte Verzögerung der Ueberschuss des durch das Gleiten hervorgerufenen Widerstandes über denjenigen Widerstand, welcher durch die Vorwärtsbewegung des Zuges auf Rädern hervorgerufen wird.

Die Experimente müssen deshalb unter Beachtung dieser zwei verschiedenen Verzögerungsbedingungen betrachtet werden, wobei wir bei den folgenden Schlüssen anlangen.

A. So lange sich die Räder drehen, ist die Reibung zwischen Bremsklötzen und Rädern das Maass für die Verzögerung und wird dargestellt durch:

Reibungscoefficient zwischen Bremsklotz und Rad, multiplicirt mit dem Druck, mit welchem die Bremsklötze gegen die Räder gepresst werden.

B. Sobald die Räder zu gleiten anfangen, ist das Maass der Verzögerung die Reibung zwischen Rad und Schiene, welche dargestellt wird durch:

Reibungscoefficient zwischen Rad und Schiene, multiplicirt mit der Belastung des Rades.

Wir theilen deshalb die Resultate der Experimente in die folgenden Abschnitte ein:

1. Reibungscoefficient zwischen Bremsklötzen und Rädern.
2. Reibungscoefficient zwischen Schienen und Rädern.
3. Allgemeine Wirkung des Anlegens der Bremse auf die Verzögerung der Zuggeschwindigkeit, beurtheilt nach den in der Zugstange auftretenden Spannungen.
4. Das Verhältniss, in welchem der auf die Bremsen ausgeübte Druck, bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, zur Belastung der Räder stehen sollte.
5. Der Einfluss der Zeit, welche verfliesst, bis der Druck in den Rädern zur Wirkung kommt.

1. Reibungscoefficient zwischen Bremsklötzen und Rädern.

Es ergibt sich aus den Diagrammen, dass der Reibungscoefficient zunimmt, wenn die Geschwindigkeit abnimmt, und dass derselbe abnimmt, wenn die Zeit zunimmt, während welcher der Bremsdruck fortgesetzt wird.

Es wurden einige Experimente mit Bremsklötzen von kleinerer Oberfläche als die gewöhnlichen gemacht. Die letzteren hatten eine Oberfläche von 36 □'', und diese wurde nachher auf 12 □'' reducirt. Die Erhöhungen, durch welche diese kleinere Fläche auf den Klötzen gebildet wurde, waren jedoch schon nach Verlauf von 12 Experimenten abgeschliffen, sodass nichts Zuverlässiges darüber notirt werden konnte.

Soweit die Experimente reichen, ist sicher, dass in demselben Verhältniss, in welchem der Druck zu- oder abnimmt, auch die Reibung zu- oder abnimmt. Festklemmen der Räder tritt ein, im Fall dieselbe Fahrgeschwindigkeit eingehalten werden soll, sobald die Reibung in den Bremsen grösser wird als die Adhäsion der Räder an den Schienen, oder im Falle die Fahrgeschwindigkeit abnimmt, sobald dieselbe grösser wird als die Adhäsion der Räder an den Schienen plus dem durch die Verminderung der Zuggeschwindigkeit entstandenen Widerstand in den Rädern. Der Ueberschuss an Widerstand, als eine Kraft, welche nicht im Gleichgewicht ist, bewirkt sodann die Vernichtung des Radmomentes.

Es scheint, dass unter sonst gleichen Bedingungen, sowohl bei grosser, als auch bei kleiner Fahrgeschwindigkeit, derselbe absolute Reibungswiderstand nöthig ist, um diese Wirkung hervorzurufen, aber die Zeit, während welcher die Umdrehungs-

geschwindigkeit des Rades nach und nach kleiner wird, ehe es ganz zum Stillstand kommt, scheint von der Fahrgeschwindigkeit abzuhängen. So z. B. ist aus den Diagrammen ersichtlich, dass bei einer Fahrgeschwindigkeit von 15 Meilen pro Stunde das Rad innerhalb $\frac{3}{4}$ Secunden festgeklemmt wurde, während bei einer Geschwindigkeit von 60 Meilen 3 Secunden dazu nöthig waren.

In einem Falle, wo das Rad, während der Zug weiterging, festgeklemmt wurde, sowie in einem andern ähnlichen Falle, wo das Experiment bei grosser Fahrgeschwindigkeit anfang und mit dem Stillstehen des Zuges endigte, erwiesen die Diagramme, dass kurz vorher, ehe Stillstand eintrat, und zwar in dem Augenblicke, wo das Rad aufhörte, sich zu drehen, ein beträchtliches Anwachsen der Reibung stattfand, welches seine Ursache in dem plötzlichen Ueberspringen von dem Reibungscoefficienten während der Bewegung zu dem der Ruhe oder dem statischen Reibungscoefficienten hat. In einzelnen Fällen stieg diese Reibung bis zu 0.30 und sogar 0.325 des Druckes, welche Zahl annähernd dem in Rennie's Experimenten gegebenen statischen Reibungscoefficienten für Stahl auf Gusseisen gleichkommt.

Es wurde oben angezeigt, dass sowohl bei grosser als kleiner Fahrgeschwindigkeit, die Zeit innerhalb welcher ein Festklemmen der Räder, und folglich ein Gleiten derselben eintritt, von der Grösse der Reibung zwischen Bremsklotz und Rad, der Belastung des Rades und von dem jeweiligen Zustande der Schienen abhängt, welche letzterer die Adhäsion der Räder an den Schienen beeinflusst; es ist deshalb ein und dieselbe Reibung im Stande, bei beliebiger Geschwindigkeit Räder von gleicher Belastung festzuklemmen unter der Voraussetzung, dass sich die Schienen in gleichem Zustande befinden. Die Geschwindigkeit beeinflusst diese Frage in so fern, als ein grösserer Druck nöthig ist um dasselbe absolute Maass des Reibungswiderstandes bei einer grossen Fahrgeschwindigkeit zu erhalten, als Beispiel auf's Geradewohl zwei Experimente.

Im ersten verursachte ein Bremsdruck von 8169 Pfd. eine Reibung von 1560 Pfd. bei einer Fahrgeschwindigkeit von ungefähr 16 Meilen pro Stunde, während bei dem zweiten Experimente bei einer Geschwindigkeit von ungefähr 50 Meilen ein Bremsdruck von 13900 Pfd. eine Reibung von 1400 Pfd. verursachte. Es ist indessen sehr schwierig einen für verschiedene Geschwindigkeiten geltenden Reibungscoefficienten aufzustellen, da die Zeitdauer, während welcher die Bremsen in Thätigkeit sind, einen so grossen Einfluss darauf ausübt. So bewirkte z. B. ein Bremsdruck von 35000 Pfd. bei einer Fahrgeschwindigkeit, welche von 55 Meilen pro Stunde auf 53 sank, beim Beginn des Experimentes einen Reibungswiderstand von 2040 Pfd., welcher innerhalb 10 Secunden auf 1400 Pfd. herabsank, obgleich derselbe Druck stätig auf die Bremsen ausgeübt wurde. Sodann bei einem andern Experiment, bei 30 Meilen Geschwindigkeit verursachte ein Bremsdruck von 12000 Pfd. am Anfang einen Reibungswiderstand von 1860 Pfd., welcher innerhalb 10 Secunden auf 1260 Pfd. sank, obgleich der Bremsdruck während dessen auf 13440 Pfd. erhöht worden war. Daraus erscheint, dass die Reibung stark abnimmt, wenn die Zeit, während welcher die

Bremsen in Thätigkeit erhalten werden, zunimmt. Der volle Druck kann jedoch nicht augenblicklich ausgeübt werden, und so kurz auch die Zeit ist, welche vom Beginne des Experimentes an bis zu dem Punkte, wo Reibung und Druck gemessen werden können, verfliesst, so ist doch dieser Zeittheil genügend um das Verhältniss zwischen Reibung und Druck zu beeinflussen.

Eine Anzahl Experimente wurde auch mit schmiedeeisernen Bremsklötzen gemacht, deren Resultate in einer Tabelle zusammengestellt gegeben wurden; dieselben waren jedoch von ganz unbefriedigender Wirkung. Die Oberfläche derselben schien von der durch die Reibung erzeugten Wärme sehr mitgenommen zu werden, und es kamen in Folge davon Stösse vor, welche die Sicherheit des Apparates in Gefahr setzten.

Sand, wenn er gehörig unter das Rad gebracht wird, vermehrt die Adhäsion um ein Bedeutendes, sowohl in den Schienen als in den Bremsen. Dies wird am besten aus einem der Diagramme ersehen, wo der Wagen von der Ruhe aus angefahren wurde. Der durchschnittliche Reibungscoefficient, so lange die Räder sich drehten, war 0,278, und kurz ehe dieselben zu gleiten anfangen war der Reibungswiderstand ungefähr 4400 Pfd. oder beinahe 0,46 des angewendeten Bremsdruckes und ungefähr 0.40 der Belastung der gebremsten Räder.

Bei nassen und fettigen Schienen macht der Sand die Adhäsion ungefähr gleich derjenigen trockener Schienen. Bei grosser Geschwindigkeit wurde jedoch wenig Wirkung vom Sande verspürt, wahrscheinlich wurde derselbe von dem durch die schnelle Bewegung des Wagens erzeugten Winde weggeschleudert.

2. Reibungscoefficient zwischen Schienen und Rädern.

Wenn die Umdrehung der Räder durch den Bremsdruck aufgehoben, und ein Gleiten derselben auf den Schienen verursacht wird, so bewirkt die Reibung zwischen Rad und Schiene eine Verzögerung der Fahrgeschwindigkeit, und der Druck in diesem Fall ist vom Gewicht des Fahrzeuges hervorgerufen. Die Reibung wird gemessen nach derjenigen Kraft, welche nöthig ist, um das Rad festgeklemmt zu erhalten, oder nach derjenigen, welche nöthig ist, um das festgeklemmte Rad auf der Schiene fortzuziehen, wozu ausserdem noch diejenige Kraft kommt, welche dazu erfordert wird, wenn die Räder sich frei drehen.

Die Experimente zeigen, dass diese Kräfte factisch von gleicher Grösse sind. Es folgt hierauf eine tabellarische Zusammenstellung der Reibungscoefficienten zwischen Rad und Schiene, aus welcher sich ergibt, dass die Reibung zwischen Eisenschienen und Stahlbandagen etwas von derjenigen zwischen Stahlschienen und Stahlbandagen abweicht. Das Verhältniss, in welchem die Reibung zum Drucke steht, oder der Reibungscoefficient ist grösser für Eisenschienen als für Stahlschienen.

3. Allgemeine Wirkung des Anlegens der Bremsen auf die Verzögerung der Zuggeschwindigkeit, beurtheilt nach den in der Zugstange auftretenden Spannungen.

Die durch das Anlegen der Bremsen erzeugte Reibung verursacht eine sofortige Spannung in der Zugstange, welche

dieser Reibung proportional ist. Dies wird auf's Deutlichste aus einer Anzahl Diagramme ersehen, welche genommen wurden, während der Zug sich auf einer Steigung bewegte.

Es nimmt die Reibung zu in demselben Maasse als der Druck zunimmt, bis zu einer gewissen Grenze. Ist diese Grenze erreicht und die Reibung dabei nicht genügend, die Umdrehung des Rades aufzuhalten, so verursacht das in Folge der längeren Berührung der Oberflächen eintretende Sinken des Reibungscoefficienten eine Verminderung der wirklichen Reibung, wobei der in der Zugstange auftretende Widerstand genau den Linien dieser verminderten Reibung folgt. Wenn dagegen der Bremsdruck und die dadurch erzeugte Reibung genügend ist, die Umdrehung der Räder aufzuhalten, so sinkt der Widerstand in der Zugstange sofort mit dem Eintritt des Festklemmens der Räder, und zwar bis auf einen Punkt, welcher mit der, in Folge des Gleitens verringerten Verzögerung correspondirt, im Vergleich mit der durch die Reibung in den Bremsen verursachten Verzögerung, so lange die Adhäsion des Rades an der Schiene die freie Umdrehung des ersteren verursacht. Dieser Widerstand war in einigen Fällen nicht viel mehr, als das Doppelte des Zugwiderstandes vor dem Bremsen.

Wie soeben gesagt wurde, nimmt der Widerstand in der Zugstange ab, so wie ein Gleiten der Räder eintritt; wird nun aber der Bremsdruck so weit nachgelassen, dass die Räder wieder anfangen sich zu drehen, so ist beachtenswerth, dass eine plötzliche Kraftäusserung auf die Zugstange stattfindet, in Folge der unmehr wieder in's Spiel kommenden Adhäsion zwischen Rad und Schiene, welche letztere das Rad anhält und es zum Drehen zwingt.

4. Das Verhältniss in welchem der auf die Bremsen ausgeübte Druck, bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten, zur Belastung der Räder stehen sollte.

Nach den vorliegenden Experimenten stellte sich die Adhäsion im Durchschnitt als 0,24 bis 0,25 der Belastung heraus, manchmal jedoch war sie weniger als 0,19 und manchmal mehr als 0,25.

Es steht nun fest, dass 1) bei schwacher Adhäsion die Räder durch einen geringeren Druck festgeklemmt werden, als bei starker Adhäsion und 2) dass je grösser der angewendete Druck, der jedoch diejenige Höhe nicht erreichen soll, bei welcher die Umdrehungsgeschwindigkeit verzögert wird, um so grösser ist auch die Reibung, und folglich die Verzögerung.

Eine Tabelle ist beigegeben, in welcher annähernd das Verhältniss angezeigt wird, in welchem der Bremsdruck zur Belastung der mit Bremsen versehenen Räder stehen sollte, nebst Adhäsionscoefficienten zwischen Rad und Schiene, welche zwischen 0,30 und 0,15 der Radbelastung schwanken.

Es hängt demnach der Nutzeffect einer Bremse davon ab, dass der Druck der Fahrgeschwindigkeit als auch der Adhäsion proportional ist. Jede Maschine sollte daher mit einem Geschwindigkeitsindicator versehen sein, damit der Führer genau die Fahrgeschwindigkeit weiss.

Bis jetzt sind noch keine Mittel in Anwendung gebracht, wodurch der Druck mit Hinsicht auf die Adhäsion geregelt

werden kann und ist dies ganz der Beurtheilung des Führers anheimgegeben. Ein selbstthätiger Apparat ist jedoch bei Fortschreiten der technischen Wissenschaften keine Unmöglichkeit.

Es mag noch beigelegt werden, dass die Adhäsion, und folglich die Verzögerungs-Wirkung der Bremsen beträchtlich vermehrt würde, wenn Mittel vorhanden wären, um während der Haltperiode Sand unter jedes mit Bremse versehene Rad zu streuen.

5. Einfluss der Zeit welche verfliesst bis der Druck an den Rädern zur Wirkung kommt.

Die Kürze der Haltperiode hängt zum grossen Theil von der Schnelligkeit ab, mit welcher die Bremsen zum Angriff gebracht werden. Dies ist aus 2 Diagrammen ersichtlich: Im ersten war die Fahrgeschwindigkeit 52 Meilen pro Stunde und der Druck wurde sofort gegeben, wobei der Wagen innerhalb 151 Yards zum Stehen kam, auf einem Gefälle von 1:176. Im zweiten Diagramme, wo sich der Zug in der Ebene mit einer Geschwindigkeit von ungefähr 51 Meilen bewegte, wurde der Druck allmählich gegeben und kam nach $1\frac{1}{2}$ Secunden zum Angriff, wobei der Wagen innerhalb 215 Yards zum Stehen kam. Hieraus ist der Vortheil eines raschen Angreifens der Bremsen genügend zu ersehen. —

Die auf der North Eastern Railway mit zwei Zügen ausgeführten Experimente, wovon der eine mit Westinghouse Bremse, der andere mit Smith-Hardy Vacuum-Bremse versehen war, hatten zum Gegenstand die Zeit zu bestimmen, innerhalb welcher der Bremsdruck in Wirklichkeit an vier verschiedenen Punkten des Zuges zur Wirkung kam, nämlich:

- 1) Am ersten Wagen hinter der Locomotive
- 2) 6 Wagen davon entfernt
- 3) 12 < < <
- 4) 20 < < <

Zuerst wurde der Experimentalwagen dicht hinter der Locomotive eingeschaltet, um die Fahrt von York nach Knaresboro' zu machen, und für die Rückfahrt wurde er gewendet und hinten am Zug angehängt.

Während der Hinfahrt des Vacuumzuges ereignete es sich, nachdem 6 Halte gemacht waren, dass während des siebenten, auf einer Steigung von 1:120, ein Kuppelbaken an dem, hinter dem Experimentalwagen befindlichen Wagen brach: die Verbindung wurde wieder hergestellt, allein auf der Rückfahrt fand es sich, dass der am Tender angebrachte Vacuumcylinder, welcher die Bremsen an der Locomotive zu versehen hatte, los geworden war, was augenblicklich in Folge zu geringen Spielraumes am Verbindungshebel des Hardy-Cylinders mit der Maschinenbremse geschehen war. Die hierauf folgenden Experimente sind deshalb nicht ganz zuverlässig.

Am folgenden Tage wurde der Experimentalwagen in der Mitte des Zuges eingeschaltet und das erste Experiment bei einer Geschwindigkeit von 50 Meilen pro Stunde gemacht. Es ereignete sich hierbei ein heftiger Stoss, in Folge dessen die Zugstange des vorderen Wagens abbrach und der Zug von der Locomotive getrennt wurde. Da die Vacuumbremse nicht automatisch ist, so fielen die Bremsen in Folge des Bruches von den Rädern ab, und es war blos dem klugen und raschen Ein-

greifen der Führer zu verdanken, dass kein Zusammenstoss zwischen Locomotive und Zug stattfand. Der Grund dieses Bruches scheint die kräftigere und schnellere Wirkung der Bremsen an der Locomotive, gegenüber denjenigen am übrigen Zuge gewesen zu sein. Die Buffer wurden in Folge desselben auf kurze Zeit ganz zurückgetrieben und nachdem sich die Reaction der Bufferfedern fühlbar machte, kamen auch die Bremsen am Zuge zur Wirkung.

Eine Tabelle ist hier beigefügt, in welcher die Zeit angegeben wird, so weit dieselbe aus den Diagrammen entnommen werden kann, welche verfloss von der Anwendung der Bremshebel an bis zu dem Augenblick, wo die Bremsen in den verschiedenen Theilen des Zuges angriffen.

Schlussbemerkungen.

Im Folgenden sind die Bedingungen einer guten Bremse auf Grund dieser Experimente zusammengestellt und noch einige allgemeine Bemerkungen beigefügt:

1. Das Festklemmen der Räder, so dass sie auf den Schienen gleiten, ist zu vermeiden, wenn rasches Anhalten beabsichtigt wird.
2. Der Druck, mit welchem die Bremsklötze an das Rad gedrückt werden, sollte so gross wie möglich sein, ohne jedoch eine solche Höhe zu erreichen, bei welcher Festklemmen der Räder und Gleiten derselben auf den Schienen erfolgt.
3. Die Umdrehung des Rades wird angehalten, sobald die Reibung zwischen Bremsklotz und Rad die Adhäsion zwischen Rad und Schiene übersteigt, es ist deshalb der auf das Rad anzuwendende Druck eine Function des vom Rad auf die Schiene ausgeübten Druckes. Der Werth dieser Function verändert sich mit der Adhäsion; es kann deshalb bei grosser Adhäsion ein grösserer Bremsdruck angewendet und folglich ein grösseres Maass der Verzögerung erhalten werden, als bei geringer Adhäsion.
4. In der Praxis und insofern Sicherheit in Betracht kommt, ist es von der grössten Wichtigkeit, dass bei einem mit grosser Geschwindigkeit sich bewegenden Zuge, dieselbe auf die erste Inthätigkeitsetzung der Bremsen hin, so rasch wie möglich reducirt wird.
5. Die durch den Druck des Bremsblockes am Rad erzeugte Reibung wird in dem Maasse geringer, als die Fahrgeschwindigkeit grösser wird; um das Maximum der Verzögerung zu erzielen, sollte der Bremsdruck gleich am Anfang am kräftigsten sein, und darauf in demselben Maasse, als die Geschwindigkeit kleiner wird, vermindert werden, um dadurch ein Festklemmen der Räder und deren Gleiten während der Haltperiode zu vermeiden. Der Reibungscoefficient wird kleiner, je länger die Bremsen in Thätigkeit verbleiben. Dieses Sinken des Reibungscoefficienten geschieht jedoch langsamer als das Anwachsen desselben in Folge verringerter Geschwindigkeit und ist daher bei raschem Anhalten von geringem Einfluss.
6. Der Maximaldruck sollte so rasch wie möglich auf die Räder gebracht werden und zwar gleichmässig in allen Theilen des Zuges.
7. Um eine Verzögerungswirkung auf den Zug in Folge etwaigen Anschlagens und Reibens der Bremsklötze an den Rädern zu vermeiden, wenn die Bremsen nicht in Thätigkeit sind, sollten dieselben so beschaffen sein, dass die Klötze für gewöhnlich in gehöriger Entfernung (etwa $\frac{1}{2}$ "') von den Rädern gehalten werden.

Von Mr. Haggart ist bemerkt worden, dass nach Inhalt der darüber aufgestellten Tabelle die Westinghouse-Bremse am ersten Wagen in $1\frac{1}{2}$ Secunden, und am 13ten in $3\frac{1}{2}$ Secunden zur Wirkung kam, während die Vacuumbremse am ersten Wagen erst nach 11 Secunden und 13ten nach 14 Secunden angriff. Wenn dem also sei, so bitte er Capitain Galton, ihm zu erklären wie es dann komme, dass nach Inhalt der darauf folgenden Tabelle, zwei Züge, wovon der eine mit Westinghouse-, der andere mit Vacuum-Bremse versehen war, und welche beide mit der gleichen Geschwindigkeit, nämlich 35 Meilen pro Stunde, sich bewegten, genau innerhalb derselben Zeit, nämlich in 12 Secunden, zum Stehen kamen. Es scheine demnach kein Unterschied in der Länge der Haltperiode zu sein, obgleich ein so grosser Unterschied stattfindet, in der Zeit, welche in jedem der beiden Fälle nöthig sei, bis die Bremsen zur Wirkung kommen.

Mr. E. A. Cowper bemerkte, dass die vergrösserte Reibung in Folge langsamerer oder soeben erst beginnender Bewegung zweier Flächen gegen einander, ganz besonders gut an den Triebrädern einer Locomotive beobachtet werden könne. Dieselben versetzen z. B. den Zug von der Ruhe aus in Bewegung; plötzlich tritt nun ein Gleiten der Räder ein, worauf dieselben mit grosser Geschwindigkeit herungeschleudert werden, in Folge der verminderten Reibung. Der Hergang lasse sich auf folgende einfache Weise erklären:

Jede Oberfläche ist rauh und besteht aus einer Anzahl Erhöhungen und Vertiefungen. Befinden sich zwei, sich berührende Flächen nun in Ruhe, so passen sich die Erhöhungen in die Vertiefungen ein, und soll nun die eine der Flächen über die andere gezogen werden, so müssen die Erhöhungen erst aus den Vertiefungen gehoben werden und dann über die Gipfel der anderen Erhöhungen gleiten.

Eine der Ursachen der verminderten Reibung zwischen zwei sich gegenseitig bewegenden Flächen gegenüber derjenigen Reibung, welche stattfand so lange die Flächen in Ruhe waren, wurde von Dr. J. Hopkinson angegeben.

In Folge des zwei Flächen auf einander haltenden Druckes, wird alle die sich zwischen denselben befindliche Luft herausgedrängt, so dass sich dieselben in wirklicher, nicht bloss nomineller Berührung befinden. Wenn dies der Fall ist, so ist ihr Reibungscoefficient der richtige. Wenn sich die Flächen aber nur gegenseitig rasch bewegen, so findet keine vollkommene Berührung zwischen den Flächen mehr statt, wahrscheinlich existirt nunmehr eine dünne Luftschicht zwischen denselben, so dass die Flächen nicht mehr aufeinander, sondern auf dieser Luftschicht gleiten. Bei geringerer Geschwindigkeit wird auch die Luftschicht dünner, da mehr Zeit vorhanden ist um die

Luft herauszudrücken, es ist deshalb auch die Schmierwirkung dieser Luftschicht geringer, in dem Maasse als die Geschwindigkeit abnimmt.

Mr. C. Fay bemerkte, dass er aus langjähriger Erfahrung wisse wie schwierig es sei, auch die einfachste Art von Bremsen in gutem dienstfähigem Zustande zu erhalten; wie viel mehr müsse dies erst der Fall sein mit einem complicirten

Apparate. Es sei deshalb auch unmöglich, nach einem oder nach zwei Jahren ein entscheidendes Urtheil zu fällen, welches die beste Art von Bremsen sei, denn dazu bedürfe es einer langjährigen Erfahrung. Er fügte noch bei, dass er selbst seiner Zeit Experimente gemacht habe, welche die jetzt veröffentlichten Resultate über Festklemmen bestätigten.

W. R. Br.

Allgemeines und Betrieb.

Heizergehülfe.

Um das Anheizen der Locomotiven zu beschleunigen, schlägt O. Gebauer in Prag (D. R. P. Nr. 916 vom 5. September 1877) vor, in den Heizhäusern eine eigene Dampfleitung anzubringen, welche zu allen Locomotivständen führt und durch geeignete Biegestücke mit den hier befindlichen Locomotiven verbunden werden kann, die Verbindung findet an einem im Schnelldampfröhre (Hülfsgebläse) der Maschine eingeschalteten Stutzen statt, der ein mit Kappe verschliessbares Gewinde zum Verkuppeln und ausserdem ein Ventil trägt, das die Leitung zum Rauchfang unterbricht.

Auf diese Weise wird die stabile Dampfleitung der Heizergehülfe, einerseits mit einer schon im Dampf befindlichen Locomotive, andererseits mit einer anzuhelzenden verbunden. Durch den Schnelldampfbahn der angeheizten Maschine tritt, bei abgesperrter Verbindung zum Rauchfang, der Dampf in die stabile Leitung und von hier wieder zur anzuhelzenden Locomotive, bei welcher man das zum Rauchfang

führende Ventil etwas öffnet, damit sowohl einerseits das Kesselwasser in Wallung gerathe und angewärmt, andererseits durch die Blasrohrwirkung das Feuer angefacht werde.

Das Patent erstreckt sich auf das im Wesen hier beschriebene Anheizen der Dampfkessel überhaupt.

(Nach Dingler's polyt. Journal 230. Bd. S. 281.)

Apparat zum Kehren und Reinigen der Tramway-Gleise

(System Coulanghon).

Dieser Apparat besitzt ausser vier Piassava-Besen zum Abkehren der Schienenköpfe, vier stählerne Messer, von denen jedesmal die beiden vorderen gesenkt werden, um die Spurrillen zu reinigen, während gleichzeitig die beiden rückwärtsliegenden gehoben sind; das Wagengestell ruht auf vier Rädern und kann entsprechend belastet werden. Unsere Quelle enthält Abbildung.

(Portefeuille économ. des mach. 1878 S. 10.)

Technische Literatur.

Der Eisenhochbau der Gegenwart. Systematisch geordnete Sammlung neuerer eiserner Hochbau-Constructionen etc. von Dr. F. Heinzerling, Kgl. Baurath u. Professor an d. Polyt. Schule zu Aachen. — 1. Heft: Hochbauten mit eisernen Pult- und Satteldächern; 2. unveränderter Abdruck; Preis 14 Mk. — 2. Heft: Hochbauten mit eisernen Tonnendächern; Preis 13,40 Mk. — Aachen, Verlag von J. A. Mayer.

Als im Herbst 1876 das 1. Heft des vorliegenden Werkes erschien, wurde dasselbe in Fachkreisen mit grosser Freude begrüsst, da — seitdem in den letzten 20 Jahren ein so grossartiger Umschwung in den Dachconstructionen eingetreten, und von den engbegrenzten schweren Holzdächern zu den leichten weittragenden Eisenconstructionen übergegangen war — sich der Mangel einer Zusammenstellung, welche die neueren ausgeführten Dach- und Hallenbauten wiedergab, recht fühlbar gemacht hatte. Musste doch der Constructeur bei Projectirung einer derartigen Anlage stets in den vielen technischen Zeitschriften herumsuchen, um mühsam eine seiner ähnlichen Anlage zu finden. Wie bedürftig die technische Literatur eines solchen

Werkes war, geht zur Genüge daraus hervor, dass das 1. Heft innerhalb zweier Jahre die 2. Auflage erlebte. Jetzt liegt auch das 2. Heft dieser grossen Arbeit vor, welches sich dem 1. Hefte würdig an die Seite stellt, und welchem als 3. Heft: Die Hochbauten mit eisernen Zeltedächern, als 4. Heft: Die Hochbauten mit eisernen Kuppeldächern, und als 5. Heft: Die Hochbauten mit eisernen Zwischendecken anschliessen sollen.

Das 1. Heft mit 6 Doppeltafeln, 18 1/2 Bogen Text und 139 Holzschnitten, und das 2. Heft mit 6 Doppeltafeln, 2 Texttafeln, 14 1/2 Bogen Text und 45 Holzschnitten, alles in Gross-Folio, behandelt in seinen schön ausgestatteten Tafeln nur ausgeführte Constructionen, kleine und grosse, einfache und complicirte, während der Text so kurz als möglich und so weitläufig als zum Verständniss erforderlich: I. Die technische Entwicklung, II. Die statische Berechnung, III. Die Beschreibung, numerische und Gewichtsberechnung ausgeführter Eisenhochbauten umfasst und ferner unter V. einiges über die Berechnung der Kosten, über die Vergebung, Ausführung und Unterhaltung der Constructionen und zum Schluss ein Literaturverzeichnis giebt. Wir erhalten darin das Geschicht-

liche über ältere und neuere Constructionen, eine genaue Theorie der verschiedenen Constructionen in analytischer sowohl als graphischer Behandlung und die Theorie für die Niet- und Bolzenverbindungen. Uns wird die gesammte Eindeckung mit dem Deckmaterial: Ziegel, Schiefer, Eisenblech, Zinkblech, Wellblech, Glas etc., die Wasserrinnen, Abfallrohre, Dunstabzüge etc. vorgeführt. Wir erfahren alles Benöthigte über Sparren, Zuganker, Pfetten, Streben, Knotenpunkte, Säulen, feste und bewegliche Lager etc. und sind in Folge dessen in den Stand gesetzt, die vollständigen Berechnungen und Detailconstructionen von eisernen Dächern, wobei uns eine Menge Beispiele ausgeführter Constructionen als Rathgeber zur Seite stehen, auszuführen.

Die Tafeln des 1. Heftes behandeln: I. Die Perronhalle zu dem Empfangsgebäude auf dem Bahnhofe Oberkassel der Rheinischen Bahn; II. Die Perronhalle zu dem Empfangsgebäude der Breslau-Schweidnitz-Freiburger Bahn in Breslau; III. Die Perronhalle des Empfangsgebäudes auf Bahnhof Ems der Nassauischen Staatsbahn; IV. Das Locomotiv-Reparaturgebäude auf dem Werkstätten-Bahnhofe Herrenhausen bei Hannover; V. Eisenhochbauten mit verschiedenen Dachformen; VI. Die Bahnhofshalle in Altona und deren Aufstellungsgerüste.

Die Tafeln des 2. Heftes geben: I. Die Personenhalle des Empfangsgebäudes der Niederschlesisch-Märkischen Bahn zu Berlin und die Personenhalle der Lime-Street-Station in Liverpool; II. Die Personenhalle des Görlitzer Bahnhofes in Berlin und die Stationshalle des Centralbahnhofes in Birmingham; IV. Die Personenhalle des Empfangsgebäudes der Kgl. Ostbahn in Berlin; V. Das Retortenhaus der Imperial-Continental-Gas-Association in Berlin; VI. Der Dachstuhl über dem Zuschauer- und Bühnenraume des K. K. Hofoperhauses in Wien.

Wir müssen unsere Freude aussprechen, dass das Werk, welches der Verfasser mit Liebe und Sorgfalt, mit der grössten Fach- und Literatur-Kenntniss bearbeitet, welches der Verleger in Satz, Papier und Tafeln schön ausgestattet hat, unter den Fachgenossen den ihm gebührenden grossen Anklang findet, und nur wünschen, dass die ferneren Hefte recht bald nachfolgen.

Oldenburg, 2. März, 1879.

Georg Osthoff.

Der einspurige Zwillingtunnel, seine Bedeutung im Eisenbahnbau und seine Ausführung. Von den Ingenieuren H. Grandjean und R. Williams. Mit 9 lithogr. Tafeln. Zürich, Druck und Verlag von Orell Füssli u. Co. 1878.

Das 15. Heft der Technischen Mittheilungen des schweizerischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, welches obigen Titel führt, spricht sich aus Sparsamkeitsgründen für die Erbauung von einspurigen Tunnels für alle diejenigen Eisenbahnlinien aus, welche voraussichtlich in den nächsten Decennien keinen 2gleisigen Betrieb benöthigen. Diese eingleisigen Tunnels sollen aber derartig angelegt werden, dass später, ohne irgend einen Theil des bestehenden Tunnelmauerwerkes abbrechen zu brauchen, ein zweiter eingleisiger Tunnel neben dem ersten ausgeführt und das eine Widerlagsmauerwerk desselben als solches für den zweiten Tunnel benutzt werden kann. Es werden in Folge dessen aus dem betreffenden Widerlager die Kämpferansätze für das Gewölbe des zweiten Tunnels zugleich mit Erbauung des 1. Tunnels ausgeführt und dieses Widerlagsmauerwerk mit Nischen versehen, durch welche später die Communication von dem einen zum andern Tunnel ermöglicht wird.

Die Kosten für diese Zwillingtunnel sind mit denen der 2spurigen Tunnel und zwar für einen Druck von 4^m Höhe und für ein spec. Gew. des Gebirges von 2,5 in Vergleich gestellt. Dabei ergibt sich, dass p. lfd^m der 2gleisige Tunnel 1610 Mk., der 1gleisige Zwillingtunnel 850 Mk. und die Herstellung des zweiten 1spurigen Tunnels 616 Mk., der ganze Zwillingtunnel somit 1466 Mk. kostet, dieser also in seiner Herstellung noch billiger ist als der 2gleisige Tunnel, ausserdem aber die Zinsen von 760 Mk. p. lfd^m während der ganzen Zeit ersparen lässt, innerhalb welcher das 2. Gleis nicht benöthigt wird.

Die 24 Seiten lange Arbeit enthält specielle Preisanalysen zur genauen Controle der angestellten Berechnungen und ferner ausführliche Zeichnungen. Dieselbe ist zum Studium zu empfehlen und dürfte um so mehr der Beachtung werth sein, als, soviel uns bekannt ist, der verdienstvolle Oberingenieur der Götthardbahn, Herr Hellwag, diese Zwillingtunnel für die Linien dieser Bahn vorgeschlagen hat.

Oldenburg, December 1878.

Georg Osthoff.

B e r i c h t i g u n g e n .

Bei den im 2. u. 3. Heft S. 48—50 beschriebenen Siederrohr-Reinigungs- und Siederrohr-Fraismaschinen sind die Preise unrichtig angegeben. Die erstere kostet 1680 Mrk. und die letztere 1200 Mrk.

Auf verschiedene Anfragen in Betreff des Patent-Waggonschiebers von Borgsmüller & Brückmann (siehe Organ 1879 S. 70) die ergebenste Mittheilung, dass dieser Apparat von G. L. Brückmann in Dortmund zu beziehen ist. Die Redaction.