

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XX. Band.

2. u. 3. Heft. 1883.

### Electrische Weichen- und Signal-Riegelung auf den Bahnhöfen Altona, Kiel und Rendsburg.

Mitgetheilt vom Baurath und Eisenbahn-Director Tellkampff in Altona.

(Hierzu Fig. 5 und 6 auf Taf. IX.)

#### 1. Bahnhof Altona.

Bahnhof Altona ist eine Kopfstation von ca. 0,9 km Länge, in welche an deren nördlichem Ende die zweigleisige Bahnlinie vom Norden, d. h. von Wamdrup und Kiel, die zweigleisige Hamburg-Altonaer Verbindungsbahn und die eingleisige Blankeneser Zweigbahn einmünden. Die Betriebsverhältnisse sind ziemlich schwierig, weil der Bahnhof theils im Zollgebiet, theils im Freihafen-Gebiet liegt, und weil 2 städtische Strassen, welche unter dem Bahnhof durchgeführt sind, die Ausdehnung der Bahnhofsgleise ungemein behindern. Die localen Verhältnisse und die Rücksicht auf die Zollabfertigung der Personenzüge liessen es als geboten erscheinen, nur 2 Perrons, und zwar an der Ostseite des Bahnhofs, anzulegen, von denen der eine (südliche) zur Abfahrt der Züge nach dem Norden oder nach Blankenese, der andere (nördliche) zur Abfahrt der Züge nach Hamburg dient. Der südliche Perron wird bei Abfertigung der Personenzüge nach dem Norden oder nach Blankenese als Zollgebiet, der nördliche Perron bei Abfertigung der Züge nach Hamburg als Freihafen-Gebiet, behandelt. Die meisten der von Hamburg kommenden Züge fahren an den südlichen, einige aber auch am nördlichen Perron an. Bei den von Blankenese kommenden Zügen ist das Umgekehrte der Fall. Im Ganzen kommen für die auf Bahnhof Altona einfahrenden Züge 5 verschiedene Fahrtrichtungen zwischen dem Stationsbureau und der Weiche No. 15, von dort bis zu den Abschlussignalen aber nur 3 verschiedene Fahrtrichtungen in Betracht.

Die angedeuteten Verhältnisse machen es erforderlich, dass die Fahrtrichtung der von Hamburg ankommenden Züge die Fahrtrichtung der vom Norden oder von Blankenese ankommenden Züge innerhalb des Bahnhofs berührt oder durchkreuzt. Bei der grossen Zahl von 36 ankommenden und ebenso viel abgehenden regelmässigen Personenzügen per Tag, wozu ein lebhafter Rangir-Betrieb für den Personen- und Güter-Verkehr und ausserdem im Sommer eine grössere Zahl von Extrazügen hinzukommen, erschienen besondere Vorkehrungen zur Sicherung der richtigen Stellung der Weichen und Einfahrts-Signale als

dringend erforderlich. Zu diesem Zweck wurden daher in den Jahren 1873 und 1874 Projecte ausgearbeitet, wobei (mit Rücksicht auf die grosse Länge des Bahnhofs und auf die Schwierigkeit der Unterhaltung langer mechanischer Leitungen in dem ungemein veränderlichen Klima der Provinz Schleswig-Holstein) von der Ausführung einer mechanischen Central-Weichen- und Signalstellung abgesehen, dagegen eine electriche Verriegelung der von den ankommenden Zügen gegen die Spitze gefahrenen Weichen und der Bahnhofs-Abschluss-Signale als das verhältnissmässig einfachste und zuverlässigste Auskunftsmittel in Aussicht genommen wurde.

Bei Ausarbeitung der bezüglichlichen Projecte wurden, den besondern Betriebsverhältnissen des Altonaer Bahnhofs entsprechend, folgende Grundsätze befolgt:

- 1) So lange die betreffenden, von den ankommenden Zügen gegen die Spitze gefahrenen Weichen in den Hauptgleisen frei beweglich sind, bleiben die sämmtlichen 3 Abschluss-Signale für die Zugrichtungen von Hamburg, Kiel und Blankenese in der Haltstellung blockirt.
- 2) Zur Zeit kann nur ein Abschluss-Signal frei gegeben, also auf »Einfahrt« gestellt werden, und zwar erst dann, nachdem alle Weichen, welche von dem betreffenden Zuge gegen die Spitze gefahren werden, in richtiger Stellung verriegelt sind.
- 3) Das Entriegeln oder Freigeben der genannten Weichen geschieht sogleich nach erfolgter Einfahrt des betreffenden Zuges, und zwar auf electricchem Wege durch den diensthabenden Stations-Beamten vom Stations-Bureau aus. Diese Entriegelung ist aber erst dann möglich, nachdem das betreffende Abschluss-Signal von dem, am nördlichen Bahnhofs-Eingang postirten Signalwärter wieder auf Halt gestellt ist, was im Stations-Bureau durch das Erscheinen einer rothen Scheibe in dem betreffenden Fensterchen des Stations-Block-Apparates angezeigt wird.

4) So lange die Abschluss-Signale auf Halt stehen, sind die betreffenden Weichen in den Hauptgleisen mit ihren Weichenböcken gewöhnlicher Construction vollständig frei beweglich, was für den lebhaften Rangirdienst des Altonaer Bahnhofs von besonderer Wichtigkeit ist.

Die vorstehenden Bedingungen wurden von der Firma Siemens & Halske in Berlin, welcher die Ausführung dieser Weichen- und Signal-Riegelung übertragen war, in folgender Weise erfüllt:

Von dem Stations-Büreau bis zur Weiche No. 15 sind behufs Deblockirung der Abschlussignale, den verschiedenen Fahrtrichtungen der einfahrenden Züge entsprechend, 6 unterirdische Telegraphenkabel gelegt, während von Weiche No. 15 bis zur Signalbude am nördlichen Ende des Bahnhofs nur 4 Kabel geführt sind. Eines von diesen 6, bzw. 4 Kabeln dient zur Auslösung der Weichenriegel. Neben jeder zu verschliessenden Weiche in fester Verbindung mit derselben ist ein gusseiserner Topf angebracht, welcher einen Weichenriegel enthält, der durch den Weichenwärter geschlossen wird, indem derselbe einen Dornschlüssel in ein Schlüsselloch, welches sich seitwärts unter dem Deckel jenes Weichentopfes befindet, hineinsteckt und einmal von links nach rechts umdreht. Die Weichentöpfe enthalten an einer Seite, oberhalb des Erdbodens, einen runden Ausschnitt, und hinter diesem Ausschnitt zeigt sich eine rothe Scheibe, so lange die betreffende Weiche nicht verriegelt ist, eine weisse Scheibe, sobald dieselbe verriegelt ist.

Das betreffende Kabel, welches zum Bahnhofs-Abschluss-Signal führt, ist durch die Riegel der spitz befahrenen Weichen der bezüglichen Fahrtrichtung in solcher Weise hindurchgeführt, dass erst durch den Verschluss sämtlicher Weichenriegel die Verbindung zwischen dem Block-Apparat im Stations-Büreau und dem Block-Apparat in der Bude des Signalwärters hergestellt wird. Es kann also das betreffende Abschlussignal nicht eher deblockirt werden, als bis sämtliche zu der bezüglichen Fahrtrichtung gehörige Weichen in richtiger Stellung verschlossen sind.

Für jede Fahrtrichtung zeigen sich an den beiden Block-Apparaten weisse oder rothe Scheiben in gleicher Weise und mit gleicher Bedeutung wie bei den Weichentöpfen.

Das Entriegelungs-Kabel steht mit jedem Weichentopf in Verbindung und ist überdies mit den 3 Abschluss-Signalen in der Weise verbunden, dass ein electricer Strom behufs Entriegelung der verschlossenen Weichen nur dann hindurchgeleitet werden kann, wenn alle 3 Abschluss-Signale auf Halt gestellt sind. Die Entriegelung der Weichen geschieht also ohne Mitwirkung des Weichenstellers, während die Verriegelung durch den Weichensteller geschehen muss.

Daraus geht hervor, dass durch diese electriche Sicherung der Weichen und Bahnhofs-Abschluss-Signale an Weichenstellern nicht gespart wird, sondern dass diese Einrichtung nur die Sicherung der einfahrenden Züge bezweckt. Dieser Zweck wird, wie die vorliegenden Erfahrungen zeigen, in einer sehr vollkommenen Weise erreicht und die ganze Anlage hat sich, auch bei den ungünstigsten Witterungsverhältnissen, als besonders dauerhaft und zuverlässig bewährt.

Ein Theil dieser Anlage, nämlich die electriche Sicherung der 3 Abschluss-Signale und der spitz befahrenen Weichen für die vom Norden ankommenden Züge, wurde im Winter 1875 bis 76 ausgeführt und im April 1876 in Benutzung genommen. Die Kosten dieser ersten Anlage betragen ca. 5500 M, wovon ca. 4000 M auf die beiden Block-Apparate und die Lieferung des Kabels, 1500 M auf Arbeitslöhne beim Legen des Kabels und bei Aufstellung der Apparate, Lieferung von Backsteinen zur Deckung des Kabels, Nebenarbeiten und Bauleitung kamen.

Im Jahr 1878 wurde, da mit der seit 2 Jahren im Betrieb befindlichen ersten Anlage sehr günstige Erfahrungen gemacht waren, eine Ausdehnung dieser Anlage nach genau demselben System auf die 4 Fahrtrichtungen von Hamburg und Blankenese mit einem Kostenaufwand von ca. 6500 M zur Ausführung gebracht.

Zur Bedienung der Block-Apparate dieser vervollständigten Anlage wurde die nachstehende Instruction erlassen:

#### Instruction

für die Handhabung der Block-Apparate und der Einfahrts-Signale für die in den Bahnhof Altona einlaufenden Züge.

Die Handgriffe an den Blockapparaten geschehen durch 4- bis 6 maliges Umdrehen der Inductor-kurbel bei gleichzeitigem Drücken auf die betreffenden Tasten. Das Drehen der Kurbel muss ruhig und gleichmässig geschehen.

Ist der Bahnhof für einfahrende Züge abgeschlossen, also die Hebel zum Verstellen der Abschlusstelegraphen festgehalten und die Weichen frei beweglich, so zeigen sich hinter den Fensterchen der Blockapparate, sowie der Weichentöpfe rothe Scheiben; sind dagegen die Weichen für einen einfahrenden Zug verriegelt und der betreffende Hebel zum Verstellen der Abschlusstelegraphen frei beweglich, so erscheinen hinter den entsprechenden Fenstern der Blockapparate ebenso wie an den Weichentöpfen weisse Scheiben.

Die Handgriffe, welche an den Blockapparaten ausgeführt werden müssen, um einen Zug einzulassen, um danach den Bahnhof wieder für die betreffende Zugrichtung abzuschliessen, sowie die Wechselwirkungen an den Apparaten sind in nachstehender Tabelle verzeichnet:

	lfde. No.	Handgriffe		Bewirkte Veränderungen	
		am Stationsblock (Fig.6 Taf. IX)	am Schlussblock (Fig.5 Taf. IX)	am Stationsblock.	am Schlussblock.
<b>I. Zug von Blankenese bis in die Halle durch die zu verriegelnden Weichen No. 10. 12. 15 a. 20. 46.</b>					
Wenn das Signal No. 15 gegeben werden soll.	1.	Taste I.	—	Scheiben A und F zeigen weiss. Die Weichen sind geriegelt.	Scheibe G zeigt weiss. Der Signalhebel wird frei.
Nachdem das Signal No. 15 gegeben ist.	2.	—	Taste 4.	Glocke a ertönt.	
Wenn der Zug in Sicht ist.	3.	—	Taste 4.	Glocke a ertönt.	
Nachdem das Signal No. 16 wieder hergestellt ist.	4.	—	Taste 1.	Scheibe A zeigt roth.	Scheibe G zeigt roth. Der Signalhebel wird arretirt.
Nachdem der Zug am Perron angelangt ist.	5.	Taste VI.	—	Scheibe F zeigt roth. Die Weichen sind entriegelt.	
<b>II. Zug von Blankenese bis an den Hamburger Perron durch die zu verriegelnden Weichen No. 10. 12. 25. 30.</b>					
Wenn das Signal No. 15 gegeben werden soll.	1.	Taste II.	—	Scheiben B und F zeigen weiss. Die Weichen sind geriegelt.	Scheibe G zeigt weiss. Der Signalhebel wird frei.
Nachdem das Signal No. 15 gegeben ist.	2.	—	Taste 4.	Glocke a ertönt.	
Wenn der Zug in Sicht ist.	3.	—	Taste 4.	Glocke a ertönt.	
Nachdem das Signal No. 16 wieder hergestellt ist.	4.	—	Taste 1.	Scheibe B zeigt roth.	Scheibe G zeigt roth. Der Signalhebel wird arretirt.
Nachdem der Zug am Perron angelangt ist.	5.	Taste VI.	—	Scheibe F zeigt roth. Die Weichen sind entriegelt.	
<b>III. Zug vom Norden bis an den Hamburger Perron durch die zu verriegelnden Weichen No. 12. 15. 25. 30.</b>					
Wenn das Signal No. 15 gegeben werden soll.	1.	Taste III.	—	Scheiben C und F zeigen weiss. Die Weichen sind geriegelt.	Scheibe H zeigt weiss. Der Signalhebel wird frei.
Nachdem das Signal No. 15 gegeben ist.	2.	—	Taste 5.	Glocke b ertönt.	
Wenn der Zug in Sicht ist.	3.	—	Taste 5.	Glocke b ertönt.	
Nachdem das Signal No. 16 wieder hergestellt ist.	4.	—	Taste 2.	Scheibe C zeigt roth.	Scheibe H zeigt roth. Der Signalhebel wird arretirt.
Nachdem der Zug am Perron angelangt ist.	5.	Taste VI.	—	Scheibe F zeigt roth. Die Weichen sind entriegelt.	
<b>IV. Zug von Hamburg bis in die Halle durch die zu verriegelnden Weichen No. 15 a. 20. 46.</b>					
Wenn das Signal No. 15 gegeben werden soll.	1.	Taste IV.	—	Scheiben D und F zeigen weiss. Die Weichen sind geriegelt.	Scheibe J zeigt weiss. Der Signalhebel wird frei.
Nachdem das Signal No. 15 gegeben ist.	2.	—	Taste 6.	Glocke c ertönt.	
Wenn der Zug in Sicht ist.	3.	—	Taste 6.	Glocke c ertönt.	
Nachdem das Signal No. 16 wieder hergestellt ist.	4.	—	Taste 3.	Scheibe D zeigt roth.	Scheibe J zeigt roth. Der Signalhebel wird arretirt.
Nachdem der Zug am Perron angelangt ist.	5.	Taste VI.	—	Scheibe F zeigt roth. Die Weichen sind entriegelt.	
<b>V. Zug von Hamburg bis an den Hamburger Perron durch die zu verriegelnden Weichen No. 15. 25. 30.</b>					
Wenn das Signal No. 15 gegeben werden soll.	1.	Taste V.	—	Scheiben E und F zeigen weiss. Die Weichen sind geriegelt.	Scheibe J zeigt weiss. Der Signalhebel wird frei.
Nachdem das Signal No. 15 gegeben ist.	2.	—	Taste 6.	Glocke c ertönt.	
Wenn der Zug in Sicht ist.	3.	—	Taste 6.	Glocke c ertönt.	
Nachdem das Signal No. 16 wieder hergestellt ist.	4.	—	Taste 3.	Scheibe E zeigt roth.	Scheibe J zeigt roth. Der Signalhebel wird arretirt.
Nachdem der Zug am Perron angelangt ist.	5.	Taste VI.	—	Scheibe F zeigt roth. Die Weichen sind entriegelt.	

Durch die Tasten No. VII, VIII, IX und X am Stationsblock können die mit e, resp. f, resp. g, resp. h bezeichneten Glocken am Schlussblock in Bewegung gesetzt werden, dergleichen kann durch die Taste No. 7 am Schlussblock die Glocke d am Stationsblock bewegt werden. Diese Glocken dienen als Wecker, falls es erforderlich erscheinen sollte, die Aufmerksamkeit des den betreffenden Apparat bedienenden Beamten auf eine die angegebenen Zugrichtungen betreffende oder die Auslösung betreffende Manipulation hinzulenken; beim Ertönen dieser Glocken fällt gleichzeitig eine weisse Scheibe, welche nach jedem Weckerzeichen wieder in die ursprüngliche Lage zurückzubringen ist.

## 2. Bahnhof Kiel.

Noch erheblich länger als der Altonaer Bahnhof ist Bahnhof Kiel, welcher in den letzten Jahren durch den Bau eines neuen Rangir- und Güter-Bahnhofs, durch den Anschluss der Kiel-Eckernförde-Flensburger Bahn und durch Erbauung eines bedeckten Perrons für diese Bahn auf dem Personenbahnhof bedeutend erweitert ist und auf diese Weise, abgesehen von den Quai-Gleisen am Kieler Hafen, eine Gesamtlänge von 1.67 km erhalten hat. Mit Rücksicht auf diese sehr bedeutende Länge des Bahnhofs wurde es für zweckmässig gehalten, das in Altona erprobte System der electricischen Weichen- und Signal-Riegelung hier nicht allein auf die ankommenden, sondern auch auf die abfahrenden Züge anzuwenden und ausser den Abschluss-Signalen, welche den Bahnhof gegen einfahrende Züge decken, auch für die vom Güterbahnhof in der Richtung nach Altona abfahrenden Güterzüge (da dieselben 2 Hauptgleise kreuzen müssen) ein Bahnhofs-Ausfahrts-Signal anzubringen, während solche Ausfahrts-Signale im Uebrigen auf den Bahnen der Altona-Kieler Gesellschaft nicht vorkommen.

In den Bahnhof Kiel münden 3 Bahnen ein, die zweigleisige Bahn von Altona, die eingleisige von Ascheberg, Eutin etc. und die eingleisige von Eckernförde und Flensburg. Für Personen- und gemischte Züge sind 6 verschiedene Fahrtrichtungen vorhanden, 3 für ankommende und ebenso viel für abgehende Züge. Die ankommenden Personenzüge von Altona und Ascheberg fahren am östlichen Hallenperron an, die abfahrenden Personenzüge nach Altona und Ascheberg gehen am westlichen Hallenperron ab, sämtliche Personenzüge von und nach Eckernförde werden am bedeckten Perron der Kiel-Flensburger Bahn abgefertigt. Güterzüge kommen fahrplanmässig nur in der Richtung von und nach Altona vor, dieselben fahren am südlichen Ende des Güterbahnhofs unmittelbar in denselben ein und aus demselben ab. Fahrplanmässig werden täglich 6 Schnell- und Personenzüge, bezw. gemischte Züge und 2 Güterzüge von Altona, 4 gemischte Züge von Ascheberg, ebenso viel von Eckernförde nach Kiel, und ebenso viel Züge in umgekehrter Richtung von Kiel, und ausserdem bei lebhaftem Verkehr Extrazüge nach Bedarf, gefahren.

Bei Projectirung der electricischen Weichen- und Signal-Riegelung wurde der Kieler Bahnhof gewissermaassen in zwei Theile getheilt, den Vor-Bahnhof, welcher die südliche Einfahrt zum Rangir- und Güter-Bahnhof bildet, und den Haupt-Bahnhof, welcher bei der Einmündung der Kiel-Flensburger Bahn beginnt und die Personen-Station, sowie deren Verbindungsgleise mit dem Rangir- und Güter-Bahnhof und mit den Quai-gleisen umfasst.

Der Vor-Bahnhof ist durch 2 Abschluss-signale gegen die von Altona und von Ascheberg ankommenden Züge und durch ein Ausfahrts-Signal gegen die aus dem Güterbahnhof nach Altona abfahrenden Güterzüge gedeckt. Die 3 südlichen Weichen No. 1, 2, 3 werden mit gewöhnlichen Weichenböcken gestellt. Die von den fahrplanmässigen Zügen spitz befahrene Weiche No. 3 ist mit einem mechanischen Weichenriegel versehen. Die Bewegung dieses Weichenriegels und der 3 vorbenannten Signale geschieht von der in der Nähe belegenen (ersten) Signalbude aus mittelst doppelter Drahtzüge, und zwar sind die

Bewegungshebel so mit einander verbunden, dass widersprechende Signale damit nicht gegeben werden können. Demnach kann zur Zeit immer nur eines der 3 vorgenannten Signale auf »Fahrbar« gestellt werden, und zwar das Einfahrtssignal für die von Altona ankommenden Züge erst dann, nachdem die Weiche No. 3 in richtiger Stellung verriegelt ist. Das Ausfahrtsignal für den Güterbahnhof ist gleichzeitig mittelst eines Blockapparates und einer Telegraphenleitung, welche als Luftleitung (oberirdische Telegraphenleitung) bis zum Mittelblock, von dort aber als unterirdisches Kabel bis zum Stationsblock geführt ist, mit dem Stations-Büreau auf dem Personenbahnhof verbunden und muss erst vom Stations-Vorsteher oder dessen Vertreter deblockirt werden, ehe ein Güterzug ausfahren kann.

Der innere oder Haupt-Bahnhof ist durch 3 Abschluss-Signale gedeckt, je eines für die Richtung von Eckernförde, von Altona und von Ascheberg. Alle 3 Signale werden von einer in der Nähe befindlichen (zweiten) Signalbude aus mechanisch bewegt und sind mit Blockapparaten (dem sogenannten Mittelblock) versehen, so dass kein Einfahrtssignal daran gegeben werden kann, ehe dasselbe nicht vom dienstthuenden Stationsbeamten im Stations-Büreau deblockirt, also die Einfahrt des betreffenden Zuges gestattet ist. Die Signale sind unter einander mechanisch in solcher Weise verbunden, dass widersprechende Signale damit nicht gleichzeitig gegeben werden können.

Für jede Fahrtrichtung ist ferner (ebenso wie in Altona) je ein unterirdisches Telegraphenkabel vom Stations-Büreau aus bis zur zweiten Signalbude geführt und in solcher Weise mit den Weichentöpfen der in den Hauptgleisen liegenden Weichen, welche bei der betreffenden Fahrtrichtung spitz befahren werden, verbunden, dass (ebenso wie in Altona) die Abschluss-Signale erst dann auf »Einfahrt« gestellt werden können, nachdem sämtliche zugehörige Weichen richtig gestellt und verriegelt sind. Auch kann die Entriegelung oder Freigebung dieser Weichen, vermöge des Entriegelungs-Kabels nur vom Stations-Büreau aus erfolgen und zwar erst dann, nachdem der Signalwärter das betreffende Signal von »Einfahrt« wieder in »Halt« verwandelt hat. Zur Entriegelung der Weichen sind 2 Kabel vorhanden, damit gleichzeitig ein Zug ein- und ein zweiter ausfahren kann.

In gleicher Weise werden die von den ausfahrenden Zügen spitzbefahrenen Weichen durch die Weichenwärter verschlossen und können nur auf electricischem Wege entriegelt werden, wobei aber für sämtliche ausfahrende Personenzüge und gemischte Züge keine optischen Ausfahrts-Signale vorhanden sind. An dem Block-Apparat im Stations-Büreau wird die richtige Stellung und der Verschluss aller spitzbefahrenen Weichen für einen ausfahrenden Personen- oder gemischten Zug daran erkannt, dass in dem mit der betreffenden Zugrichtung bezeichneten Blockfenster eine weisse Scheibe erscheint. Die Deblockirung dieser Scheibe geschieht durch den Signalwärter in der zweiten Signalbude und kann erst dann erfolgen, nachdem die zugehörigen Weichen richtig gestellt und verriegelt sind.

Nachdem für einen ankommenden Zug die Erlaubniss zur Einfahrt in den inneren Bahnhof vom Stations-Büreau aus nach

der zweiten Signalbude, oder für einen ausfahrenden Zug die Erlaubniss zur Abfahrt von dieser Signalbude aus nach dem Stations-Büreau gegeben ist, darf die electricisch zu bewirkende Entriegelung der Weichen zur beliebigen freien Bewegung derselben erst nach erfolgter Ankunft, bezw. nach dem Passiren des betreffenden Zuges geschehen. Bei den einfahrenden Zügen kann demnach das vom Stations-Büreau aus gegebene Deblockierungssignal erst dann vom zweiten Signalwärter zurückgegeben werden, nachdem der letztere das betreffende Abschluss-Signal von »Einfahrt« auf »Halt« zurückgestellt hat. Dasselbe wird dann durch Rückgabe des Deblockierungssignals auf »Halt« arretirt. Im Stations-Büreau zeigt sich das Deblockierungssignal des genannten Signalwärters durch Erscheinen einer rothen Scheibe im betreffenden Blockfenster, und erst dann ist es den Stationsbeamten möglich, die verschlossenen Weichen electricisch zu entriegeln.

Besonderes Gewicht ist bei Ausarbeitung der im Vorstehenden beschriebenen electricischen Weichen- und Signal-Verriegelung des Bahnhofes Kiel, ebenso wie in Altona, darauf gelegt, dass nach der Einfahrt, bezw. dem Passiren eines Zuges alle von demselben spitzbefahrenen, und daher verriegelten, Weichen sogleich entriegelt werden können, damit der lebhaft Rangirbetrieb durch die beschriebene Sicherung der fahrplanmässigen Züge möglichst kurze Zeit unterbrochen wird. Auf Bahnhof Kiel war dabei besonders zu berücksichtigen, dass der gesammte Rangirverkehr zwischen dem Rangir- und Güterbahnhof und den Aufstellungsgleisen der Kiel-Flensburger Bahn alle Fahrtrichtungen der aus- und einfahrenden Personen- und gemischten Züge berührt, bezw. durchkreuzt.

Die Blockapparate sind in Kiel ebenso wie in Altona mit Glocken, bezw. Tasten, versehen, die als Wecker dienen, wie solches am Schluss der oben mitgetheilten Instruction zur Bedienung der Altonaer Blockapparate erläutert ist. Für Bahnhof Kiel ist eine ganz ähnliche Instruction erlassen.

Die Anlagekosten der electricischen Weichen- und Signal-Riegelung und der damit verbundenen mechanischen Signalstellung haben für Bahnhof Kiel etwa 25000 M betragen. Die specielle Projectirung und Ausführung war, ebenso wie in Altona, der Firma Siemens & Halske in Berlin anvertraut, unter Mitwirkung des Obergeringieurs Hesse und des Telegraphen-Inspectors Walter in Altona. Die Projectirung geschah unter der Leitung des Obergeringieurs Frischen in Berlin, welcher mit dem Unterzeichneten die bei der ganzen Anlage zu befolgenden Grundsätze zuvor festgestellt hatte.

Auf eine specielle Beschreibung der sinnreichen und ziemlich complicirten Vorrichtung zur electricischen Auslösung der Weichenriegel in den sogenannten Weichentöpfen einzugehen, würde hier zu weit führen.

Es bleibt aber noch zu erwähnen, dass auf dem in einer Curve liegenden, und daher nicht übersichtlichen, Bahnhof Kiel das Zeichen zum Verriegeln der Weichen Seitens der Weichensteller für ankommende Züge durch electricisch-optisch-akustische Signalapparate gegeben wird, welche den (im Jahrgang 1872 dieser Zeitschrift beschriebenen) electricisch-optischen Strecken-Signalen der Altona-Kieler Bahn ähnlich und an mehreren, für die Weichensteller leicht sichtbaren, Punkten auf

dem Bahnhof aufgestellt sind. Bei diesen Signalen wird durch die Stellung des Zeigers bezeichnet, ob ein Zug von Altona, von Ascheberg oder von Eckernförde zu erwarten ist, während der lothrecht herabhängende Zeiger bedeutet, dass kein Zug zu erwarten steht.

Auf dem Bahnhof Altona, der in gerader Linie liegt und ziemlich gut übersichtlich ist, waren solche electricisch-optische Signalapparate zu dem genannten Zweck nicht erforderlich. Es ist daselbst etwa auf der Mitte des Bahnhofes, am nördlichen Ende des Perrons, ein sinnreich construirtes zweiflügeliges optisches Signal aufgestellt, welches mittelst eines Drahtzugs vom Stations-Büreau aus bewegt wird und in leicht verständlicher Weise anzeigt, ob ein Zug von Hamburg, vom Norden oder von Blankenese zu erwarten ist.

Für die ausfahrenden Züge werden derartige Avertissements-Signale weder in Altona noch in Kiel den Weichenwärttern gegeben; dieselben müssen sich vielmehr lediglich nach dem Fahrplan richten, um rechtzeitig vor der fahrplanmässigen Abfahrtszeit dieser Züge die von denselben befahrenen Weichen richtig zu stellen und die spitzgefahrenen Weichen zu verriegeln.

### 3. Bahnhof Rendsburg.

Eine Weichen- und Signal-Riegelung nach ähnlichen Grundsätzen, aber in der beschränktesten Ausdehnung, ist kürzlich auch für Bahnhof Rendsburg ausgeführt. An der Südseite dieses Bahnhofes ist nämlich ein langes Nebengleis angelegt, zur Ueberholung von ankommenden Güterzügen bestimmt, und die südliche Einmündungsweiche dieses Nebengleises, welche vom südlichen Ende des Perrons 0,67 km entfernt liegt und zwar in einer Curve, ist vom Bahnhof aus ebenso wenig zu sehen wie das daneben stehende Bahnhofs-Abschluss-Signal. Es ist daher eine electricische Verriegelung dieses Signals und indirect auch der damit verbundenen Weiche in folgender Weise zur Ausführung gebracht:

Im Telegraphen-Büreau des Stationsgebäudes ist ein kleiner Stations-Blockapparat und in der Wärterbude neben dem Abschluss-Signal ein Schlussblockapparat nebst Winde zur Bewegung jenes Signals angebracht. Eine oberirdische Telegraphenleitung verbindet beide Blockapparate. Das Abschluss-Signal ist durch einen Drahtzug mit der daneben liegenden Weiche in der Weise verbunden, dass diese Weiche mechanisch verriegelt ist, sobald am Abschluss-Semaphor das Einfahrtssignal gegeben ist. Vorher muss die Weiche durch den Signalwärter richtig gestellt sein. Das Einfahrtssignal kann also nur dann gegeben werden, wenn vom Stationsblock aus auf electricischem Wege die Erlaubniss dazu ertheilt und wenn die gefährliche Einfahrts-Weiche in richtiger Stellung mechanisch verriegelt ist.

Die Herstellungskosten dieser electricischen Signal- und Weichen-Riegelung für Bahnhof Rendsburg sind zu 1650 M veranschlagt, worin der Werth der beiden Blockapparate, welche bei Erweiterung der Signal- und Weichen-Riegelung des Altonaer Bahnhofes im Jahr 1878 gewonnen wurden, mit  $736\frac{1}{2}$  M eingerechnet ist.

Die vorstehenden Mittheilungen sind lediglich dazu bestimmt, an einigen Beispielen zu zeigen, in welcher Weise man

auch bei besonders schwierigen oder verwickelten Betriebs-Verhältnissen die richtige Stellung der Weichen und Signale sichern kann, wenn aus irgend welchen Gründen eine mechanische Centralisirung der Weichen und Signale nicht als ausführbar oder zweckmässig erscheint. In den meisten Fällen wird aber eine solche mechanische Centralisirung durch die Ersparung an Weichenwärtern öconomisch vortheilhafter sein, sei dieselbe nun nach dem englischen System

(Saxby & Farmer) ausgeführt oder nach dem von der Firma Siemens & Halske vielfach angewandten System der Eintheilung sämtlicher Weichen eines grösseren Bahnhofes in Gruppen, welche unter einander in electricischer Verbindung stehen und bei denen in jeder Gruppe eine mechanische Centralisirung der dazu gehörigen Weichen durchgeführt ist.

Altona, im November 1882.

H. Tellkamp f.

## Kohlenauflade-Vorrichtung für Tender auf der Station der russischen Süd-Westbahnen Birsula.

Mitgetheilt vom Ingenieur A. Borodin, Obermaschinenmeister der Süd-Westbahnen in Kiew.

(Hierzu Fig. 1—5 auf Taf. VIII.)

Das Grundprincip besagter Vorrichtung besteht in der Ausnutzung der Kraft der Locomotive zum Emporheben des Kohlenquantums, dessen sie bedarf, auf eine solche Höhe, von der sodann die Kohlen, ohne besondere Mühe, direct auf den Tender geschüttet werden können. Hierdurch fällt jede Arbeitskraft zum vertikalen Emporheben fort und vollzieht sich solches schnell mit einem Male. In den Fig. 1, 2 und 3 ist die allgemeine Ansicht der Vorrichtung dargestellt, die aus einer in der Nähe der Kohlenniederlage befindlichen hölzernen überhöhten Schmalspurbahn, von 500<sup>mm</sup> Spurweite, mit zwei geneigten Endebenen besteht. Auf dem leichten Schienenstrange rollen kleine Wagen, System Decauville (Fig. 4 und 5), von denen jeder 900 kg Kohlen fasst und behufs Ausladung der Kohlen leicht gekippt werden kann, wie solches in den Fig. 3 und 4 punktirt angedeutet ist. Die Schmalspurbahn ist auf ebener Erde bis ins Innere der Kohlenniederlage fortgeführt und da die Bahn aus einzelnen, leicht transportablen Gliedern, System Decauville, besteht, so kann sie jederzeit zu einem beliebigen Punkte der Kohlenniederlage geführt werden, wo das Beladen der Wagen am bequemsten ist. Leichte, transportable Drehscheiben dienen sehr zur Erreichung dieses Zweckes. Zuerst werden die leeren Wagen nach dem Punkte der Kohlenniederlage dirigirt, wo die Brennstoffentnahme beabsichtigt ist, daselbst mit Kohlen beladen und von einem Arbeiter auf dem transportablen Strange bis zu der geneigten Ebene der überhöhten Bahn geschoben, wobei noch die Wagen, zum sofortigen Wiegen, eine kleine Brücken-Waage F passiren. Bei der geneigten Ebene angelangt, werden die Wagen an das eine Ende des Hanfseils befestigt, welches auf den aus der Zeichnung ersichtlichen Rollen läuft, während das andere Ende des Seils

am hinteren Tender-Zughaken der kohlenaufnehmenden Locomotive befestigt ist. Die Locomotive zieht sodann, bei weiterer Fortbewegung der Wagen die geneigte Ebene hinan, und ist es, wie leicht begreiflich, nicht schwierig eine derartige Einrichtung zu treffen, dass der Tender unter der für's Ausladen bestimmten Rinne steht, sobald der erste Wagen bei derselben angelangt ist, wie Fig. 1 es veranschaulicht. Die eiserne Ausladerinne, durch Gegengewichte ausbalancirt, ist beständig emporgehoben (wie dieses in Fig. 3 punktirt angedeutet) und wird nur beim Vorfahren des Tenders herabgelassen. Die durch die Locomotive hinaufgezogenen Wagen werden Eines nach dem Andern durch einen Arbeiter auf die Ausladerinne gekippt und ihres Inhaltes in den Tender entleert, wobei das allmähliche Weiterschieben der Wagen zur Ausladerinne durch denselben Arbeiter vollzogen wird. Die Anzahl der auf die überhöhte Bahn emporzuziehenden Wagen hängt von dem für die Locomotiven erforderlichen Kohlenquantum ab und variirt gewöhnlich von 2 bis 4. Die entleerten Wagen können nun in derselben Richtung, in der sie hinaufgezogen wurden, hinabgelassen werden, oder die entgegengesetzte geneigte Ebene passiren, was von den localen Verhältnissen des Kohlenlagers abhängt und wodurch ein regelmässiger Kreislauf der Wagen erzielt werden kann. Das Aufladen der Kohlen auf den Tender geschieht auf diese Art und Weise sehr schnell, erfordert eine geringe Anzahl Arbeiter und kostet bedeutend weniger als das gewöhnliche Aufladen.

In Zukunft wird beabsichtigt, das Hanfseil durch ein endloses Drahtseil, mit entsprechenden Abänderungen einiger Details und Rollen, zu ersetzen.

Kiew, 4./16. October 1882.

## Kohlen-Ladekrahn für Tender auf den dänischen Staatsbahnen in Jütland und Fühnen,

von Otto Busse jun., Obermaschinenmeister in Aarhus.

(Hierzu Fig. 6—8 auf Taf. VIII.)

Bei diesen Krahn ziehen die Locomotiven selbst die Kohlenlast in die Höhe und zwar ist die Kettenlänge so bemessen, dass der kleine Kohlenwagen gerade die erforderliche Höhe erreicht hat, wenn die Mitte des Tenders vor dem Krahn

steht. Die Krahnkette läuft über eine gezahnte Führungsrolle im Stativ, welche mit dem Sperr- und Bremsrade fest verbunden ist, durch die Höhlung der Säule über eine Führungsrolle am Fuss und eine zweite im Gleise zu dem Fussblock,

welcher circa 15<sup>m</sup> vom Krahn entfernt angebracht ist und endigt mit einem Ringe, der auf den Tenderzughaken gelegt wird, wenn die Tender gefüllt werden sollen. Das andere Ende der Kette geht über eine Rolle im Krahn schnabel hinunter zu einer kleinen Winde mit Schneckengetriebe und endloser Kette, diese dient um kleine Längendifferenzen ausgleichen zu können, um die Kohlenwagen wiegen zu können und um dieselben von einem Gleise aufs andere versetzen zu können, wenn keine Locomotive zugegen ist.

Das Wiegen der Kohlen geschieht mittelst der Denison'schen Krahnwaagen von Tangie Brothers. Die Kohlenwagen haben eine solche Grösse, dass sie gerade 1000 kg fassen können, doch ist in ihnen durch eine Messingleiste angegeben, bis

zu welcher Höhe sie ungefähr zu füllen sind, um 500 kg Kohlen zu fassen.

Die Kohlenwagen sind aus 4<sup>mm</sup> Blech gefertigt, die Böden bestehen aus zwei Theilen und hängen an Scharnieren, sie sind durch die Laufräder contrabalancirt, welche letztere Hartgussräder sind vom Modell der Bahnmeisterwagen. Zugehalten werden die Bodenklappen durch zwei Haken, welche durch eine Welle verbunden sind, durch Lösen des Hakens entleert der Heizer die Kohlenladung in den Tender.

Das Füllen der Kohlenwagen, Abwiegen und Bereitstellen zum Aufziehen, wird im Accord gemacht und erhalten die Arbeiter dafür 10 Oere = 11<sup>1</sup>/<sub>4</sub> Pf. für 1000 kg.

## K. Engelhart's Billetschalter mit Vorrichtung zum Hören durch luftdicht geschlossene Fenster.

Patentirt im Deutschen Reiche vom 1. Februar 1882 ab.

(Hierzu Fig. 9—14 auf Taf. VIII.)

Die in Fig. 9—14 Taf. VIII in Anwendung bei Billet- und Postschaltern gezeichnete Erfindung ermöglicht einem hinter dem luftdicht geschlossenen Fenster Befindlichen, sowohl deutlich zu hören, was vor dem Fenster verläutet, als auch umgekehrt ermöglicht dem vor dem Fenster Befindlichen, genau zu vernehmen, was hinter dem Fenster verläutet. Hält man sein eigenes Ohr dicht an das Fensterrohr, so vernimmt man das jenseitige Geräusch ebenso laut als es in freier Luft möglich ist, was dadurch bewirkt wird, dass die in den Apparat eingespannte Personanzhaut durch die Schallwellen in Vibration versetzt wird.

Fig. 9 zeigt die innere gekerbte Seite des Spannrings,

Fig. 10 die Ansicht von der Seite des Publicums,

Fig. 11 in geöffnetem Zustande die Ansicht von Seiten des Büreaus,

Fig. 12 eine die Anwendung versinnlichende Skizze,

Fig. 13 einen senkrechten Schnitt durch die Vorrichtung,

Fig. 14 in geschlossenem Zustande die Ansicht von Seiten des Büreaus.

Die specielle Construction des Apparates ist folgende, wie aus dem in Fig. 13 gezeichneten Schnitt am bequemsten zu ersehen ist:

Die Personanzhaut D besteht aus einem ca. 0,05<sup>mm</sup> fein geschlagenen Messigblech oder aus präparirter Darmhaut, Fischblase oder dichter, feiner Seide oder Gummi. Wo Wasser oder Dämpfe das Fensterrohr erreichen, ist Messigblech oder Gummi anzuwenden. Die Haut ist scharf eingespannt in einen Ring C (Spannring, Hautring). Derselbe besteht aus zwei auf einander geschraubten Theilen. Die Innenseiten derselben sind wie Lederzangen gekerbt, um die Haut festzuhalten. Die Einspannung geschieht folgendermaassen: Eine z. B. für neun Ringe genügende Haut wird mechanisch in warmem Zustande über die Unterhälften jener Ringe ausgespannt, und die oberen Hälften dann auf die durch die dünne Haut sich

scharf markirenden Unterhälften mittelst Schrauben T aufgeschraubt und die Haut dann an der Ringperipherie ausgeschnitten. Auf der dem Publikum zugekehrten Seite ist ein feststehendes, rosettenförmig durchbrochenes Metallblech E aufgeschraubt; auf der Zimmerseite ist ein fächerartig durchbrochenes, feststehendes F und ein dergleichen um eine Achse H drehbares Metallblech G aufgeschraubt. Das drehbare Blech G schliesst und öffnet die fächerartigen Oeffnungen des feststehenden Bleches F, je nachdem man mit den Griffen S seine Fächer über die Oeffnungen oder über die Fächer des feststehenden Bleches schiebt, und hat also der im Zimmer Befindliche die Gehörcommunication mit der Aussenwelt ganz in seinem Belieben.

Um die Peripherie des Apparates ist ein [-förmiger Gummiring B gelegt, welcher die Befestigung und den weichen und luftdichten Anschluss an die Fensterscheibe A erreicht.

Der Apparat wird in ein kreisförmig ausgeschnittenes Loch der Fensterscheibe etwa in Mundhöhe einer mittelgrossen Person eingesetzt.

Die Verwendung des Apparates ist besonders bei Schalterfenstern, namentlich der Eisenbahn-Billet-Schalterfenster, bei denen dann zugleich ein Billet-Drehteller in Anwendung zu nehmen ist, der Billet- und Post-Expeditionen etc. gedacht; er dürfte jedoch überall da am Platze sein, wo man, ohne das Fenster öffnen zu können oder zu wollen, mit draussen befindlichen Personen conversiren oder überhaupt durch das luftdicht geschlossene Fenster hören will. Auf diese Weise sieht und hört man durch die Fenster, ohne der Zugluft und sonstigen Wetterunbilden ausgesetzt zu sein.

Ebenso wie in Fenstern ist der Apparat auch in Wänden anzubringen, wobei die durchbrochenen Schallbleche in den Oberflächen der Wand anzubringen sind; wenn dies auf der

einen Seite in verborgener Weise geschieht, so dürfte der Apparat ein Mittel für Aufseher z. B. über Untersuchungs-gefangene oder sonstige zu beobachtende Individuen sein, um jedes Wort dieser Personen vom Nebenzimmer aus unbemerkt genau überwachen zu können.

Anmerkung des Erfinders: Die qu. Vorrichtung ist bereits bei der Kaiserlichen Post hierselbst, bei der Königl. Ostbahn (Bromberg) und bei der Oberschlesischen Bahn an den Billetschaltern des hiesigen Empfangsgebäudes probeweise eingeführt und als praktisch anerkannt worden. — Das Königliche Eisenbahn-Betriebsamt hierselbst hat mir

dementsprechend eine Bescheinigung ausgestellt, die ich nachstehend in Abschrift mittheile:

Bescheinigung.

Dem Regierungs-Bauführer Herrn Engelhart hierselbst wird auf Verlangen hiermit bescheinigt, dass die von ihm erfundene Vorrichtung zum Sprechen und Hören durch geschlossene Fenster, sogenannte Sprechrosette D. R. P. 20073, an den beiden Billetschalterfenstern des hiesigen Empfangs-Gebäudes versuchsweise angebracht worden ist und sich bis jetzt als durchaus praktisch gezeigt hat.

Glogau, den 12. December 1882.

Königliches Eisenbahn-Betriebsamt  
gez. Rintelen.

(L. S.)

## Die mexicanische Central-Eisenbahn.

Mittheilung des Herrn Alfred von Bodenzweig, Ingenieur und Vorstand des technischen Büreaus bei der General-Direction in Mexico.

(Schluss von S. 21.)

### 16. Bahnhofs-Anlagen.

Sämmtliche 20 Bahnhöfe oder Stationen (Mexico und Leon eingerechnet) sind auf Horizontalstrecken angelegt, deren Minimal-Länge 150<sup>m</sup> beträgt. Die Herstellung der Horizontalen war jedoch nicht mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden. Bei manchen Stationen mussten die Endweichen auf Steigungen gelegt werden, da die Minimallänge von Nebengleisen 235<sup>m</sup> beträgt.

Die meisten Bahnhöfe haben 2 Nebengleise, eines zu jeder Seite des Hauptgleises. An wenigen Plätzen ist nur ein Nebengleis vorhanden.

Die Entfernung von Mitte zu Mitte der Gleise beträgt 4<sup>m</sup>.

Die Gesamtlänge sämmtlicher Bahnhofsgleise zwischen Mexico und Leon ist 41,875 km oder 10 % der ganzen Linie von 418 km, wovon bis 1. April 1882 jedoch nur 37 km gelegt sind.

Drehscheiben sind ausser einer in Mexico existirenden noch in San Juan del Rio und Leon zu errichten.

Diese sind von der »Passaic Rolling Mill« Company in Paterson N. J. in den Vereinigten Staaten von Nordamerika ausgeführt. Die Träger sind aus Schmiedeeisen gefertigt, mit I-Querschnitt 1,525<sup>m</sup> von Mitte zu Mitte entfernt. Durchmesser der Drehscheiben 16,775<sup>m</sup> (55' engl.). Bei Weichen-curven sind Radien von 120<sup>m</sup> gestattet.

Die Herzstücke werden in letzterer Zeit in den Werkstätten aus Stahlschienen gefertigt, und können billiger hergestellt werden als jene, die von den Vereinigten Staaten anfänglich importirt wurden.

Die Verhältnisse sind 1:8 und 1:10.

Die in Gebrauch stehenden Weichen sind verschiedener Construction, ohne irgend einen besonderen Vortheil zu bieten, werden aber durch Wharton'sche Weichen (Safety-switsches) nach und nach ersetzt.

### 17. Entfernung der Bahnhöfe unter sich.

Die Entfernung zwischen Bahnhöfen wechselt zwischen 6 und 34 km ab. Auf der 1ten Betriebs-Division mit Maximal-Steigung von 0,015, ist die grösste Entfernung zwischen zwei Bahnhöfen 30 km (Cazadero und San Juan del Rio), wovon 22 km eine continuirliche Steigung von 0,015 bilden.

Auf der 2ten Betriebs-Division kommen Entfernungen von 34 km vor.

Die Maximal-Entfernung zwischen Wasser-Stationen beträgt auf der

1ten Betriebs-Division . . . .	30 km
2ten « « . . . .	34 «

Die Tender der Güterzugs-Locomotiven fassen 2500 Gallons = 11.35 cbm Wasser.

### 18. Baulichkeiten.

Bauten in Stein sind bis jetzt nur an sehr wenig Stellen zur Ausführung gekommen. — Die meisten Bahnhofs-Gebäude sind provisorisch aus Holz gezimmert, und ist auf den kleinen Stationen, wo nur ein sehr spärlicher Verkehr stattfindet, das Gütermagazin mit dem Passagier-Gebäude vereinigt.

In Stein sind bis 1. April 1882 die folgenden Gebäude ausgeführt:

Bahnhof Mexico.

Güter-Magazin, 91,45<sup>m</sup> lang und 18<sup>m</sup> breit,  
Polygonaler Locomotiv-Schuppen für 8 Maschinen,  
Reparatur-Werkstätte, mit nöthigen Räumlichkeiten für  
Schmiede, Dampfsäge, stationäre Maschine, Büreaus etc.  
Magazin für Material der Gesellschaft; Bau noch nicht ganz vollendet.

In Huchuctoca und Tula sind die Stations-Gebäude in Stein ausgeführt. —

In San Juan del Rio:

Polygonaler Locomotiv-Schuppen für 5 Locomotiven,  
Güter-Magazin, Passagier-Gebäude und Restaurant.

Alle anderen Stationen sind, wie schon bemerkt, in Holz ausgeführt.

Die für Baulichkeiten verausgabte Summe beläuft sich bis 1. April 1882 auf 222789,78 dolls.

### 19. Betriebs-Material.

a) Locomotiven.

Die Gesellschaft besitzt bis jetzt 17 Locomotiven, wovon 10 in den Baldwin Locomotive Works in Philadelphia, 1 von der Portland Co., 2 von Danforth & Cooks in Paterson und 4 von den Tamnton Locomotive Works construiert wurden.

Gegenwärtig sind nur 10 Maschinen im Betrieb thätig, 3 in Reparatur und 4 im Aufstellen noch nicht vollendet. Für die Beförderung von Passagierzügen werden die in Nordamerika für diesen Zweck gebräuchlichen Locomotiven (deren 9 hier existiren) verwendet. Diese Maschinen haben 2 gekuppelte Achsen und ein vierräderiges bewegliches Radgestell (four wheeled truck).

Für den Rangirdienst im Bahnhof Mexico ist eine kleine 4 räderige (nur 2 gekuppelte Achsen) Maschine im Gebrauch.

An Güterzugs-Locomotiven sind 7 vorhanden; mit Ausnahme von Maschine No. 1 (in Portland construiert) sind alle von den Baldwin'schen Werken geliefert.

Diese Maschinen, in Nordamerika unter dem Namen »10 wheeled freight engine« bekannt, bewähren sich auf dieser Bahn vortrefflich; sie sind von ausgezeichneter und solider Construction.

Locomotiven dieser Gattung haben 3 Triebachsen und vorne unter der Rauchkammer und Cylindern ein 4 räderiges bewegliches Radgestell; daher der Name »10 wheeled« (10-räderig).

Im Ganzen sind diese Maschinen nach amerikanischem System gebaut; die beiden vorderen gekuppelten Räder haben keine Spurkränze, aber bedeutend breitere Radreifen als die übrigen Räder; es ist daher der feste Radstand bedeutend vermindert und können sehr scharfe Curven mit Leichtigkeit befahren werden.

Kessel und Feuerkasten sind aus Stahl hergestellt.

Das Brennmaterial ist Holz. Das Gewicht der Locomotive in dienstfähigem Zustande ist 38,100 kg, wovon 27,216 kg auf die 3 gekuppelten Achsen kommen.

Die Hauptdimensionen dieser Maschinen sind:

#### Cylinder.

Durchmesser . . . . .	0,483 <sup>m</sup>
Kolbenhub . . . . .	0,610 <sup>m</sup>

#### Räder.

Durchmesser der Triebräder . . . . .	0,372 <sup>m</sup>
« « Truckräder . . . . .	0,615 <sup>m</sup>
Entfernung der gekuppelten Achsen 1 u. 2 . . . . .	1,525 <sup>m</sup>
« « « « 2 « 3 . . . . .	2,287 <sup>m</sup>
« « Achsen des Radgestelles . . . . .	1,729 <sup>m</sup>

#### Kessel (aus Stahl).

Innerer Durchm. des cylindrischen Körpers . . . . .	1,372 <sup>m</sup>
Anzahl der Röhren . . . . .	152
Durchmesser der Röhren . . . . .	0,050 <sup>m</sup>
Länge « « . . . . .	3,965 <sup>m</sup>
Rostfläche . . . . .	1,348 <sup>qm</sup>
Heizfläche des Feuerkastens . . . . .	8,835 <sup>qm</sup>
« der Röhren . . . . .	94,395 <sup>qm</sup>
Totale Heizfläche . . . . .	103,230 <sup>qm</sup>

Der Tender wiegt 22,250 kg und ruht auf 2 beweglichen 4 räderigen Radgestellen. An Holz fasst der Tender 2 cords = 7 cbm. Der Wasserraum ist 11,35 cbm.

Das Gesamtgewicht von Maschine und Tender in dienstfähigem Zustande ist rund 60 Tonnen (à 1000 kg).

Bei einer Geschwindigkeit von 30 km pro Stunde, oder 8,34<sup>m</sup> pro Secunde, absoluter Dampfdruck im Kessel 10 Atm.,

Admission 0,6, sind diese Maschinen im Stande, die in folgender Tabelle angegebenen Lasten auf Steigungen von 0,005 bis 0,025 zu ziehen, ausschliesslich des Gewichtes der Maschine und Tender.

Tabelle No. 4.

Steigung	Gewicht des Zuges in Kilogramm.
0,005 . . . . .	850,000
0,0075 . . . . .	615,000
0,01 . . . . .	480,000
0,0125 . . . . .	385,000
0,015 . . . . .	320,000
0,0175 . . . . .	275,000
0,02 . . . . .	235,000
0,0225 . . . . .	205,000
0,025 . . . . .	180,000

Dabei beträgt der durchschnittliche Holzverbrauch pro Kilometer 0,033 cords oder 0,12 cbm (1 cord = 128 cbf engl. = 3,5 cbm).

Die im Durchschnitt verdampfte Quantität Wasser beläuft sich auf 0,32 cbm per Kilometer.

Die durchschnittlichen Kosten in cents (= 0,01 dolls) betragen bis jetzt pro Kilometer auf der 1 sten Betriebs-Division:

Brennmaterial . . . . .	14,853 cents
Schmiermittel (Oel, Talg und Wolle) . . . . .	0,771 «
Wasserbeschaffung . . . . .	1,266 «
Löhne von Führer, Heizer, Putzer . . . . .	4,519 «
Maschinen-Reparaturen . . . . .	2,733 «
Administrations-Unkosten . . . . .	1,876 «
Summa . . . . .	26,018 cents

Diese ist jedenfalls eine ungemein hohe Zahl für die Kosten der Zugführung, es ist aber zu bemerken, dass 1 cord Holz 6 dolls kostet, dass die Führer 5 dolls pro Tag ausgezahlt bekommen, und dass die Auslagen für Material und Tagelohn bei Reparaturen relativ auch sehr gross sind.

Ausserdem hat die 1 ste Betriebs-Division Gradienten von 0,015. Es lässt sich mit Bestimmtheit voraussetzen, dass mit der Zeit die obigen Kosten jedenfalls bedeutend abnehmen.

#### b) Wagen.

Die Anzahl der Wagen beläuft sich gegenwärtig auf 342, davon sind:

6 Passagierwagen I. Classe,
5 « II. «
14 « III. «
3 Postwagen,
134 bedeckte Güterwagen,
1 Salonwagen für die Direction,
1 Inspectionswagen,
179 offene unbedeckte Wagen.

Sämmtliche Wagen sind in den Vereinigten Staaten von Nordamerika gekauft und nach amerikanischem System construiert. Es ist daher nicht nöthig eine Beschreibung derselben zu geben, da ja die Construction amerikanischer Wagen den Lesern dieser Zeitschrift jedenfalls genügend bekannt ist.

## 20. Zusammenstellung der Baukosten. — 405 km.

Eine ganz genaue Uebersicht über die gesammten Baukosten der bis jetzt vollendeten Strecken kann gegenwärtig leider nicht zusammengestellt werden.

Es kostet der Kilometer im Durchschnitt (annähernd):

An Terrain-Erwerb . . . . .	690	dolls
< Erd- und Felsarbeiten . . . . .	3148	<
< Durchlässe, Futtermauern u. Brückenmauerwerk . . . . .	1735	<
< Eiserne Brücken . . . . .	117	<
< Bahnhöfe und Baulichkeiten (bei den wenigen bis jetzt ausgeführten Bauten — provisorische eingerechnet — 556 dolls)		
mit zuverlässiger Genauigkeit veranschlagt auf	1375	<
< Telegraphenlinie (mit Instrumenten) . . . . .	78	<
< Werkzeuge für Erd- und Maurerarbeiten und Oberbau . . . . .	271	<
< Allgemeine Auslagen.		
Ingenieure und Bureau-Auslagen . . . . .	621	
Administration . . . . .	538	1159 <
< Oberbau, Werth des Materials, Legen der Schienen, Beschotterung etc. . . . .	8475	<
< Betriebs-Material pro Kilom. incl. Werkstätten	3746	<
< Bureau-Einrichtungen . . . . .	134	<

Gesamtkosten pro Kilometer 20928 dolls

## 21. Notizen aus dem Betrieb.

Die Strecke Mexico-San Antonio — 93 km — wurde am 15. September 1880 eröffnet. Den 15. December desselben Jahres wurde die Strecke von San Antonio nach San Juan del Rio — 98 km — in Betrieb gestellt, und den 15. Februar 1882 wurde die Linie bis Queretaro eröffnet.

Der Personenverkehr beträgt bis jetzt im Durchschnitt 200 Passagiere täglich in jeder Richtung. — Die Anzahl Passagiere nimmt seit Januar monatlich um 20 % zu.

Von diesen 200 Personen fahren	}	50	. . .	I. Classe
durchschnittlich		50	. . .	II. <
		100	. . .	III. <

Der Güterverkehr ist leider bis jetzt ein nicht sehr befriedigender. Es werden im Durchschnitt nur 120 Tonnen pro Tag in jeder Richtung transportirt, obwohl der Verkehr seit 1. Januar um 14 % im Monat zunimmt.

Es kommen auf Waaren I. Classe . . . . .	20	Tonnen
< II. < . . . . .	25	<
< III. < . . . . .	75	<

Auf der Strecke Mexico-Queretaro zusammen 120 Tonnen.

Die täglichen Einnahmen sind obigem Verkehr gemäss, und nach den festgesetzten Tarifen:

Für den Personenverkehr:

$$\{ (50 \times 3) + (50 \times 2) + (100 \times 1) \} 246 = 861 \text{ dolls}$$

Für den Güterverkehr:

$$\{ (20 \times 6) + (25 \times 4) + (75 \times 2,5) \} 246 = 1002,45 <$$

$$\text{Extra-Einnahmen durchschnittlich pro Tag} \quad 204,30 <$$

2067,75 dolls

Bei Voraussetzung, dass der Verkehr derselbe bleibt, was jedenfalls nicht zutrifft, selbst wenn das während der Regenzeit eintretende Nachlassen des Verkehrs berücksichtigt, so wäre die jährliche Einnahme  $2067,75 \times 360 = 744390,00$  dolls;

daher pro Kilometer Bahn  $\frac{744390}{246} = \text{rund } 2118 \text{ dolls.}$

Die Gesamtkosten eines Kilometers Bahn zwischen Mexico und Queretaro, das Betriebs-Material eingerechnet, belaufen sich sehr annähernd auf 22000 dolls; zieht man von diesem Betrag die von der Regierung gewährte Subvention von 9500 dolls ab, so kostet der Kilometer Bahn 12500 dolls.

Es ist daher die jährliche Rente

$$\frac{3026 - 2118}{12500} = 0,00726 \text{ oder } 7\frac{1}{4} \%$$

## Die Linie von Leon nach Paso del Norte.

Es sind auf dieser Linie gegenwärtig 101 km von Leon an fertig tracirt.

Die Maximal-Steigung ist wie auf der Linie Mexico-Leon 0,015, der Minimal-Radius ist ebenfalls auf 200<sup>m</sup> festgesetzt. Die Ermässigung der maassgebenden Gradienten auf Curven ist jedoch bedeutend stärker angenommen.

Steigungen die mit Benutzung der Schwungkraft des Zuges zu überwinden sind, kommen auf dieser Linie vor, wie schon früher angegeben.

Ich habe bei der Berechnung die von R. Koch gegebene Formel, in Heusinger von Waldegg's Handbuch der Ingenieur-Wissenschaften I. Band, benutzt. Bei einer maassgebenden Gradienten von 0,015 oder 1 in 67, können demnach die folgenden Steigungen eingelegt werden:

0,0175	oder	1 in 57	. . .	Länge	1475 <sup>m</sup>
0,02	<	1 < 50	. . .	<	630 <sup>m</sup>
0,0225	<	1 < 44	. . .	<	400 <sup>m</sup>

Die Zugkraft der Locomotive wurde bei einer Cylinderfüllung von 0,6 des Kolbenhubes, und einem Dampfdruck im Kessel von 10 Atmosphären, zu 7400 kg. angenommen. Die Zuggeschwindigkeit wurde am Anfang der Steigung zu 30 km (Normal-Geschwindigkeit für Güterzüge), am Ende der Steigung zu 15 km angenommen.

Erhebliche Bauten werden auf der Linie nördlich von Leon wohl kaum vorkommen.

Die Haupt-Ortschaften, welche die Eisenbahn, der Concession gemäss, zu berühren hat, sind:

Lagos, Aguascalientes, Zacatecas, Durango und Chihuahua.

Von Paso del Norte südlich gegen Chihuahua sind die Arbeiten schon bis auf 175 km vollendet und wird rasch von dort aus gearbeitet, um sich so bald als möglich mit der von Mexico kommenden Linie zu vereinigen.

## Die Bahn Aguascalientes-San Luis und Tampico.

Ueber diese Linie lässt sich gegenwärtig sehr wenig berichten, da die Tracirungs-Arbeiten noch nicht vollendet sind. Der Abfall des Hochplateaus gegen die Küste ist ein äusserst rascher und ist es ungemein schwierig eine rationelle Trace zu ermitteln. Wenn man Gradienten von 0,04 oder 1 in 25

anwenden wollte, so könnte allenfalls eine der Bahn zwischen Mexico und Vera Cruz ähnliche Linie hergestellt werden, da man sich aber natürlicher Weise in ein solches Unternehmen nicht einlassen will, sondern 0,025 als maassgebende Steigung festgesetzt hat, so ist es ungemein schwierig die Trace zu bestimmen. Nach den Recognoscirungen des Chef-Ingenieurs ist die Trace jedoch möglich.

Trotzdem dass Curven von 100<sup>m</sup> Radius eingelegt werden müssen, sind die Baukosten ungemein hoch; der Unterbau ist auf 30000 dolls pro Kilometer veranschlagt.

Von Tampico aus landeinwärts sind die Erdarbeiten auf 30 km hergestellt, alles noch in flachem Küstenlande. Schienen sind auf 20 km gelegt.

Das böse Klima an der Küste trägt wesentlich dazu bei, dass die Arbeiten nur ungemein langsam ausgeführt werden können. Weder Fremde noch Eingeborene sind im Stande, etwas in diesem Klima zu leisten, und musste daher die Eisenbahn-Gesellschaft den Versuch machen, eine Anzahl Neger von den Südstaaten Nordamerikas zu importiren.

#### Die Linie von Leon nach Guadajara und San Blas am stillen Ocean.

Auch auf dieser Linie sind die Tracirungs-Arbeiten noch nicht vollendet, und werden alle möglichen Versuche gemacht, mit einer Maximal-Steigung von 0,025 und Curven von 100<sup>m</sup> Radius durchzukommen.

Die Entwicklung der Linie ist jedoch auf dieser Linie mit grösseren Schwierigkeiten verbunden, als auf der Bahn nach Tampico.

Bauten konnten bis jetzt noch keine in Angriff genommen werden.

Es wird bald das nöthige Material vorliegen, um einen Bericht über die Trace, die Landes-Verhältnisse und veranschlagten Baukosten dieser Linie, sowohl als der Tampico-Bahn veröffentlichen zu können.

Die letzteren drei Linien haben jede einen Chef-Ingenieur und die nöthige Anzahl Ingenieure um die Tracirungs-Arbeiten und den Bau auszuführen.

Die Chef-Ingenieure erhalten ihre Weisungen von der General-Direction in Mexico.

Mexico, den 30. April 1882.

### Aufhängung der Nothketten der Eisenbahnwagen.

Mitgetheilt vom Betriebs- und Maschinen-Inspector **Fr. Reimherr** in Dortmund.

(Hierzu Fig. 1—3 auf Taf. IX.)

Die Frage »welche Nothkuppelung für Eisenbahnwagen die beste sei« ist für den Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen dadurch gelöst, dass die Anbringung einer zweiten Central-Kuppelung obligatorisch bis 1. Januar 1886 beschlossen wurde.

Trotzdem dürfte es nicht ohne Interesse sein, der Sache nochmals kurz näher zu treten und eine einfache Aufhängung der alten Nothketten, wie ich sie ausgeführt habe, zu beschreiben.

Die centralen Sicherheitskuppelungen leiden an zwei Mängeln:

1. treten dieselben nach Abreissen der Hauptkuppelung erst in Action, wenn die Wagen ca. 350<sup>mm</sup> auseinander gezogen sind; die Wagen erleiden daher immer einen Ruck,
2. bedarf es zur völligen Sicherung der Wagen noch einer Vorrichtung, weil die Kuppelung z. B. die Verbindung der Wagen nicht sichert, sobald die Zugstange zwischen Haken und dem Keil hinter der Bufferbohle reisst.

In den Figuren 1, 2 und 3 ist die von mir ausgeführte Aufhängung der Nothketten dargestellt und zwar wie dieselbe angebracht werden kann, ohne eine Veränderung der Zugstange vornehmen zu müssen. Es ist: a eine aus zwei durch 4 Schrauben miteinander verbundenen Theilen bestehende schmiedeeiserne Hülse, deren Höhlung zur Aufnahme der Zugstange etwa  $\frac{1}{3}$  viereckig und  $\frac{2}{3}$  rund ist, so dass es einer weiteren Befestigung auf der Stange nicht bedarf, weil der Ansatz, welcher sich beim Uebergang vom runden Querschnitt in den quadratischen bildet, ein Mitreissen der Hülse nach Vorwärts

verhindert. Wenn auch ein Mitreissen derselben nach Rückwärts nicht anzunehmen ist, so wurde zur vollständigen Sicherheit doch noch der kleine Körnerzapfen b eingesetzt.

Jede Hälfte dieser Hülse hat einen runden Zapfen c, auf dem sich ein Balancier d dreht. Diese beiden Balanciers fassen zwischen sich an den Enden die drehbaren Klötzchen e, in welche nun die Aufhängebolzen der Nothketten eingeschraubt werden. Zur Erreichung von Elasticität werden die Gummiringe oder Spiralfedern der Nothketten beigelegt.

Die beiden Nothketten hängen nun 300<sup>mm</sup> auseinander und können beim Ankuppeln von Einer Seite aus- und eingehängt werden, also ohne dass der Kuppler unter der Kuppelung durchschlüpfen muss. Da bei dieser Art der Aufhängung die Nothketten alle Bewegungen der Zugstangen mitmachen, so können sie ganz straff eingehängt werden, so dass sie bei einem Bruche der Kuppelung etc. in Action treten, ohne dass der Wagen einen Ruck bekommt. Vorschriftsmässig hergestellte Nothketten werden bei dieser Anordnung eine vollkommene Sicherung bieten, wie sich dies auch bei unseren Versuchen auf einer Rampe von 1 : 70 Neigungsverhältniss gezeigt hat.

Die bisherigen Nothketten können bei dieser Anordnung um einige Glieder gekürzt werden.

Stellt man die mit dieser Aufhängung der Nothketten erreichten Resultate zusammen, so sind dieselben folgende:

1. Beim Reissen der Kuppelung oder des Hakens tritt kein Ruck ein.

2. Beide Nothketten werden in Folge Aufhängung an Balanciers ganz gleich in Anspruch genommen.
3. Die Verbindung der Wagen ist unter allen Umständen gesichert.

Reisst die Stange zwischen Haken und Hülse oder hinter der Hülse, so legt sich die Hülse an die Bufferbohle und wird auch in diesem Falle der Ruck ein ganz schwacher sein, weil vor dem Abreißen der

Stange die Hülse sich ganz nahe der Bufferbohle befinden wird.

4. Die Kuppelung eines Wagens mit diesen Nothketten kann ebensowohl auch mit einem Wagen, welcher die alten Nothketten, oder die Central-Nothkuppelung hat, erfolgen.
5. Das Einhängen der Nothketten kann stets von Einer Seite erfolgen.

Dortmund, den 12. Juli 1882.

## Ueber die Anwendung der Siemens & Halske'schen Doppeldrahtzug-Transmission bei centralen Signal- und Weichenstell-Einrichtungen.

Vom Obergeringieur Frischen.

In dem Ergänzungshefte des Jahrganges 1882 des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens ist in einem Artikel des Herrn Ingenieur F. Magdalinski, welcher die verschiedenen mechanischen Transmissionsmittel der Central-Signal-Weichen-Stell-Anlagen einem sehr schätzenswerthen sachlichen Vergleiche unterzieht, an die Einrichtung mit Doppel-Drahtzug-Transmissionen von Siemens & Halske, Seite 266, die Bemerkung geknüpft, »dass die grosse Elasticität dieser Transmission ihrer Verwendbarkeit bei grösseren Leitungslängen »eine frühe Grenze setzen müsse.« Ferner könnte die Betrachtung, »dass die Compensationen, die auch bei dem festen »Gestänge nicht entbehrt werden können, im Wesentlichen in »der Herstellung eines todten Ganges bestehen«, — die Anschauung erwecken, als ob der doppelte Drahtzug überhaupt einer Compensation bedürfe, — wenn man darunter, wie allgemein gebräuchlich, den Ausgleich der durch den Einfluss der Temperatur veränderten Längenausdehnung versteht.

Bei einem Rohrgestänge, welches auf Zug- und Druck in Anspruch genommen wird, kann es nicht ausbleiben, dass durch Abnutzung der Zapfen an den Winkelpunkten, durch Lockerung der Winkelpunkte — die durch Schub und Zug hin und her gerüttelt werden, durch seitliche Ausbauchung der Röhren bei der Druckbewegung, durch nicht ganz vollkommen wirkende Compensation, der präzise Schluss der Weichen ausbleibt, und ist dieser Uebelstand durch die bekannte Büssing'sche sogenannte Endcompensation in geschickter Weise ausgeglichen.

Es unterliegt wohl keinem Zweifel, dass alle obengenannten Umstände von weniger Einfluss sind, je länger der von der Transmission zurückgelegte Weg ist, und in der That ist man bemüht gewesen, diesen Weg möglichst gross zu machen, und ist damit bis zu etwa 250<sup>mm</sup> gekommen. Denselben noch weiter zu vergrössern, verbietet sich durch die ungeschickte Grösse der Uebertragungswinkel, findet also darin seine Begrenzung.

Der doppelte Drahtzug trägt die Compensation in sich, wenn dazu das geeignete Material — harter Stahldraht — verwendet wird. Er bedarf keiner besonderen Compensations-einrichtungen, wie sie das Gestänge erfordert; beide Drähte

befinden sich in einer gewissen gleichmässigen Spannung und eine Längenveränderung durch die Temperatur, die stets in beiden dicht neben einander liegenden Drähten gleichzeitig auftritt, wird durch die Elasticität des Drahtes vollkommen ausgeglichen und äussert sich nur durch einen kleineren oder grösseren Zapfendruck auf die End- und Winkelrollen des ganzen Systemes, d. h. durch einen etwas grösseren Kraftaufwand in der Bewegung der Stellhebel im Winter, gegen einen solchen bei wärmeren Tagen.

Dieser Umstand verbietet es auch, den Zugdraht über eine gewisse Stärke — 5<sup>mm</sup> — hinaus zu wählen, weil sonst bei der in Betracht zu ziehenden Temperaturdifferenz — 50° C. — leicht eine solche Spannung und damit erhöhte Zapfenreibung eintreten könnte, welche die zur Bewegung der Stellhebel erforderliche Kraft nicht zu bezwingen vermöchte.

Beim doppelten Drahtzug werden alle Theile nur auf Zug in Anspruch genommen; die Abnutzung von Zapfen ist ohne Einfluss; die Winkelpunkte, welche durch Rollen von beträchtlichem Durchmesser gebildet werden, sind einseitig beansprucht und werden nicht hin und her geschoben; das Gewicht der zu bewegenden Transmissionsmasse ist gering, die Drahtzüge sind leicht auf einem kleinen Raum unterzubringen; und vor allen Dingen sind der Bewegung des Drahtzuges gegenüber derjenigen des Gestänges sehr weite Grenzen gesteckt.

Dieser Hauptvorzug der Doppeldraht-Transmission hat in der Abhandlung des Herrn Magdalinski nicht die gebührende Beachtung gefunden, und es dürfte daher, wenn man diesen wichtigen Factor in die Rechnung einfügt, sich ein anderes Resultat ergeben, wie es die Betrachtung des Herrn Magdalinski enthält.

Bei einem Stellhebel, wie ein solcher in den Centralstell-apparaten mit Rohrtransmissionsgestänge zur Verwendung kommt, kann ein Mann eine Arbeitsleistung von 200 kg 250<sup>mm</sup> hoch zu heben ausführen, d. h. derselbe würde bei einer Bewegung des Rohrgestänges von 250<sup>mm</sup> 200 kg Zug oder Druck auf das Gestänge ausüben vermögen. — Die gleiche Arbeitsleistung ist an einem Stellhebel nach Siemens & Halske mit Doppeldrahtzug-Transmission auszuführen; da nun aber der Weg des

Drahtzuges zur Zeit 500<sup>mm</sup> beträgt, so ist der auf den einzelnen Drahtzug entfallende Zug nur 100 kg, und da durchaus kein Hinderniss vorliegt, den Weg des Drahtzuges zu vergrössern, so würde damit zugleich der auszuübende Zug auf den Draht sich weiter vermindern lassen.

Die bisherigen praktischen Erfahrungen haben 500<sup>mm</sup> Weg als genügend erscheinen lassen und wird derselbe den weiteren Betrachtungen zu Grunde gelegt.

Bei einer grossen Reihe von Versuchen, hinsichtlich der Wahl geeigneter Transmissionszugdrähte, ergab sich bei einer gewissen Sorte harten Stahldrahtes — welcher in Folge dessen allseitig verwendet wird — für einen 4<sup>mm</sup> Draht die Grenze der Elasticität bei 800 kg directer Belastung (etwa 63 kg für den Quadratmillimeter). Die »Hütte« giebt 64 kg für feinsten ungehärteten Stahldraht an, es dürfte mithin diese Zahl nicht zu hoch angenommen sein.

Dies für den in der Praxis verwendeten 5<sup>mm</sup> Draht berechnet, würde die Elasticitätsgrenze bis ca. 1200 kg ergeben.

Geschieht nun die Verwendung eines solchen Zugdrahtes unter der Maximalspannung von 100 kg, dem durch die Arbeitsleistung am Stellhebel eine weitere Spannung von 100 kg hinzugefügt wird (bei normaler Krafterleistung am Hebel wird der Draht nur mit 75 kg beansprucht), so ist diese Inanspruchnahme noch lange innerhalb der Elasticitätsgrenze, — selbst wenn man annehmen würde, dass der Wärtter bei der horizontalen Lage des Stellhebels mit dem Gewichte seines Körpers auf den Hebel drückte, so würde dadurch eine Arbeitsspannung von ca. 225 kg auf den Drahtzug ausgeübt werden können, aber immerhin noch nicht  $\frac{1}{5}$  der Elasticitätsgrenze erreicht werden.

Bei den vielfachen Proben und Reissversuchen, welchen das gewählte Drahtmaterial zu Grunde lag, konnte mit aller Sicherheit die unterste Reissgrenze bei 100 kg für den qmm constatirt werden.

Die »Hütte« giebt für harten Stahldraht eine Festigkeit von 115 kg pro qmm an, so dass der obige Werth »100« wohl als sicher anzunehmen ist.

Dies entspricht einer Belastung von 1963 kg und in der That rissen bei allen Versuchen die Drähte erst bei einer directen Belastung von ca. 2000 kg. Dementsprechend sind auch Ketten, Verbindungsstellen der einzelnen Drahtlängen, Spannvorrichtungen, Kettenkuppelungen u. s. w. construirt.

Es liegt gerade in dieser grossen Festigkeit der Drahtzüge eine wesentliche Garantie für die Dauerhaftigkeit und es ist »ein öfteres Reissen und Ungangbarwerden« derselben, wie Herr Magdalinski befürchtet, wohl weniger zu besorgen, wie bei jedem anderen Transmissionsmittel. — In der That haben auch die doppelten Drahtzüge bei ihrer vielfachen Verwendung niemals derartige Klagen laut werden lassen, sobald dieselben mit gutem zweckentsprechendem Material und mit der nöthigen Sorgfalt ausgeführt werden.

Die Ausführungen von Drahtzügen, wie man sie vielfach im Eisenbahnbetriebe findet und die sich durch Mangelhaftigkeit in jeder Richtung auszeichnen, darf man für den hier

vorliegenden Zweck allerdings nicht als Vorbild und Berufungsinstanz heranziehen.

Bei den schon obenerwähnten Versuchen ergab sich bei einem 5<sup>mm</sup> harten Stahldraht aus vielen Resultaten die elastische Dehnung pro 1 kg für 1<sup>m</sup> Länge um 0,00255<sup>mm</sup>. Rechnerisch findet dies folgendermaassen seine Bestätigung.

Ein mit 1 kg belasteter 5<sup>mm</sup> Draht ist pro qmm mit  $\frac{19,6}{1} = 0,051$  kg belastet. — Nach der »Hütte« ist der Elasticitätsmodul 20000 kg für den qmm, mithin wird der Draht um  $\frac{0,051}{20000} = 0,0000255$  seiner Länge, d. i. bei 1<sup>m</sup> = 1000<sup>mm</sup>

Länge um 0,00255<sup>mm</sup> ausgedehnt, — Grundbestimmungen über den Modul des für die doppelten Drahtzüge verwendeten Materials liegen nicht vor. — Doch führt man nach der »Hütte« den Modul des weichen Stahles ein, so wird bei dem verwendeten harten Stahldraht der Werth desselben gewiss noch geringer sein, so dass die Dehnung nur noch kleiner ausfallen kann.

Betrachtet man nun den von Siemens & Halske verwendeten sogenannten Weichenstellriegel, so findet sich, dass von der 500<sup>mm</sup> betragenden Transmissionsbewegung 300<sup>mm</sup> zur Bewegung der Weiche selbst und 200<sup>mm</sup> zur Riegelung oder, um mit Herrn Magdalinski zu sprechen, als »todter Gang« oder »Sicherheitsbewegung« zur Anwendung kommen. — Da nun der »todte Gang« auf beiden Seiten des 300<sup>mm</sup> Ganges für die Weiche liegt, so würden, wenn man sich z. B. die Weiche auf »halb« gestellt denkt, von 250<sup>mm</sup> Drahtzugbewegung 150<sup>mm</sup> zum vollendeten Stellen der Weiche und weitere 100<sup>mm</sup> zur Vollendung des todten Ganges — der Riegelung — verwendet werden. — Wie lang darf nun ein Doppeldrahtzug gemacht werden, damit derselbe durch eine Spannung von 100 kg nicht über 100<sup>mm</sup> ausgedehnt wird?

1 kg dehnt 1<sup>m</sup> um 0,00255<sup>mm</sup>; also 100 kg um 0,255<sup>mm</sup>. 100<sup>m</sup> werden gelängt um 25,5<sup>mm</sup>, mithin dürfte der Drahtzug nahezu 400<sup>m</sup> lang sein. Dies ist eine Entfernung, wie sie den praktischen Bedürfnissen genügt; doch hindert nichts, dass man den Drahtzugweg überhaupt vergrössert, oder dass man die Weichenbewegung unter Wahl anderer Uebersetzungsverhältnisse mit einem kleineren Theile der Drahtzugbewegung ausführt und somit den »todten Gang« vergrössert, oder aber dass man endlich etwas dickeren Draht verwendet, und reicht dies vollkommen aus, um dieselben Bedingungen für eine grössere Entfernung, oder bei gleichen Entfernungen günstigere Bedingungen zu erzielen.

Die obigen Betrachtungen dürften zur Genüge ein entgegengesetztes Resultat, wie solches von Herrn Magdalinski berechnet wird, ergeben und es dürfte die Behauptung gestattet sein, dass die Doppeldrahtzugtransmission mehr wie das Rohrgestänge alle Bedingungen in sich vereinigt, um das Stellen der Weichen auf grosse Entfernungen zu ermöglichen.

Noch einige Worte über den Weichenstellriegel selbst.

Wie die umstehende Skizze Fig. 13 ergibt, bewegt die um die Achse a sich drehende Kettenrolle b den Kurbelzapfen c, welcher bei seiner Bewegung um 180° in der Kurbelschleife

d die Weichenstange e hin und her bewegt, je nach der Drehung der Kettenscheibe.

Hat der Zapfen c seine Bewegung um  $180^\circ$  ganz vollendet, also die Weiche ganz umgestellt und z. B. die in der Skizze

Fig. 13.

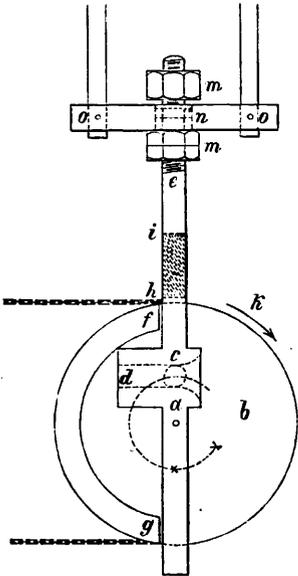


Fig. 15.

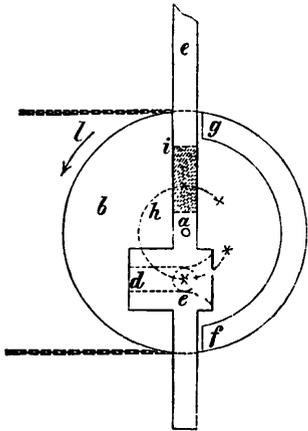


Fig. 14.

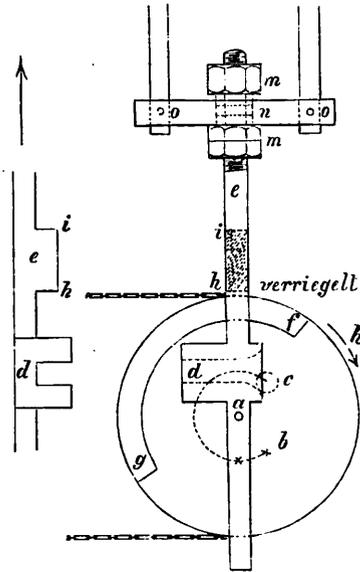


Fig. 16.

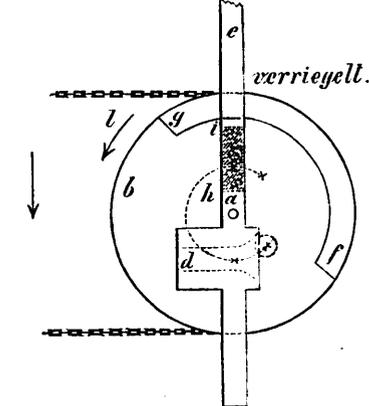


Fig. 13 angegebene Stellung erreicht, so würde bei einer weiteren Drehung der Kettenscheibe in der Richtung des Pfeiles k der Kurbelzapfen c aus der trompetenartig erweiterten Kurbel-

schleife d heraustreten und ausser Verbindung mit der Weiche kommen, wenn nicht gleichzeitig der mit der Scheibe b sich drehende Rand gf mit f hinter eine auf e sitzende Erhöhung hi sich legte und so die Weiche festriegelte; diese Stellung ist in Fig. 14 dargestellt.

Die Drehung der Kettenrolle kann nun im Sinne der Drehung des Pfeiles k beliebig weiter erfolgen, ohne dass die Stellung und Bewegung der Weiche irgendwie geändert wird, oder geändert werden kann. — Erfolgt die Drehung der Kettenscheibe im anderen Sinne, wie dies die nebenstehende Skizze Fig. 15 mit Pfeil l angiebt, so greift der Rand g hinter i und riegelt in gleicher Weise die Weiche in der anderen Lage fest; siehe Fig. 16.

Da nun die Lage hi der Weichenbewegung entspricht, so kann der Rand gf nur dann hinter i oder h greifen, wenn die Weiche ganz zum Schluss gebracht ist, und es kann mithin auch nur dann die Weiterbewegung der Rolle b erfolgen. Diese letztere Bewegung wird durch die bereits oben erwähnte  $100\text{mm}$  Drahtbewegung ausgeführt und dadurch die Rolle b noch um  $45^\circ$  weiter geführt. Somit bewegen die  $500\text{mm}$  Drahtzugbewegung die Rolle b um  $270^\circ$ . — Es vereinigt also der Siemens & Halske'sche Weichenstellriegel die Stellung und Riegelung der Weiche in beiden Stellungen in sich und zwar in einer sehr exacten Weise.

Während der Riegelung kann ein von der Weiche ausgehender Stoss — beim Befahren derselben — nicht auf die Drahtzüge wirken; dieselben sind in dieser Beziehung entlastet. — Um kleine Ungenauigkeiten im Anschluss der Weichenzungen, welche sich mit der Zeit einstellen sollten, corrigiren zu können, ist der Hub des Weichenstellriegels etwas grösser gewählt, als wie die Weichenbewegung sein soll, und bleibt alsdann zwischen den auf eine Verlängerung von d aufgesetzten Doppelmuttern m m, zwischen denen der Querkopf n der Weichenverbindung spielt, ein leicht zu regulirender Spielraum.

o o bezeichnen zwei Abscheerstifte, welche plombirt sind und beim unvorsichtigen Aufschneiden abgescheert werden, ohne den Weichenstellriegel selbst zu beschädigen. — Dieselben können leicht ersetzt werden, verrathen aber durch das Fehlen der Plombe die begangene Ungehörigkeit.

Berlin, im December. 1882.

## Beschreibung zweier Radreifenbefestigungen, durch welche das Abspringen derselben wirksam verhindert wird.

Von F. Schuler, Königl. Eisenbahn-Werkmeister zu St. Wendel.

(Hierzu Fig. 7 und 8 auf Taf. IX.)

Fig. 7 ist der auf die gewöhnliche Weise aufgezo- gene Radreifen. Auf beiden Seiten des Felgenkranzes sind ring- förmige, nach innen schwalbenschwanzförmige Kanäle in den Radreifen eingedreht; wie aus dem Querschnitt Fig. 7 er- sichtlich.

In jedem Kanal befindet sich ein aus 3 Theilen, aus gutem Material (Schweisseisen oder Flusseisen) bestehender Ring. Der Querschnitt des Ringes ist der halben Kanalbreite, der schwalbenschwanzförmigen Oeffnung des Radreifens und der schrägen Eindrehung des Felgenkranzes entsprechend.

Die Befestigung der Ringe geschieht vermittelst Klammern, welche nach unten keilförmig bearbeitet sind; dieselben werden in die noch vorhandenen Kanäle hineingetrieben, wodurch ein festes Anliegen der Ringe erzielt wird. Die zwischen den Klammern offen bleibende Nuthe kann mit Composition aus- gefüllt werden.

Zwischen je einer Speiche befindet sich eine Klammer, wo dieselbe vermittelst einer Schraube, welche in den Felgen- kranz hineingeschraubt wird, befestigt ist.

Fig. 8. Der Radreifen hat an seiner äusseren Fläche, dem Spurkranz schräg gegenüber liegend, einen angewalzten Kranz, um denselben ist eine schwalbenschwanzförmige Nuthe eingedreht.

Der Felgenkranz erhält gleichfalls eine seitliche Nuthe, welche der in dem Radreifen befindlichen entspricht. Der Radreifen wird auf die gewöhnliche Weise aufgezo- gen.

Um das Verschieben des Radreifens nach der entgegen- gesetzten Seite zu verhüten, wird dieselbe Manipulation vor- genommen, wie bei Anordnung I, mit dem Unterschiede, dass die Befestigung des Ringes nicht durch Klammern, sondern Winkel geschieht; wie dies aus dem Querschnitt Fig. 8 er- sichtlich.

Vorstehende Befestigungsarten haben den Vortheil, dass, wenn die Ringe, Schrauben und Klammern, resp. Winkel ein- mal vorhanden, dieselben beim Umbandagiren wieder benutzt werden können. Auch können die Ringe, nach Entfernung der Klammern, resp. Winkel, mit Leichtigkeit aus den ring- förmigen Nuthen des Radreifens herausgenommen werden, was bei der schon vorhandenen Radreifenbefestigung mit Spreng- ringen nicht der Fall ist.

Ein besonderer Vortheil dürfte bei vorstehenden Be- festigungsarten darin zu suchen sein, dass dieselben bei schon vorhandenen alten Speichenrädern mit Leichtigkeit angewandt werden können.

St. Wendel, im September 1882.

## Virtuelle Länge und Grundgeschwindigkeit.

Von F. Magdalinski, Ingenieur im Betrieb der Berlin-Hamburger Bahn.

Das Bahnpolizei-Reglement für die Eisenbahnen Deutsch- lands macht in seinem § 26 die für die einzelnen Zuggattungen zulässigen Maximal-Fahrgeschwindigkeiten von der Grösse der vorkommenden Neigungen und Krümmungen abhängig. Es sind hiernach auf allen Strecken mit Neigungen von nicht mehr als 1:200 und Krümmungen von nicht weniger als 1000<sup>m</sup> Halbmesser, für die Personenzüge im Allgemeinen eine reine Fahrgeschwindigkeit von 75 km pro Stunde zulässig, während auf den mehr geneigten und stärker gekrümmten Strecken eine angemessene Verminderung dieser Fahrgeschwindigkeit vorzu- nehmen ist.

Diese Maximal-Geschwindigkeit wird aber nur in seltenen Fällen und unter besonders zwingenden Umständen wirklich zur Anwendung gelangen, den Fahrplänen der Personenzüge vielmehr von den meisten Verwaltungen aus öconomischen Rücksichten eine geringere Geschwindigkeit zu Grunde gelegt werden.

Denn wenn es auch einerseits im Interesse der Verwal- tungen liegen wird, ihre Züge so schnell als möglich zu be- fördern, um so durch einen öfteren Umschlag die Quantität

des Betriebsmaterials in möglichst engen Grenzen halten zu können, so stellt doch andererseits die vermehrte Geschwindig- keit an die Qualität von Betriebsmaterial und Oberbau der- artig erhöhte Anforderungen, dass die Vergrösserung der Zug- geschwindigkeit über ein gewisses Maass hinaus vom öcono- mischen Standpunkte aus nicht gerechtfertigt sein wird. Immer aber behält der Grundsatz, die Transporte thunlichst zu be- schleunigen, seine öconomische Bedeutung und in diesem Sinne muss die unter Berücksichtigung aller influirenden Verhältnisse einmal ausgewählte Maximalgeschwindigkeit nach Möglichkeit über das ganze aus horizontalen, steigenden und gekrümmten Strecken bestehende Bahngebiet gleichmässig und ununter- brochen fortgeführt werden.

Das Constructionsprinzip der zugführenden Maschinen ist selbstverständlich dieser Maximal-Geschwindigkeit anzupassen und ihre Leistungsfähigkeit würde nach obigem bedingt werden, durch die Stärke des zu befördernden Zuges und die Möglich- keit, denselben noch auf der ungünstigsten, d. h. der am meisten steigenden und gekrümmten Strecke mit der vollen unverminderten Fahrgeschwindigkeit befördern zu können.

Bedenken finanzieller Natur aber wieder sind es, die der unbegrenzten Durchführung dieses Prinzips entgegen stehen. Der Umstand nämlich, dass die Maschine und Tender in erster Linie das todte Gewicht eines Zuges repräsentiren, dass dies Gewicht, wie auch die Beschaffungskosten der Locomotiven, mit der Leistungsfähigkeit der Dampfmaschinen progressiv anwachsen, dass ferner diese vermehrte todte Last oft nutzlos über weite Strecken befördert werden muss, bevor einmal Gelegenheit zur vollen Ausnutzung der Maschinenkraft geboten wird; diese Umstände müssen es für die meisten Bahngebiete, um leichtere den allgemeinen Verhältnissen angepasste Maschinen verwenden zu können, vortheilhaft erscheinen lassen, auf einem Theil derjenigen Strecken, auf welchen besondere Traceschwierigkeiten zu überwinden sind, eine geringere Geschwindigkeit anzunehmen; und um so mehr muss dies der Fall sein, je vereinzelter diese besonderen Schwierigkeiten auftreten, und je mehr sie das Niveau der allgemeinen Bahnverhältnisse überschreiten.

Wenn also Rücksichten auf die Betriebssicherheit nach Maassgabe des Bahnpolizei-Reglements auf einem Theil der nach der Zugrichtung fallenden Strecken eine Verminderung der Maximal-Fahrtgeschwindigkeit erforderlich machten, so erfordern die Rücksichten auf die Betriebskosten das gleiche Verfahren auf einem Theil der steigenden Strecken.

Was nun diese Maximal-Fahrtgeschwindigkeiten selbst anbelangt, so ist es klar, dass sich dieselben bei der Flachlandbahn der Grenzgeschwindigkeit mehr nähern werden, als bei den Bahnen im hügeligen und bergigen Gelände. Da aber bei den ersteren mit ihren meist horizontalen oder doch nur wenig geneigten Strecken diese Maximal-Geschwindigkeit ausgewählt sein wird mit Bezug auf die am meisten vorkommende, d. h. horizontale Strecke, so wird auch die erforderliche Kraftentwicklung der Maschine bei der Beförderung des gegebenen Zuges mit der vollen Geschwindigkeit, schon auf der horizontalen, nahe an die Grenze der Leistungsfähigkeit der Maschinen heranstreifen.

Bei der zweiten Sorte dagegen, bei den Bahnen nämlich, deren Gradienten aus einer Reihe mehr oder weniger erheblicher Neigungen besteht, wird die Maximal-Geschwindigkeit naturgemäss bezogen sein auf ein mittleres Steigungsverhältniss, und die Leistungsfähigkeit der Maschine dementsprechend gross sein müssen.

Das Verlangen nach einer thatsächlichen Vergrösserung der jeweiligen Maximal-Geschwindigkeiten wird daher auch meistens an die Verwendung leistungsfähigerer Maschinen geknüpft sein, und es sind somit die Bestimmungen des Ministerial-Rescripts vom 15. Mai 1880 für die Betriebsverhältnisse der Preussischen Eisenbahnen von besonderer Wichtigkeit.

Wenn nämlich der § 26 des Bahnpolizei-Reglements den Fahrtgeschwindigkeiten lediglich eine obere Grenze setzt, so wendet neuerdings die Aufsichtsbehörde den bei den Personenzügen wirklich zur Anwendung kommenden Fahrtgeschwindigkeiten eine vermehrte Aufmerksamkeit zu, mit der ausgesprochenen Absicht, unter Umständen auch eine untere Grenze zu ziehen. Zu diesem Zwecke wurden, wie bekannt, von sämmtlichen Preussischen Eisenbahnen Berichte eingefordert

über die Grundsätze, nach welchen die Fahrzeiten zwischen je zwei Stationen jeweilig ermittelt werden und über die Principien, nach welchen etwaige Zuschläge für Neigungen und Krümmungen, An- und Abfahren auf den Stationen, Durchfahren von Stationen ohne Halt, Passiren von Tunnels, grösseren Brücken etc. hergestellt werden.

Nach einem Vergleich der von den 47 berichtenden Verwaltungen dargelegten Methoden für die auf den resp. Bahngebieten übliche Berücksichtigung der Neigungen und Krümmungen, wurde das Verfahren der Frankfurt-Bebraer Bahn als dasjenige ausgewählt, welches neben einer sachlichen Begründung, in seinen Resultaten den sonst erzielten Durchschnittszuschlägen am nächsten kam und daher bei seiner allgemeinen Einführung die verhältnissmässig geringsten Umwälzungen in der Fahrplananordnung der einzelnen Verwaltungen befürchten liess. In dem schon zuvor erwähnten Ministerial-Rescript vom 15. Mai 1880 wurde dementsprechend das fragliche Verfahren, wenn auch nicht definitiv als das überall bei steigenden und gekrümmten Strecken unbedingt gebotene vorgeschrieben, so doch als dasjenige bezeichnet, welches für die Folge bei der Beurtheilung der von den einzelnen Verwaltungen angewendeten Fahrtgeschwindigkeiten als maassgebend zu Grunde gelegt werden sollte.

Die Motive für die Schaffung eines solchen einheitlichen Maasses betonen in erster Linie die Möglichkeit, bei einer über mehrere Bahngebiete reichenden Zugverbindung, bei der Herstellung eines neuen Anschlusses etc. übersehen zu können, welche Fahrtgeschwindigkeiten Seitens der beteiligten Verwaltungen zur Anwendung gebracht, bezw. welcher derselben eine Vergrösserung dieser Geschwindigkeit eventuell aufgegeben werden könne.

Durch die vorstehende Verfügung wird dem Frankfurt-Bebraer Verfahren eine doppelte Mission übertragen, nämlich eine erste facultativer Art, und eine zweite obligatorische. Nach der ersteren wird es den Verwaltungen anheimgestellt, sich dieses Verfahrens nach Gefallen zu bedienen, so lange es sich darum handelt, innerhalb des eigenen Bahngebiets einen rechnungsmässigen Anhalt zu gewinnen, für die in höherem oder geringerem Grade erforderliche Verminderung der Maximal-Geschwindigkeit auf den steigenden und gekrümmten Strecken; nach der zweiten dagegen wird unter Zugrundelegung desselben Verfahrens die Ermittlung einer »Grundgeschwindigkeit« gefordert, welche als maassgebende Vergleichungsziffer für die von den verschiedenen Bahnen angewendeten Fahrtgeschwindigkeiten zu dienen bestimmt ist.

In dieser zweiten Tendenz liegt der Schwerpunkt der in Rede stehenden Verfügung und in diesem Sinne das fragliche Verfahren auf seine Qualification zu prüfen, ist der Zweck der nachfolgenden Zeilen.

Nach einer ähnlichen im »Organ« 1882, Seite 60 und folgende, vom Oberbaurath Dr. Scheffler mitgetheilten Arbeit, in welcher die ausserordentlich verschiedenartigen Verhältnisse, welche auf die Variabilität der Fahrtgeschwindigkeiten auf den einzelnen Strecken und bei den einzelnen Verwaltungen von besonders bestimmendem Einfluss sein können, einer näheren Besprechung unterzogen sind, erübrigt für die vorliegenden Aus-

führungen nur, als bescheidene Nachklänge einige Punkte milderer Art in den Kreis der Erörterung zu ziehen, die aber doch für die sachliche Beurtheilung des fraglichen Thema's nicht ohne Belang sein möchten.

Das Verfahren der Frankfurt-Bebraer Bahn, welches auch in dieser Zeitschrift, Jahrgang 1881, Seite 155 und folgende, ausführlich erläutert und beschrieben ist, benutzt, um kurz zu recapituliren, so weit die Schnell- und Personenzüge in Betracht kommen, die Clarke'sche Formel, nach welcher der Widerstand  $W$  eines Zuges incl. Locomotive und Tender

$$W = 2,25 + \frac{(v \cdot 0,278)^2}{80} + 1000 i$$

pro Tonne des Zuggewichts beträgt, und zwar bedeutet  $v$  die Geschwindigkeit in Kilometern pro Stunde, und  $i$  das Steigungsverhältniss.

Die Zugkraft  $Z$  der Maschine ist zu  $Z = \frac{N \cdot 75}{0,278 v}$  angenommen, wenn  $N$  die Leistungsfähigkeit der Dampfmaschine in Pferdestärken bedeutet; es folgt dann aus der Relation  $Z = W$

$$1) \frac{N \cdot 75}{0,278 v} = \left( 2,25 + \frac{(v \cdot 0,278)^2}{80} + 1000 i \right) G \text{ Tonnen.}$$

Hieraus ergeben sich, wenn  $N$  und  $G$  bekannt sind, für die verschiedenen  $i$  verschiedene Werthe von  $v$ , mit deren Hilfe statt der steigenden Strecken virtuelle Längen eingeführt werden, und zwar unter der Annahme, dass das Durchfahren dieser virtuellen Längen mit der maximalen oder, nach der officiellen Bezeichnung, mit der »Grundgeschwindigkeit«, die gleiche Arbeitsleistung der Maschine erfordert, als dies auf den wirklichen Strecken mit ihren bezüglichen, nach der Gleichung 1 entwickelten, reducirten Geschwindigkeiten der Fall ist.

Die Arbeitsleistung einer Maschine auf einer aus verschieden geneigten Strecken zusammengesetzten Bahnlinie ist aber eine stets gleiche Ausnutzung der Maschinenkraft vorausgesetzt, d. h. also bei constantem  $N$

$$\Sigma \left( \frac{N \cdot 75}{0,278 v} \cdot 1 \right) = \frac{N \cdot 75}{0,278} \Sigma \left( \frac{1}{v} \right);$$

und auf den entsprechenden virtuellen Strecken  $l'$  bei der constanten Grundgeschwindigkeit  $v'$

$$\Sigma \left( \frac{N \cdot 75}{0,278 v'} l' \right) = \frac{N \cdot 75}{0,278 v'} \Sigma l'$$

daher die Relation

$$\frac{N \cdot 75}{0,278} \Sigma \left( \frac{1}{v} \right) = \frac{N \cdot 75}{0,278 v'} \Sigma l'$$

$$\Sigma \left( \frac{1}{v} \right) = \frac{\Sigma l'}{v'} \text{ oder}$$

$$2) \dots \dots \dots \Sigma l' = \left[ \Sigma \left( \frac{1}{v} \right) \right] v'.$$

Die virtuelle Länge einer Bahnlinie wird also gefunden, wenn die wirklichen Längen der einzelnen steigenden Strecken durch die entsprechenden, aus der Relation 1 entwickelten variablen Geschwindigkeiten dividirt, die erhaltenen Summanden addirt, und das Ganze mit der Grundgeschwindigkeit multiplicirt wird.

Dies in kurzen Zügen das Verfahren der Frankfurt-Bebraer Bahn.

Seine Verwendbarkeit in dem zuvor erwähnten facultativen Sinne wird lediglich bedingt durch den Werth der angewandten Formeln, d. h. durch die Uebereinstimmung ihrer Resultate mit der Wirklichkeit; indessen kann der Umstand, dass die hiernach ermittelten Zuschläge zur Fahrzeit für die steigenden Strecken, den Durchschnittswerthen aller anderen nach sonstigen Methoden und Erfahrungssätzen ermittelten Zuschlägen, thatsächlich gleich ausfallen, als Beweis gelten für die Richtigkeit der verwandten Grundformeln.

Unzweifelhaft aber wird es nach dem schon Eingangs erwähnten Grundsatz, die Transporte thunlichst zu beschleunigen, im eigenen Interesse der Verwaltungen liegen, Reductionen der Fahrgeschwindigkeit nur für diejenigen steigenden Strecken eintreten zu lassen, auf welchen die zu Grunde gelegte Maschine den gegebenen Zug nicht mehr mit der vollen Geschwindigkeit zu befördern vermag; und consequenterweise erfolgt auch nach dem Frankfurter Verfahren die Einführung virtueller Längen allein für diese Strecken. Das hierbei als Bedingung vorausgesetzte constante  $N$  ist daher auch immer der höchsten von der bezüglichen Maschine überhaupt zu leistenden Kraftentwicklung gleich zu setzen.

Beträgt beispielsweise die Leistungsfähigkeit der Maschine 340 Pferdestärken, die angenommene Grundgeschwindigkeit 55 km pro Stunde, die Stärke des Zuges 30 Achsen, à 5 Tonnen, und das Gewicht der Maschine nebst Tender 43 Tonnen, so wird die Leistungsfähigkeit der Maschine nach der Gleichung 1 erst auf einer Steigung von 1:315 (siehe auch Organ 1881 Seite 164) voll in Anspruch genommen. Nur für Neigungen von mehr als 1:315 wird daher in diesem Falle die Verminderung der Fahrgeschwindigkeit resp. die Einführung virtueller Längen geboten sein.

Es ist klar, dass bei grösserer Leistungsfähigkeit der Maschine die Einführung der virtuellen Längen noch von einem grösseren Steigungsverhältniss ab beginnen würde; die Summe der virtuellen Längen der ganzen Bahn, sowie die Gesamtfahrzeit ergäben geringere Werthe, die Grundgeschwindigkeit aber bliebe unveränderlich der angenommenen Maximal-Fahrgeschwindigkeit gleich. Ebenso kann unbeschadet der Grösse der Grundgeschwindigkeit die Leistungsfähigkeit der Maschine ermässigt resp. in geringerem Maasse ausgenutzt werden; die Grundgeschwindigkeit von 55 km kann immer vorhanden sein, so lange die Maschine noch den angenommenen Zug auf der horizontalen Strecke mit dieser Geschwindigkeit zu befördern vermag.

Es folgt also, dass die Grundgeschwindigkeit mit der bei der Beförderung eines Zuges angewendeten Maschinenarbeit in keinem oder doch so losen Connex steht, dass bei ein und derselben Maschine und derselben beim Durchfahren einer bestimmten Strecke angewendeten Arbeit die Grundgeschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen jeden Werth annehmen kann, und zwar beginnend mit der der vollen Ausnutzung der Maschine entsprechenden grösstmöglichen Geschwindigkeit auf der horizontalen bis hinab zu derjenigen auf der vorhandenen grössten Steigung.

Dieser Umstand möchte die Tauglichkeit des Frankfurter Verfahrens zu seiner obligatorischen Mission zweifelhaft er-

scheinen lassen, denn unstreitig muss doch bei der Vergleichung verschiedener Fahrgeschwindigkeiten die aufgewendete Maschinenarbeit das ausschlaggebende Moment sein. Sind allein die Grundgeschwindigkeiten die maassgebenden Factoren, nach welchen eventuell der einen oder der anderen Verwaltung eine Vergrösserung ihrer Fahrgeschwindigkeit aufgegeben werden soll, so werden zweifelsohne die Bahnen mit ungünstigen Steigungsverhältnissen in erster Linie von solchem Ansinnen betroffen werden. Von einer Gebirgsbahn kann aber naturgemäss nicht dieselbe factische Geschwindigkeit verlangt werden, als von einer Bahn im Flachlande; es wird vielmehr die erstere in Bezug auf Fahrgeschwindigkeit das Gleiche geleistet haben, wenn sie in der Zeiteinheit bei der Beförderung eines bestimmten Zuggewichtes auf ihren stark steigenden Strecken die gleiche durchschnittliche Maschinenarbeit aufgewendet hat, als die Flachlandbahn auf ihren meist horizontalen Linien.

So wird beispielsweise eine Maschine, um einen 20 Achsen à 5 Tonnen schweren Zug mit einer Geschwindigkeit von 75 km pro Stunde auf horizontaler Bahn befördern zu können, Maschine und Tender zu 40 Tonnen gerechnet, nach der Gleichung 1

$$\frac{N \cdot 75}{0,278 v} = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} \right) 120$$

$$N = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} \right) 120 \cdot \frac{0,278 v}{75}$$

$$N = 260$$

eine Leistungsfähigkeit von 260 Pferdestärken besitzen müssen, während die gleiche Maschine denselben Zug auf einer Steigung von beispielsweise 1:200 nach derselben Gleichung

$$\text{da } \frac{260 \cdot 75}{0,278 v} = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + \frac{1000}{200} \right) 120$$

$$v = 56 \text{ km}$$

nur mit einer Geschwindigkeit von 56 km pro Stunde zu befördern vermag.

Bei zweien mit der gleichen Maschine von 260 Pferdestärken arbeitenden und dieselben stets voll ausnützenden Bahnen wird also die erstere eine Grundgeschwindigkeit von 75 km pro Stunde rechnermässig nachweisen können, allerdings aber für jede noch so geringe Steigung Reductionen vornehmen müssen, das heisst, (im Sinne des Frankfurter Verfahrens), virtuelle Längen einführen mit der horizontalen als Grundstrecke; eine andere dagegen, vielleicht eine Bergbahn mit 1:200 als mittlerer Steigung, kann bei gleicher Maschine nur mit der maximalen oder Grundgeschwindigkeit von 56 km pro Stunde fahren, lässt aber Reductionen dieser Geschwindigkeit erst jenseit der Steigung 1:200 eintreten, führt also virtuelle Längen ein mit der Steigung 1:200 als Grundstrecke.

Diese Ausführungen werden genügen, die nach dem Frankfurter Verfahren ermittelten oder von vorn herein angenommenen »Grundgeschwindigkeiten« in ihrer Eigenschaft als Werthmesser der von verschiedenen Verwaltungen aufgewendeten Fahrgeschwindigkeiten, zu kennzeichnen. Sollen solche Vergleichungsgeschwindigkeiten geschaffen werden, so müssen dies jedenfalls nach allgemein gültigen Gesichtspunkten ermittelte Verhältnisszahlen sein, die mit der aufgewendeten Maschinenarbeit steigen und fallen. Erst diese Verhältnisszahlen, welche

nachfolgend »virtuelle Geschwindigkeiten« genannt werden sollen, verbunden mit den Grundgeschwindigkeiten, können einen richtigen Schluss über die Steigerungsfähigkeit einer vorliegenden Fahrgeschwindigkeit gestatten.

Soll diese virtuelle Geschwindigkeit ihrem Zweck entsprechen, so muss beispielsweise in dem vorstehend gegebenen einfachen Beispiele, in welchem einmal für eine Grundgeschwindigkeit von 75 km pro Stunde, die aber nur auf der horizontalen inne gehalten wird, zum andern bei einer eben-solchen von 56 km pro Stunde, aber auf der Steigung 1:200, die gleiche Maschinenarbeit pro Zeiteinheit erforderlich war, die virtuellen Geschwindigkeiten in beiden Fällen entweder die Grössen 56 oder 75 km pro Stunde ergeben, je nach dem die Verhältnisse der einen oder der andern Bahn der Berechnung zu Grunde gelegt werden.

Ebenso, wie der Grundgeschwindigkeit entspricht auch der virtuellen Geschwindigkeit eine virtuelle Länge. Während aber die erstere dieser virtuellen Längen lediglich den Zweck hat, zur rationellen Ermittlung der Fahrzeiten für die Construction der Fahrpläne ein- und derselben Bahn zu dienen, und daher von jeder einzelnen Verwaltung nach Maassgabe ihrer speciellen Verhältnisse mit Bezug auf Zugstärke und Leistungsfähigkeit der Maschine ermittelt wird, muss die zweite, nach bestimmten überall gleichen Annahmen, die wirkliche Bahnlänge umsetzen in eine Strecke von einheitlicher Beschaffenheit. Oder mit anderen Worten: während die erstere ihrem Zweck entsprechend jeweilig bezogen ist auf specielle Zuggewichte und specielle Grundstrecken, muss die letztere bei allen Verwaltungen bezogen sein auf ein gleiches Zuggewicht und eine gleiche Grundstrecke.

Zur besseren Unterscheidung soll daher auch für die Folge die erstere dieser beiden Längen als die specielle und die zweite als die generelle virtuelle Länge bezeichnet werden.

Als Bedingungsgleichung kommt in beiden Fällen hinzu, dass die wirklichen Strecken in derselben Zeit zurückgelegt werden, als die entsprechenden virtuellen Längen, dass also immer die Verhältnisse bestehen bleiben:

$$\frac{l}{v} = \frac{l'}{v'} \quad \text{und}$$

$$\frac{l}{v} = \frac{l''}{v''}$$

worin  $l$  und  $v$  die wirkliche Länge und Geschwindigkeit,  $l'$  und  $v'$  die specielle virtuelle Länge und die Grundgeschwindigkeit,  $l''$  und  $v''$  endlich die generelle virtuelle Länge und die virtuelle Geschwindigkeit bedeuten.

Was nun diese einheitlichen Grundstrecken und Zuggewichte anbelangt, die der Ermittlung der virtuellen Geschwindigkeiten zu Grunde zu legen sind, so wird sich für die erstere naturgemäss die gerade horizontale Strecke als die geeignetste ergeben und für die letztere am einfachsten die der Clark'schen Formel zu Grunde gelegte Gewichtseinheit, die Tonne, anzunehmen sein.

Die generelle virtuelle Länge einer Bahnstrecke ist daher diejenige horizontale und gerade Strecke, für deren Durchfahren pro beförderte Tonne die gleiche Maschinenarbeit aufgewendet werden muss, als auf der wirklichen Bahnstrecke.

Entgegen dem Verfahren bei der Ermittlung der speciellen virtuellen Länge, wonach die Leistungsfähigkeit der Maschine stets in gleicher Weise ausgenutzt werden sollte, also  $N$  constant angenommen wurde, ist diese Annahme für die virtuellen Geschwindigkeiten nicht zutreffend. Denn thatsächlich wird bei allen den Bahnen, die ihre Maximal-Geschwindigkeit ausser auf den horizontalen noch bis zu einem gewissen Grade auf den steigenden Strecken beibehalten, die Leistungsfähigkeit der Maschine verschiedenartig ausgenutzt. Die aufgewendete Maschinenarbeit ist daher auch nicht wie bei dem Frankfurter Verfahren dem Ausdruck: Zugkraft mal Weg gleich zu setzen, sondern es ist für diesen Fall die Maschinenarbeit immer dem Product aus Zugwiderstand mal Weg gleich anzunehmen.

Es beträgt also die Arbeit  $A$  der Maschine auf einer Strecke  $l$  von der Steigung  $i$  bei einer Geschwindigkeit  $v$ :

$$A = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + 1000 i \right) l$$

Auf der entsprechenden generellen virtuellen Länge  $l''$  mit der virtuellen Geschwindigkeit  $v''$  die gleiche Arbeit

$$A'' = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v'')^2}{80} \right) l''$$

daher aus der Relation

$$A = A'', \text{ folgt}$$

$$3) \quad \left( 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + 1000 i \right) l = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v'')^2}{80} \right) l''$$

Und als Bedingungsgleichung kommt hinzu

$$4) \quad \frac{l}{v} = \frac{l''}{v''}$$

Aus den beiden Gleichungen 3 und 4 lässt sich immer, wenn  $l$ ,  $v$  und  $i$  gegeben sind,  $l''$  und  $v''$  berechnen.

Wie schon zuvor bemerkt, muss in dem weiter vorn gegebenen Zahlenbeispiel, in welchem einer Geschwindigkeit von 56 km pro Stunde auf der Steigung 1 : 200, bei gleicher Zugstärke und Maschinenleistung, eine Geschwindigkeit von 75 km pro Stunde auf der geraden und horizontalen Strecke entspricht, da eben diese letztere Strecke den virtuellen Geschwindigkeiten zu Grunde liegt, jenen 56 km Grundgeschwindigkeit eine virtuelle Geschwindigkeit von 75 km entsprechen. Werden zur Probe die bezüglichen Werthe in die Gleichungen 3 und 4 eingesetzt und weiter angenommen, dass die umzusetzende mit 1 : 200 steigende Strecke 56 km lang ist, so wird zunächst nach Gleichung 4

$$\text{da } \frac{56}{56} = \frac{l''}{v''} \\ l'' = v''$$

und also nach Gleichung 3

$$\left( 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 56)^2}{80} + \frac{1000}{200} \right) 56 = \left( 2,25 + \frac{(0,278 v'')^2}{80} \right) v''$$

$$v''^3 + 2932 v'' - 704702 = 0$$

$$v'' = \sqrt[3]{\frac{704702}{2} + \sqrt{\frac{704702^2}{4} + \frac{2932^3}{27}}} + \sqrt[3]{\frac{704702}{2} - \sqrt{\frac{704702^2}{4} + \frac{2932^3}{27}}}$$

oder  $v'' = 75$ . Das Exempel stimmt also.

Im vorliegenden Falle erzielt die virtuelle Geschwindigkeit einen höheren Werth als die Grundgeschwindigkeit. Und in der That muss dies immer der Fall sein, so oft die Grundgeschwindigkeit ausser auf den horizontalen noch auf steigenden Strecken beibehalten wird. Ihren Minimalwerth, und zwar der Grundgeschwindigkeit gleich, erreicht die virtuelle Geschwindigkeit, wenn allein auf der Grundstrecke, d. h. der geraden horizontalen Strecke, die volle Geschwindigkeit inne gehalten wird, und sie überwiegt dieselbe um so mehr, je grösser das Steigungsverhältniss ist, von welchem ab die Reductionen der Grundgeschwindigkeit vorgenommen werden.

Bei einer aus einer Reihe horizontaler und verschieden steigender Strecken zusammengesetzten Bahnlinie beträgt ebenfalls die auf der entsprechenden generellen virtuellen Länge von der Maschine pro Gewichtseinheit geleistete Arbeit:

$$A'' = \left( 2,25 + \frac{(v'' \cdot 0,278)^2}{80} \right) l''$$

Diese Arbeit wird in einer Zeit verrichtet, die in jedem einzelnen Falle bekannt ist, und zwar ist für dieselbe allemal die reine zum Durchfahren der ganzen Strecke aufgewendete Fahrzeit, d. h. die um die Zuschläge für An- und Abfahren, Befahren von Brücken etc. verminderte Gesamt-Fahrzeit in Rechnung zu stellen. Es ist also

$$5) \quad l'' = v'' t$$

und daher

$$6) \quad A'' = \left( 2,25 + \frac{(v'' \cdot 0,278)^2}{80} \right) v'' t,$$

worin  $t$  in Stunden ausgedrückt einzusetzen ist. Die Gleichstellung dieser virtuellen Arbeit mit der wirklich geleisteten liefert immer die Grösse  $v''$ , welche nach Gleichung 5 wieder den Werth für  $l''$  ergibt.

Was die im Gefälle liegenden Strecken anbelangt, so ist hierbei zu erwägen, dass es für die vorliegende Frage lediglich darauf ankommt, die Grösse der Fahrgeschwindigkeit zu normiren nach Maassgabe der aufgewendeten Maschinenarbeit; und da es sich weiter namentlich darum handelt, eine thatsächlich vorliegende geringe Geschwindigkeit zu motiviren durch eine trotzdem aufgewendete erhebliche Maschinenarbeit, so müssen bei der Ermittlung des  $l''$  und  $v''$  alle diejenigen Verhältnisse in Berücksichtigung gezogen werden, die bei gleicher Geschwindigkeit eine grössere Kraftentwicklung der Maschine erforderlich machen, als dies auf der zu Grunde gelegten geraden und horizontalen Strecke der Fall ist. Diese die Zuggeschwindigkeit im verringernden Sinne beeinflussenden Verhältnisse sind aber die in der Bahnlinie vorkommenden Steigungen und Krümmungen.

Die nach der Zugrichtung fallenden Strecken dagegen können weder für die Behörde Veranlassung sein, um dieser Strecken willen eine gegebene Zuggeschwindigkeit eher für steigungsfähig zu halten, noch kann das Vorhandensein derselben für die Verwaltung selbst bei der Festsetzung der Maximalgeschwindigkeiten von irgend welchem Einfluss sein. Ebenso wenig aber können die im Gefälle liegenden Strecken im Sinne der hier behandelten Frage ein Moment zur Ermässigung der Fahrgeschwindigkeit bieten und es werden daher dieselben auch bei allen hier vorkommenden Ermittlungen

lediglich als gerade horizontale Strecken zu behandeln und als solche in Rechnung zu stellen sein.

Ebenso ist es gebräuchlich, bei der Ermittlung der virtuellen Längen statt der Krümmungen Steigungen einzuführen und wird hierfür auf die in Jahrgang 1881 dieser Zeitschrift Seite 155 und folgende gemachten Angaben verwiesen.

Mit Rücksicht hierauf ist in dem nachfolgenden, beliebig gewählten Beispiel, an welchem der Unterschied zwischen der speciellen und der generellen virtuellen Länge, sowie derjenige zwischen der Grundgeschwindigkeit und der virtuellen Geschwindigkeit nochmals veranschaulicht werden soll, auch von der Einführung gekrümmter Strecken abgesehen worden.

Der leichteren Vergleichung wegen ist in diesem Beispiel ein Schnellzug von der Stärke der auf Seite 165 Jahrgang 1881 dieser Zeitschrift angenommenen, sowie auch die nämliche Grundgeschwindigkeit und Maschine den Berechnungen zu Grunde gelegt.

Es beträgt hiernach die Achsenstärke des Zuges = 20 Achsen à 5 Tonnen, das Gewicht der Maschine nebst Tender = 49 Tonnen, und also das Zuggewicht =  $20 \cdot 5 + 49 = 149$  Tonnen.

Die Leistungsfähigkeit der Maschine ist  $N = 360$  Pferdestärken und die Grundgeschwindigkeit 70 km pro Stunde.

Das Längenprofil der angenommenen Strecke soll sein:

- |                     |                                    |
|---------------------|------------------------------------|
| 1) 1 : ∞            | auf 1000 <sup>m</sup> Länge darauf |
| 2) steigend 1 : 315 | < 3500 <sup>m</sup> <              |
| 3) 1 : ∞            | < 1500 <sup>m</sup> <              |
| 4) fallend 1 : 300  | < 2000 <sup>m</sup> <              |
| 5) 1 : ∞            | < 1000 <sup>m</sup> <              |
| 6) steigend 1 : 200 | < 3000 <sup>m</sup> <              |
| 7) 1 : ∞            | < 2000 <sup>m</sup> <              |
| 8) steigend 1 : 150 | < 6500 <sup>m</sup> <              |

Gesamtlänge 20500<sup>m</sup> = 20,5 km

Die Ermittlung der zum Durchfahren dieser Strecke erforderlichen Fahrzeit bei einer Maximal-Fahrgeschwindigkeit von 70 km pro Stunde und unter Beibehaltung derselben auf den steigenden Strecken bis zur vollen Ausnutzung der Leistungsfähigkeit der Maschine, soll nach dem Frankfurt-Bebraer Verfahren mit Hilfe der speciellen virtuellen Längen erfolgen. Daher

### I. Berechnung der Fahrzeit und der speciellen virtuellen Länge.

Die Zugkraft  $Z$  der Maschine beträgt in dem vorliegenden Falle

$$Z = \frac{N : 75}{0,278 v} = \frac{97122}{v}$$

ebenso der Widerstand des Zuges nach der Clark'schen Formel:

$$W = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + 1000 i \right\} 149$$

und also nach Gleichung 1:

$$\frac{97122}{v} = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + 1000 i \right\} 149$$

Um zunächst diejenige steigende Strecke zu finden, auf welcher die zu Grunde gelegte Maschine den Zug noch mit der vollen Geschwindigkeit von 70 km pro Stunde zu befördern vermag, ist dieser Werth für  $v$  in die obige Gleichung einzusetzen und das entsprechende  $i$  zu ermitteln. Also:

$$\frac{97122}{70} = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 70)^2}{80} + 1000 i \right\} 149$$

$$i = \frac{97122}{1000 \cdot 70 \cdot 149} - \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 70)^2}{80} \right\} \frac{1}{1000}$$

$$i = \frac{1}{315}$$

Die Zugkraft der Maschine wird daher in dem gegebenen Falle erst auf der Steigung 1 : 315 voll ausgenutzt, und erst jenseit dieser Steigung sind Reductionen der Maximal-Fahrgeschwindigkeit erforderlich.

Für die Einführung virtueller Längen kommen daher nur die beiden Steigungen 1 : 200 und 1 : 150 in Betracht.

Die bezüglichen Werthe in die Gleichung:

$$\frac{97122}{v} = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 v)^2}{80} + 1000 i \right\} 149$$

eingesetzt, liefern:

$$\text{für } i = \frac{1}{200} : + v = 60,5 \text{ km pro Stunde}$$

$$\text{für } i = \frac{1}{150} : + v = 55,0 \text{ km} \quad \ll \quad \ll$$

Die specielle virtuelle Länge der betrachteten Bahnlinie beträgt also

$$l' = 1000 + 3500 + 1500 + 2000 + 1000 + 3000 \cdot \frac{70}{60,5} + 2000 + 6500 \cdot \frac{70}{55,0} = 22744^m = 22,744 \text{ km.}$$

Zum Durchfahren dieser Strecke ist bei der Grundgeschwindigkeit von 70 km pro Stunde eine reine Fahrzeit von  $\frac{22,744}{70} = 0,325$  Stunden erforderlich.

### II. Ermittlung der generellen virtuellen Länge und der virtuellen Geschwindigkeit.

Zur Ermittlung der virtuellen Geschwindigkeit ist die zur Beförderung einer Tonne Zuggewicht auf der wirklichen Strecke aufgewendete Maschinenarbeit gleich zu setzen derselben Arbeit auf der generellen virtuellen Länge.

Nach der vorstehenden Berechnung ergab sich, dass die Maximalgeschwindigkeit von 70 km pro Stunde innegehalten werden kann bis zur Steigung 1 : 315, während die Geschwindigkeit auf den Steigungen 1 : 200 und 1 : 150 nur die Werthe von 60,5 resp. 55,0 km pro Stunde ergibt.

Die auf den einzelnen Strecken aufgewendete Maschinenarbeit beträgt also in Tonnenkilometern:

- 1) auf den horizontalen und fallenden Strecken in einer Gesamtlänge von 7500<sup>m</sup>:

$$\left\{ 2,25 + \frac{(70 \cdot 0,278)^2}{80} \right\} 7,5 = 52,377 \text{ Tonnenkilom.}$$

- 2) auf der mit 1 : 315 ansteigenden 3,5 km langen Strecke;

$$\left\{ 2,25 + \frac{(70 \cdot 0,278)^2}{80} + \frac{1000}{315} \right\} 3,5 = 35,554 \quad \ll \quad \ll$$

- 3) auf der mit 1 : 200 ansteigenden 3,0 km langen Strecke:

$$\left\{ 2,25 + \frac{(70 \cdot 0,278)^2}{80} + \frac{1000}{200} \right\} 3,0 = 32,358 \quad \ll \quad \ll$$

4) auf der mit 1:150 ansteigenden  
6,5 km langen Strecke:

$$\left\{ 2,26 + \frac{(70 \cdot 0,278)^2}{80} + \frac{1000}{150} \right\} 6,5 = 76,953 \text{ Tonnenkilom.}$$

in Summa 197,242 Tonnenkilom.

Die gleiche Arbeit auf der virtuellen Strecke nach Gleichung 6 beträgt:

$$A'' = \left\{ 2,25 + \frac{(v'' \cdot 0,278)^2}{80} \right\} v'' \cdot t$$

oder da  $A'' = 197,242$   
und  $A = 0,325$  ist

$$197,242 = \left\{ 2,25 + \frac{(v'' \cdot 0,278)^2}{80} \right\} v'' \cdot 0,325$$

$$v''^3 + \frac{v'' \cdot 2,25 \cdot 0,325 \cdot 80}{0,278^2 \cdot 0,325} - \frac{197,242 \cdot 80}{0,278^2 \cdot 0,325} = 0$$

$$v''^3 + 2329 v'' - 628227 = 0$$

$$v'' = \sqrt[3]{\frac{628227}{2} + \sqrt{\frac{628227^2}{4} + \frac{2329^3}{27}}} + \sqrt[3]{\frac{628227}{2} - \sqrt{\frac{628227^2}{4} + \frac{2329^3}{27}}}$$

$$v'' = 76,61 \text{ km pro Stunde,}$$

und da nach Gleichung 5

$$l'' = v'' \cdot t, \text{ so}$$

$$l'' = 76,61 \cdot 0,325 = 24,898 \text{ km.}$$

Die erzielten Resultate in dem behandelten Beispiele kurz zusammengefasst sind also:

Die specielle virtuelle Länge	=	22,744 km
Die generelle	<	= 24,898 <
Die Grundgeschwindigkeit	=	70,0 < pro Stde.
Die virtuelle Geschwindigkeit	=	76,62 < < <

Es ist nun leicht eine zweite, der ersten an wirklicher Länge gleiche aber anders gestaltete Bahnlinie zu ermitteln, welche bei geringerer Grundgeschwindigkeit dieselbe specielle virtuelle Länge erzielt, als die zuvor behandelte, während die virtuelle Geschwindigkeit im zweiten Falle eine höhere ist.

Der Einfachheit wegen soll diese zweite Strecke in ihrer ganzen Länge in einer gleichmässigen Steigung liegen; die Grundgeschwindigkeit möge 65 km und die virtuelle Geschwindigkeit 80 km pro Stunde betragen, während also die wirkliche Länge wie im ersten Falle 20,5 km und ebenso die specielle virtuelle Länge 22,744 km beträgt.

Da, wie schon angeführt, bei allen diesen Ermittlungen immer die Verhältnisse

$$\frac{l}{v} = \frac{l'}{v'} \text{ und}$$

$$\frac{l}{v} = \frac{l''}{v''} \text{ bestehen bleiben müssen, so folgt auch}$$

$$\frac{l'}{v'} = \frac{l''}{v''} \text{ oder}$$

für den vorliegenden Fall, die generelle virtuelle Länge der gedachten Bahnlinie muss sein:

$$l'' = \frac{l' \cdot v''}{v'} = \frac{22,744 \cdot 80}{65} = 28,0 \text{ km}$$

Die beim Befahren dieser Strecke pro beförderte Tonne aufgewendete Maschinenarbeit beträgt also:

$$A'' = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 80)^2}{80} \right\} 28 = 236,116 \text{ Tonnenkilometer.}$$

Da aber ferner auch

$$l' = \frac{l \cdot v'}{v} \text{ ist, oder}$$

$$22,744 = \frac{20,5 \cdot 65}{v} \text{ und}$$

$$v = \frac{20,5 \cdot 65}{22,744} = \text{rot. } 58,6$$

so muss also, wenn die obigen Annahmen zutreffen sollen, die wirkliche Fahrgeschwindigkeit auf der gedachten Strecke 58,6 km pro Stunde betragen.

Bei dieser Geschwindigkeit beträgt der Zugwiderstand nach der Clark'schen Formel pro Tonne des Zuggewichts,  $1000 i = x$  gesetzt

$$W = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 58,6)^2}{80} + x \right\}$$

und die in Wirklichkeit pro Tonne aufgewendete Maschinenarbeit also

$$A = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 58,6)^2}{80} + x \right\} 20,5$$

oder, da  $A = A'' = 236,116$

$$236,116 = \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 58,6)^2}{80} + x \right\} 20,5$$

$$x = \frac{236,116}{20,5} - \left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 58,6)^2}{80} \right\}$$

$$x = 1000 i = 5,95$$

$$i = \frac{5,95}{1000} = \frac{1}{168}$$

Eine 20,5 km lange mit dem Verhältniss 1:168 auf ihrer ganzen Länge gleichmässig ansteigende Strecke liefert also:

Die specielle virtuelle Länge = 22,744 km

Die generelle < < = 28,0 <

Die Grundgeschwindigkeit = 65,0 < pro Stde.

Die virtuelle Geschwindigkeit = 80,0 < < <

Diese beiden Bahnstrecken, deren virtuellen Längen und Geschwindigkeiten im Vorstehenden ermittelt wurden, mögen die Typen zweier benachbarter Bahngebiete sein, welche in ihrem ganzen Verlauf durch diese beiden Strecken repräsentirt werden.

Es kommen im Alignement der Bahnen, und ist dies namentlich mit Bezug auf die zweite Type zu bemerken, auch horizontale, sowie mehr oder weniger geneigte Strecken vor, und ist mit Bezug auf diese horizontalen und weniger geneigten Strecken im zweiten Falle auch die Grundgeschwindigkeit von 65 km pro Stunde zu verstehen, aber im ganzen Verlauf beider Bahngebiete wird doch im Durchschnitt für jede 20,5 km lange Strecke im ersten Falle pro beförderte Tonne eine Maschinenarbeit von 197,242<sup>0</sup>, im zweiten von 236,116 Tonnenkilometer aufgewendet. Angenommen, über diese beiden benachbarten Bahngebiete ist eine durchgehende Zugverbindung geführt, deren Beschleunigung dringend erwünscht ist.

Nach Maassgabe der Grundgeschwindigkeiten, welche im ersten Falle 70, im zweiten nur 65 km pro Stunde beträgt, würde in erster Linie die durch die zweite Type repräsentirte Bahn, da auch die virtuellen Längen nach dem Frankfurter Verfahren, sowie die wirklichen Längen in beiden Fällen gleich

sind, in die Nothwendigkeit versetzt werden, ihre Fahrgeschwindigkeit zu erhöhen. Es ist aber erwiesen, und wird durch die beiderseitigen virtuellen Geschwindigkeiten zum entsprechenden Ausdruck gebracht, dass diese letztere Bahn, trotz ihrer geringeren Grundgeschwindigkeit, bereits eine höhere Maschinenarbeit zur Beförderung eines gleich starken Zuges über ihre Strecken aufwenden muss, als dies bei der ersteren der Fall ist. Soll daher eine gleiche Belastung beider Bahnverwaltungen herbeigeführt werden, so wird vielmehr der ersteren eine Vergrößerung ihrer Fahrgeschwindigkeit, und zwar die Anwendung einer virtuellen Geschwindigkeit von 80 km pro Stunde, auferlegt werden müssen.

Die Verwendung einer virtuellen Geschwindigkeit von 80 km pro Stunde ist gleichbedeutend mit der Aufwendung einer Maschinenarbeit von

$$\left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 80)^2}{80} \right\} 80 = 674,676 \text{ Tonnenkilometer}$$

pro Stunde, während die erste Bahn bisher nur in derselben Zeit bei 76,61 km virtueller Geschwindigkeit:

$$\left\{ 2,25 + \frac{(0,278 \cdot 76,61)^2}{8} \right\} 76,61 = 606,739 \text{ Tonnenkilom.}$$

aufwandte.

Diese Maschinenarbeit steht aber im umgekehrten Verhältniss zu der zum Durchfahren einer gewissen Strecke erforderlichen Zeit. Je grösser die hierbei aufgewendete Maschinenarbeit ist, in um so kürzerer Zeit wird die Strecke zurückgelegt werden, und umgekehrt, je kleiner die erstere ist, um so grösser die Fahrzeit ausfallen.

Wenn daher die erste Bahn zum Durchfahren ihrer 20,5 km langen Strecke, wie weiter oben ermittelt wurde, bei 76,61 km virtueller Geschwindigkeit einer Fahrzeit von 0,325 Stunden bedurfte, so wird diese Fahrzeit bei 80 km virtueller Geschwindigkeit reducirt werden auf  $\frac{0,325 \cdot 606,739}{674,676} = 0,292$  Stunden und die entsprechende generelle virtuelle Länge jener Bahn muss daher ermässigt werden auf  $1'' = 0,292 \cdot 80 = 23,36$  km.

Diese Verkürzung der Fahrzeit kann in dem vorliegenden

Falle entweder erfolgen durch Erhöhung der Grundgeschwindigkeit, in der Weise, dass auf den horizontalen und weniger als 1:315 geneigten Strecken mit einer höheren Geschwindigkeit als 70 km pro Stunde gefahren wird, oder, wenn die Verwaltung Anstand nimmt, diese Geschwindigkeit zu überschreiten, durch Festhalten dieser Maximal-Geschwindigkeit auch jenseit der Steigung 1:315.

Im ersten Falle lässt sich der gestellten Anforderung eventuell mit derselben Maschine entsprechen, während im zweiten Falle die Verwendung einer leistungsfähigeren Maschine unbedingt erforderlich wird.

Die vorstehenden Ausführungen dürften den Beweis liefern, dass weder die Grundgeschwindigkeiten an und für sich, noch verbunden mit dem Verhältniss der nach dem Frankfurter Verfahren ermittelten virtuellen Längen zu der wirklichen Länge der Bahnstrecken, für die Steigerungsfähigkeit der angewandten Fahrgeschwindigkeiten maassgebend sein können. Zu diesem Zweck muss vielmehr als Ergänzung des Frankfurter Verfahrens noch die Ermittlung virtueller Geschwindigkeiten hinzukommen, welche ihrerseits wieder eine zweite von der vorhergehenden verschiedene virtuelle Länge bedingen.

Zum Schluss mag noch die Bemerkung Platz greifen, dass diese zweite, die generelle virtuelle Länge im Eisenbahnbetriebe auch noch zu anderen Zwecken verwendbar sein dürfte. Beispielsweise wird für die Ermittlung des Wasser- und Kohlenbedarfs einer Maschine für die einzelnen Strecken einer Bahnlinie diese letztere virtuelle Länge zu Grunde gelegt werden müssen. Allerdings ist hierbei noch eine Reduction dieser Länge nach Maassgabe der fallenden Strecken, was gleichfalls nach der Clark'schen Formel geschehen kann, erforderlich, der Gang der Rechnung wird aber im wesentlichen derselbe sein. Endlich wird erst nach Maassgabe dieser in solcher Weise variirten generellen virtuellen Längen eine gerechte Vertheilung der Kohlenprämie für alle diejenigen Verwaltungen möglich werden, deren Bahngebiete in Locomotivstrecken eingetheilt sind, dergestalt, dass jede Maschine nur immer einen bestimmten Theil des gesammten Bahngebiets befährt.

## Seilschiebebühne in der Wagenreparatur der Berlin-Anhaltischen Eisenbahn bei Tempelhof.

Mitgetheilt vom Regierungs-Baumeister **Pinkenburg** zu Berlin.

(Hierzu Taf. X, XI und XII.)

Auf Seite 125 Jahrg. 1882 dieser Zeitschrift wurde gelegentlich der Besprechung der Wagenreparatur bei Tempelhof auch der daselbst zur Verwendung gekommenen Seilschiebebühne Erwähnung gethan und dabei hervorgehoben, dass eine eingehende Beschreibung derselben einer besonderen Veröffentlichung vorbehalten bleiben sollte, welche nunmehr erfolgt.

Die betreffende Schiebebühne ist auf den Tafeln X—XII zur Darstellung gebracht. Die Bewegung der Bühne erfolgt durch ein endloses Hanfseil von der Dreherei aus vermittelt der Triebkraft der Dampfmaschine, wie aus der Situationsskizze Fig. 1 auf Taf. X hervorgeht, welche generell den Seilverlauf

nebst den hierzu erforderlichen Rollen zur Ablenkung des Seiles in die verschiedenen Richtungen zeigt. Danach beginnt das Seil in der Dreherei, durchschneidet alsdann zunächst den Montageraum rechtwinkelig zur Richtung der Schiebebühne, um hierauf mit Hülfe zweier horizontaler Rollen a nach beiden Seiten bis an das Ende des Montageraums in die Längsrichtung der Schiebebühne überzugehen.

Dort findet mit Hülfe je eines weiteren horizontalen Rollenpaares b der Rücklauf statt. Das Seil bewegt sich in schmalen gemauerten Kanälen auf Gleitstücken, wie aus Fig. 2 Taf. XI ersichtlich wird.

Die beiden ersten der vorerwähnten horizontalen gusseisernen Rollen am Ausgange der Dreherei sind in Fig. 3 Taf. X in grösserem Maasse gezeichnet. Der Seilantrieb ist auf derselben Tafel in den Fig. 2—5 verdeutlicht.

Danach geht das von der Schiebebühne kommende Seil, nachdem es die horizontalen Scheiben a und  $a_1$  verlassen, vermittelst der Scheiben b  $b_1$  aus der horizontalen in die vertikale Richtung über, passiert alsdann noch die Scheiben c  $c_1$  und d  $d_1$  um oberhalb dieser letzteren zusammen zu treffen.

In welcher Weise auf der rechten Seite die weitere Transmission durch Riemscheiben bewirkt wird, dürfte um so weniger zu Missverständnissen Veranlassung geben, als der grösseren Deutlichkeit wegen die zusammengehörigen Scheiben in den verschiedenen Schnitten mit gleichen Buchstaben versehen sind; bemerkt sei nur noch, dass die Vorlegewelle i i, auf welcher die Scheibe h sitzt, mittelst der Los- und Festscheiben  $h^1$  von der Haupttransmissionsleitung aus getrieben wird.

Links ist eine Vorrichtung getroffen, durch welche ermöglicht wird, dem Seile stets die erforderliche Spannung zu geben. Zu dem Zwecke ist die Scheibe d auf einem Schlitten k gelagert, welcher zwischen 2 eisernen I-Trägern l gleiten kann. Mit dem Schlitten ist eine Kette verbunden, welche über eine am Ende des Rahmens l angebrachte Rolle m geführt ist und an deren Ende das Gewicht p hängt, durch welches die nöthige Spannung hervorgebracht wird.

Die Bühne selbst ist auf Taf. XI speciell dargestellt.

Dieselbe besteht aus 4 T-förmigen genieteten Trägern, welche in der Längsrichtung des Montageraumes liegen und durch Winkeleisen an den Enden zu einem Rahmen verbunden sind; durch Diagonalkreuze aus Flacheisen wird derselbe zu einem in sich unverrückbaren Ganzen vereinigt.

Dieser Rahmen ruht mittelst entsprechender Lagerconstruction auf 2 gekuppelten Achsen mit je 4 Rädern m und  $m_1$ , von welchen die beiden äussersten Räderpaare mit Spurkränzen versehen sind, somit die Führung übernehmen, während die mittleren nur zur Unterstützung der Bühne dienen und ebenso wie die ersteren auf den in der Längsrichtung des Montageraumes angeordneten Schienensträngen rollen. Die Hauptträger laufen in Schlitten, welche in dem Fundamentmauerwerke der Schienen ausgespart sind, wie Fig. 2 Taf. IX verdeutlicht.

Auf der Oberfläche des Rahmens sind in der Mitte Winkeleisen vorgesehen, deren untere horizontale Schenkel die Führung des auf die Bühne gefahrenen Wagens übernehmen. Die Bühne ist mit einem Bohlenbelage belegt. Der Höhe der Spurkränze entsprechend sind in diesem, sowie in den Verbandstücken der Bühne, welche mit den Spurkränzen in Berührung kommen würden, entsprechende Aussparungen angebracht. Die Niveaudifferenz zwischen Bühne und den Reparaturgleisen wird auf jeder Seite durch zwei bewegliche Aufлагstücke A B C D ausgeglichen, welche in Scharnieren hängen und durch starke Federn in der Schwebe gehalten, von dem auf- resp. abfahrenden Wagen dagegen niedergedrückt werden.

Betrachten wir nunmehr zunächst die Bewegung der Schiebebühne in der Richtung des Seiles, so ist aus Fig. 1 und 3 Taf. XII ersichtlich, dass sich das von links kommende Seil

mit Hilfe der Führungsrolle a um die Scheiben b und c schlingt, um alsdann nach rechts weiter zu gehen.

Durch die fortschreitende Bewegung des Seiles werden die beiden Scheiben b und c in rotirende Bewegung versetzt. Die Achsen dieser Räder sind in dem zweitheiligen Rahmen  $\alpha \beta \gamma$  und  $\alpha_1 \beta_1 \gamma_1$  gelagert, welcher zugleich einen dreieckförmigen Winkelhebel bildet, dessen fester Drehpunkt bei d liegt.

Mit dem oberen Ende dieses Rahmens bei  $\beta$  sind nach rechts zu (siehe Fig. 3) zwei Zugschienen verbunden, die eine drehbare Mutter tragen, welche mit einer auf einer festen Säule gelagerten und mit einem Handkurbelrade e versehenen Schraubenspindel so in Verbindung steht, dass je nachdem das Handrad e in der einen oder anderen Richtung gedreht wird, der Rahmen  $\alpha \beta \gamma$  um den Drehpunkt d nach rechts oder links schwingt.

Die Naben der Rollen bei f und  $\gamma$  sind zu beiden Seiten mit drei keilförmigen Nuthen versehen, in welche die entsprechenden keilförmigen Erhöhungen der beiden grossen Friktionsräder abwechselnd zum Eingriff gebracht werden können.

Auf der Achse h dieser Friktionsräder sitzt das Zahnrad i. Dieses greift in das grosse Rad k, welches auf der Achse l l befestigt ist, auf der die Laufräder der Bühne m m aufgekeilt sind. Durch diese verschiedenen Uebersetzungen wird die Bewegung der Scheibe b resp. c den Laufrädern m m mitgetheilt und erfolgt die Bewegung der Bühne nun derart, dass, wenn die Zugstangen  $\beta \delta$  durch entsprechende Drehung des Handkurbelrades nach rechts bewegt werden, ein Anpressen der oberen kleinen Friktionsrollen f an die grossen Friktionswellen g erfolgt und die Bühne nach links fortschreitet.

Erfolgt die Bewegung des oberen Rahmens dagegen nach links, so werden die unteren Friktionsrollen  $\gamma$  an die grossen Räder g gepresst und die Bewegung der Bühne tritt nach rechts ein. Bei der Mittelstellung des Rahmens  $\beta \gamma$ , in welcher die Friktionsräder nicht in Eingriff stehen, bleibt die Bühne selbstverständlich in Ruhe.

Nicht weniger geistvoll ist die Vorrichtung zum selbstthätigen Aufziehen der Wagen auf die Schiebebühne.

Auch hierbei ist das Princip der Friktionskuppelung zur Anwendung gebracht.

Zunächst ist hervorzuheben, dass das Rad i, welches die Bewegung auf das Rad k überträgt, auf der Welle h h lose sitzt und nur durch die Friktionskuppelung n — siehe Fig. 1 und 2 — mit derselben verbunden ist. Eine zweite Friktionskuppelung  $n_1$ , welche mit dem Zahnrade s in Verbindung steht, befindet sich auf der andern Seite der Welle h. Die Hebel beider Kuppelungen sind durch eine Stange o, deren Länge regulirt werden kann, verbunden.

Die Verlängerung des rechtsseitigen Hebels endet bei p in eine Mutter, welche eine Schraubenspindel q aufnimmt, die in der oben erwähnten Säule ihr Lager findet und am Ende mit einer Handkurbel r versehen ist, so dass, wenn beim Drehen des Kurbelrades r die Mutter q nach links rückt, die linke Friktionsrolle n zum Eingriff mit dem Rade i gebracht wird, und die Bühne nunmehr vor- oder rückwärts bewegt werden kann. Rückt dagegen die Mutter q nach rechts, so kommt  $n$  ausser Eingriff mit i, und die Bühne bleibt stehen; dagegen

wird  $n$  mit dem Zahnrade  $s$  in feste Verbindung gebracht. Dieses Rad steht im Eingriff mit dem Zahnrade  $t$  auf der Welle  $u$ , auf welcher gleichzeitig die Seiltrommel  $v$  sitzt.

Wird jetzt durch entsprechende Bewegung der ersten Handkurbel  $e$  die Achse  $h h$  in Bewegung gesetzt, so wird das Zahnrad  $i$ , wie bereits bemerkt, nicht davon berührt, wohl aber das Rad  $s$ . Folglich bewegt sich auch die Seiltrommel  $v$  und das Seil  $w$ , welches durch die Räder  $x$  und  $x_1$  geführt wird, wickelt sich auf oder ab und zieht damit den vor der Bühne stehenden, mit dem Seile entsprechend gekuppelten Wagen auf die Bühne hinauf oder den auf der Bühne stehenden theilweise wieder hinab.

Durch eine weitere sinnreiche Construction wird das Seil bei  $y$  durch zwei kleine Rollen, welche auf einer Mutter drehbar befestigt sind, geführt. Die an beiden Enden gelagerte zugehörige Spindel  $z$  ist in der Mitte mit sich kreuzendem rechts und linksgängigem Gewinde und auf einer Seite mit einem kleinen Zahnrade versehen, welches vermittelt dreier anderer Zahnräder von der Trommelwelle aus in Rotation gesetzt wird. Die durch das Seil am Drehen verhinderte Mutter, welche anstatt des Doppelgewindes nur einen drehbaren Zahn hat, nimmt auf der rotirenden Spindel eine hin und hergehende Bewegung an und bewirkt, dass sich die einzelnen Windungen des Seiles neben- und nicht übereinander aufwickeln können.

Endlich lässt sich vermittelt einer einfachen auf der Achse angebrachten Bremsvorrichtung, welche durch Herabdrücken des Hebels mit dem Fusse angezogen werden kann, die in

voller Bewegung begriffene Schiebebühne in jedem Augenblicke zum Stehen bringen.

Aus Fig. 2 Taf. XI ist ersichtlich, in welcher Weise die Schlitze im Mauerwerk zur Aufnahme der T-Träger angeordnet sind.

In dem äussersten Trägerschlitze links läuft gleichzeitig das von der Dreherei kommende Triebseil; bei der rückläufigen Bewegung bewegt es sich dagegen in einem besonderen Schlitze, welcher eine geringe Tiefe besitzt, so dass das Seil nur wenig anzusteigen braucht, um die Führungsrolle  $a$  zu erreichen. Zur Bedienung der Schiebebühne sind zwei Mann erforderlich.

Das kurze Seil zum Heranholen der Wagen hat eine Länge von  $34^m$ , einen Durchmesser von  $26^{mm}$ , wiegt  $17\text{ kg}$  und kostet pro Kilogramm  $1,0$  Mark.

Das eigentliche Triebseil dagegen, aus bestem Manilla-Hanf gefertigt, besitzt eine Gesammtlänge von  $450^m$ , hat einen Durchmesser von  $23^{mm}$ , wiegt  $173\text{ kg}$  und kostet pro Kilogr.  $1,00$  Mark.

Die Dauer eines Seiles beträgt im Durchschnitt  $1$  Jahr.

Die Schiebebühne ist von der rühmlichst bekannten Firma van der Zypen & Charlier zu Deutz im Jahre 1878 geliefert und montirt und functionirt seither zur vollen Zufriedenheit.

Die Kosten der Bühne belaufen sich nach gefälliger Mittheilung der Firma, excl. der Laufgleise, aber einschliesslich der Antriebsvorrichtung, Compensation, Leitrollen und Seil auf  $10800$  Mark.

## Ueber die Schmierung der Locomotivkolben und Schieber.

Von J. Grossmann, Ingenieur der Oesterr. Nordwestbahn.

Bei der Wahl der Apparate, welche den Kolben und Schiebern der Locomotive Schmieröl zuzuführen haben, wird häufig von dem Grundsatz ausgegangen, dass die Schmierung dieser Bestandtheile nur beim Leergange der Maschine erforderlich sei. Diese Anschauung beruht auf der Annahme, dass der aus dem Kessel in die Schieberkästen und Cylinder eintretende übersättigte Dampf an den Gleitflächen, welche stets etwas kälter als der Dampf sind, condensire und dass das in Form von kleinen Tropfen angesetzte Condensationswasser dem Kolben und Schieber zur Schmierung diene. Sobald aber der Dampf abgesperrt wird, verdampfe mit dem Aufhören des Druckes das an den Kolben und Schiebergleitflächen angesetzte Wasser und es trete nun der Moment ein, in welchem eine Zuführung von Schmieröl von aussen her eintreten müsse, wenn sich die reibenden Theile nicht übermässig erhitzen und rasch abnutzen sollen.

Die Wichtigkeit, welche der gute Zustand der Kolben und Schieber einerseits, die möglichst sparsame Verwendung des Schmiermaterials aber andererseits für die Oeconomie des Betriebes hat, verdient es, dass untersucht werde, ob es mit der oben erwähnten Anschauung seine Richtigkeit habe, d. h. ob die Zuführung von Schmieröl thatsächlich nur beim Leergange der Maschine erforderlich und ob die Oelschmierung der Kolben und Schieber während des Arbeitens der Maschine mit Dampf

als Verschwendung anzusehen sei. Um diese Frage zu beantworten ist es nothwendig zu untersuchen

- 1) ob Kolben und Schieber auf ihrem Wege thatsächlich eine von Condensationswasser benetzte Fläche vorfinden und
- 2) wenn dies der Fall ist, ob das an der Gleitfläche niedergeschlagene Wasser den Kolben und Schiebern wirklich zur Schmierung dient.

Um den ersten der beiden Punkte auf seine Richtigkeit zu prüfen, ersuchen wir den Leser sich mit uns den Vorgang im Innern eines Dampfcyinders während eines Hin- und Herganges des Kolbens zu vergegenwärtigen. Wir wollen zu diesem Zwecke annehmen, dass der Kolben mit seinen Liederungsringen vollkommen genau an die Kolbenwandung anschliesst, so dass keinerlei Dampfcommunication zwischen den durch den Kolben von einander getrennten Räumen des Cylinders stattfinden kann. Wir wollen ferner von den Verhältnissen, welche beim Anlassen der Maschine eintreten, wenn nämlich Dampf in den bisher kalten Cylinder einströmt, ganz absehen und annehmen, dass alles Condensationswasser durch die Cylinderhähne abgelassen und dass bereits ein gewisser Gleichgewichtszustand eingetreten ist, so zwar, dass die Cylinderwände schon jene Temperatur angenommen haben, welche der Temperatur

des aus dem Kessel zuströmenden Dampfes entspricht. Der Kolben sei am Ende seines Hubes angelangt und im Begriffe den Rückweg anzutreten. — Sobald der Kolben den Rückweg antritt, strömt frischer Dampf in den Cylinder und treibt den Kolben nach rückwärts. Während dieser ersten Phase tritt der zuströmende übersättigte Dampf mit den durch die vorausgegangene Expansion und Ausströmung abgekühlten Cylinderwänden in Berührung. Es findet eine Condensation statt und das sich bildende Condensationswasser setzt sich in Form von Tropfen an die Cylinderwandung an, während die letztere gleichzeitig erwärmt wird. Die zweite Phase beginnt mit der Absperrung des Einströmungskanales durch den Schieber; es tritt die Expansion des Dampfes ein und der Volumvergrößerung entsprechend findet eine allmähliche Verminderung des Dampfdruckes statt, unter deren Einflusse ein Theil des Condensationswassers verdampft. Der Kolben geht nun weiter, es folgt die Periode der Dampfausströmung. In dieser letzten Phase sinkt die Dampfspannung nahezu auf Null herab und es findet nach dem Gesetze, dass sich das mit dem Dampfe in Berührung stehende Wasser mit dem Aufhören des Druckes in Dampf verwandelt, eine intensive Verdampfung des noch vorhandenen Condensationswassers statt, während die Cylinderwände gleichzeitig abgekühlt werden. Es soll nicht behauptet werden, dass die Verdampfung in dieser letzten Phase unter allen Verhältnissen eine so energische ist, dass alles während des Volldruckes sich gebildete Condensationswasser in Dampf verwandelt wird; unter Umständen kann aber eine vollständige Verdampfung eintreten und der Cylinder vollkommen trocken werden. Maschinen, welche mit hoher Dampfspannung und geringer Expansion arbeiten, neigen naturgemäss zum Trockenwerden der Cylinder bei der Dampfausströmung hin, weil die Spannungsverminderung bei Beginn der Ausströmung eine bedeutende ist und daher eine rapide Verdampfung des Condensationswassers vor sich geht. Ist nun der Kolben am Ende des Hubes angelangt und im Begriffe, die Vorwärtsbewegung anzutreten, so findet er eine durch den beschriebenen Process trocken oder doch trockener gewordene Gleitfläche vor sich, während sich hinter ihm dieselben auf die Verdampfung des sich gebildeten Condensationswassers hinarbeitenden Vorgänge abspielen. Wir sehen also im Innern des Dampfeylinders wohl Condensationswasser sich bilden, allein dieses Wasser entsteht immer erst in jenem Theile des Cylinders, welchen der Kolben bereits passirt hat, während er vor sich eine trockene oder doch trockener gewordene Cylinderfläche findet.

Anders geartet sind die Verhältnisse in dem Schieberkasten, hier ist, wenn die Maschine mit Dampf arbeitet, keine Gelegenheit zu einer nachhaltigen Druckverminderung gegeben, indem der nach dem Cylinder abströmende Dampf immer sofort durch den aus dem Kessel neu zuströmenden Dampf ersetzt wird. Zudem wird durch die schleichende Bewegung der Schieber beim Absperrn der Einströmungskanäle eine Art Drosselung des Dampfes hervorgerufen, welche immer mit einer partiellen Condensation des Dampfes verbunden ist. Die dem Dampfe ausgesetzten Theile der Gleitflächen sind also, wenn die Maschine mit Dampf arbeitet, constant mit Condensationswasser benetzt. Dagegen ist nicht zu übersehen, dass nur ein

Theil der Schiebergleitflächen dem Dampfe ausgesetzt ist, während ein anderer Theil von dem Schieber dauernd bedeckt ist und in gar keine Berührung mit dem Dampfe kommt.

Das Vorstehende lässt sich wie folgt resumiren:

Wenn die Maschine mit Dampf arbeitet, so findet der Kolben auf seinem Wege eine trockene oder doch nur wenig benetzte Cylinderfläche vor; ein Theil der Schiebergleitflächen wird constant von Wasser benetzt, während sich an dem grösseren Theile derselben gar kein Wasser niederschlagen kann. Nach erfolgtem Dampfabchlusse, also beim Leergange der Maschine, gehen Kolben wie Schieber trocken.

Wir kommen nun zu dem zweiten Theile unserer Aufgabe, welche darin besteht, zu untersuchen, ob das durch Condensation gebildete Wasser den Kolben und Schiebern wirklich zur Schmierung dient und der Oelschmierung substituiert werden kann. Es soll hierbei zunächst angenommen werden, dass der Kolben auf seinem Wege eine mit Wasser benetzte Fläche vorfindet.

Dieser Theil unserer Aufgabe führt uns auf ein Gebiet, das sich mit dem Worte »Bedingungen einer guten Schmierung« kennzeichnen liesse, von welchem wir aber, um nicht zu weit-schweifig zu werden, nur jenen Theil der Betrachtung unterziehen wollen, welcher zum Verständnisse unseres Gegenstandes nothwendig ist. Es ist bekannt, dass zwei übereinander sich bewegende feste Körper in der Reibung ihrer Gleitflächen ein Hinderniss ihrer Fortbewegung erfahren. Um die Reibung, welche die Erwärmung und in weiterer Folge die Abnutzung, ja selbst Zerstörung der Körper verursacht, zu vermeiden, wird zwischen die übereinander gleitenden Flächen ein flüssiges Schmiermittel — die festen Schmiermittel können hier ausser Betracht — gebracht, um hierdurch der Reibung der festen Körper die geringere Reibung von flüssigen Körpern zu substituiren. Damit nun die Reibung der festen Körper vermieden wird, ist es nothwendig, dass das Schmiermittel die festen Körper so von einander trennt, dass eine Berührung derselben nicht stattfinden kann, und es ergiebt sich hieraus als erste Bedingung eines guten Schmiermittels die Eigenschaft, dass dasselbe so fest an den Gleitflächen der beiden Körper haften, dass es durch den Druck derselben nicht aus seiner Lage gebracht werden kann. Diese Eigenschaften besitzen gewisse Fette und Oele in hervorragendem Maasse. Ein Tropfen Oel auf einen dünnen Körper wie z. B. auf ein Blatt Papier gebracht, verbindet sich so innig mit dem Papier, dass es auf der andern Seite desselben zum Vorschein kommt und nicht mehr entfernt werden kann. Aber auch an Körpern, welche nicht so porös sind wie Papier, bleibt das Oel mit grosser Energie haften.

Wird z. B. ein Tropfen Oel auf eine Metallplatte gebracht und wird dieser nach kurzer Zeit durch Abwischen mit einem Tuche oder mit Putzwolle wieder entfernt, so wird das Auge kaum mehr die Stelle entdecken können, wo die Berührung des Oeles mit der Metallplatte stattgefunden hat. — Benetzt man aber die Platte hierauf mit Wasser, so wird jene Stelle sofort wieder dadurch zum Vorschein kommen, dass an derselben kein Wasser haften bleibt, ein Zeichen, dass das Oel auch an Körpern von geringerer Porosität fest haften bleibt.

Die Kraft einer Flüssigkeit an fremden Körpern haften zu bleiben — die Capillarität — ist den Flüssigkeiten in sehr verschiedenem Grade eigen. Während z. B. Baumöl an den Gleitflächen der sich übereinander bewegenden metallischen Körper so fest haftet, dass es von denselben selbst durch bedeutende Pressungen nicht entfernt werden kann, zeigen andere tropfbar flüssige Körper diese Eigenschaft nur in geringem Grade. Wasser z. B. trennt sich schon bei geringem Drucke von den Gleitflächen ohne eine Spur der stattgefundenen Benetzung zu hinterlassen. Eine zweite hervorragende Eigenschaft eines guten Schmiermittels ist dessen Widerstandsfähigkeit gegen hohe Temperaturen. Auch diese Eigenschaft besitzen die Flüssigkeiten in verschieden hohem Grade. Während z. B. Wasser bei allen Temperaturen und selbst in der Form von Eis verdunstet und schon bei 100° Cels. in energischer Weise in Dampf verwandelt wird, zeigen die fetten Oele diese Eigenschaft bei gewöhnlicher Temperatur gar nicht und erst bei sehr hohen Temperaturen findet eine allmähliche Zersetzung derselben statt. Auch anderen fetten Körpern wie z. B. dem Unschlitt wohnt diese Eigenschaft inne; ein Stück dieses Fettes kann wochen- ja monatelang dem Einflusse der atmosphärischen Luft ausgesetzt werden, ohne dass es an seinem Gewichte im geringsten verlieren würde. Diese Eigenschaft kommt den fetten Körpern bei ihrer Verwendung als Schmiermittel sehr zu statten, denn dieselben werden bei der durch die Reibung entstehenden Erwärmung wohl dünnflüssiger, ohne indessen an ihrer Menge (Gewichte) zu verlieren, und sie büßen diese ihre Eigenschaft erst bei sehr bedeutender Erhitzung ein. Wollte man es aber versuchen, Wasser zur Schmierung zu benutzen, so würde dasselbe unter dem Einflusse der Wärme bald in Dampf verwandelt werden und dann aufhören eine trennende Schicht zwischen den übereinander gleitenden Körpern zu bilden\*). Besitzt das unter dem natürlichen atmosphärischen Drucke stehende Wasser schon eine geringe Widerstandsfähigkeit gegen Temperatursteigerungen, so ist die Widerstandsfähigkeit des mit dem Dampfe in Berührung stehenden Wassers eine noch weit geringere. Die geringste Erhöhung der Temperatur oder Verminderung des Druckes reicht hin, dasselbe in Dampf zu verwandeln, da es bei seiner hohen Temperatur als Wasser nur bestehen kann, wenn der seiner Temperatur entsprechende Druck auf ihm lastet. Wir sehen also, dass zur vollkommenen Schmierung übereinander gleitender Körper das Schmiermittel vor Allem zwei Bedingungen erfüllen muss, und zwar muss dasselbe einen hinreichenden Grad von Capillarität und eine genügende Widerstandsfähigkeit gegen Temperaturerhöhungen besitzen.

Ob nun das an den Kolben und Schiebergleitflächen angesetzte Condensationswasser diesen Bedingungen entspricht,

\*) Wohl sieht man in industriellen Etablissements wie z. B. in Eisenwerken nicht selten, dass Wasser den weniger heiklen Maschinenteilen in einem continuirlichen Strahle zugeführt wird. Aber hier dient das Wasser weniger dem Zwecke des Schmierens als zu dem der Abkühlung und die Reibung dieser Mechanismen ist trotz reichlicher Wasserzuführung eine sehr bedeutende. Bei sehr billiger Betriebsweise d. i. bei überschüssiger Wasserkraft, oder wenn die Hochofengase zur Dampferzeugung benutzt werden, mag dies hingehen, in jedem anderen Falle aber könnte dieser Vorgang kaum gerechtfertigt werden.

werden wir gleich sehen. Damit der Kolben seinem Zwecke entspricht, müssen sich dessen Liederungsringe vollkommen genau an die Cylinderwand anschliessen, was nur möglich ist, wenn dieselben mit einer gewissen Kraft an die Cylinderwand angepresst werden. Ein gut schliessender Kolben treibt daher bei seinem Gange das in der Form von Tropfen an den Cylinderwandungen angesammelte Wasser vor sich her, und da die Neigung des Wassers an Metallflächen haften zu bleiben eine geringe ist, so wird kein Wasser zwischen Liederungsring und Cylinderwandung treten können. Dass dem so ist, lässt sich leicht durch einen kleinen Versuch demonstrieren. Wird auf eine glatte Metallplatte ein Tropfen Wasser gebracht und die Platte geneigt, so fließt das Wasser herab und lässt bei spiegelglatter Oberfläche gar keine, bei weniger glatter Oberfläche einige kleine nicht zusammenhängender Tropfen zurück. — Lässt man aber über eine Metallplatte, auf welche ein Tropfen Wasser gebracht wurde, eine zweite mit der ersten zusammengeschliffene Platte gleiten, so wird das Wasser von der Platte weiter geschoben, bis es am Rande abfließt und wenn man nun die beiden Platten von einander trennt, so zeigt sich auf den beiden Gleitflächen keine Spur von Wasser. — Ganz derselbe Vorgang wie bei dem Kolben findet bei dem Schieber statt. Dieser wird durch den Druck des Dampfes fest an den Schieberspiegel gepresst und wenn die Gleitflächen in gutem Zustande sind, so treibt der Schieber das an dem Schieberspiegel angesetzte Wasser vor sich her und die sich berührenden Gleitflächen bleiben unbenetzt. Aber wenn wir auch annehmen wollten, dass ein Theil des condensirten Wassers zwischen Kolben und Cylinderwand oder Schieber und Spiegel gelangt, so würde dasselbe doch nicht die Aufgabe erfüllen die Reibung von festen Körpern in jene von flüssigen Körpern zu verwandeln, denn bei der geringsten durch die Reibung entstehenden Erwärmung würde sich das Wasser in Dampf verwandeln. Da nun, wie wir oben gezeigt haben, der Kolben auf seinem Wege keine vom Wasser benetzte oder doch nur wenig benetzte Fläche vorfindet, da ferner ein Theil des Schiebers mit dem Dampfe gar nicht in Berührung steht, so muss gefolgert werden, dass eine vollkommene Schmierung von Kolben und Schieber während des Arbeitens der Maschine mit Dampf nicht eintreten kann.

Wir haben nun noch den Gegensatz zu besprechen, in welchem diese unsere Anschauungen mit gewissen Erfahrungsergebnissen zu stehen scheinen. Es ist bekannt, dass viele Bahnverwaltungen Apparate in Verwendung haben, welche den Kolben und Schiebern nur während des Leerganges der Maschine Oel zuführen und damit anscheinend befriedigende Resultate erzielen.

Diese Thatsache würde gegen unsere Anschauung sprechen; allein dieser Widerspruch ist nur ein scheinbarer und soll durch das folgende aufgeklärt werden. Zunächst ist in Betracht zu ziehen, dass die Oelzuführung während des Leerganges der Maschine bei vielen Bahnen, namentlich bei solchen mit wechselnden Steigungsverhältnissen eine reichliche ist, und dass hierdurch die Kolben und Schieberflächen so eingefettet werden, dass die Schmierung noch durch einen Theil der Zeit, während welcher die Maschine mit Dampf arbeitet, vorhält.

Sodann ist nicht zu vergessen, dass die Kolben und Schieber selten so dampflicht abschliessen, wie wir bei unserer früheren Betrachtung angenommen haben. In diesem Falle wird aber das sich hinter dem Kolben gebildete Condensationswasser zwischen die beiderseitigen Gleitflächen getrieben und wenn es hier der durch die Reibung entstehenden Wärme auch nicht widerstehen kann und verdampft, so wirkt es bei dem Umstande, dass es sich bei jedem Kolbenhube wieder erneuert, kühlend auf die Gleitflächen ein und vermindert hierdurch bis zu einem gewissen Grade die Reibung. Dass dies wirklich der Fall ist, soll nicht in Abrede gestellt werden, allein das ist nicht die Frage die wir uns gestellt haben. Es handelt sich vielmehr darum zu untersuchen, ob die Verminderung der Reibungswiderstände durch das vorhandene Condensationswasser gross genug ist, um die Oelschmierung zu ersetzen, und diese Frage muss nach den gemachten Ausführungen mit »Nein« beantwortet werden. Dass man häufig genug noch der gegentheiligen Meinung begegnet, mag dem Umstande zuzuschreiben sein, dass das aus Anlass ungenügender Schmierung erfolgende Trockengehen von Kolben und Schiebern schwer zu constatiren ist. Das sogenannte Brummen der Cylinder, herrührend von

dem aus mehr als einer Ursache eintretenden Vibriren der Liederungsringe ist kein untrügliches Kennzeichen mangelhafter Schmierung und wird wegen des Geräusches der Maschine vom Führer nur selten gehört. Häufig genug erkennt man das stattgefundenen Trockenlaufen erst an seinen Folgen, nämlich daran, dass die Cylinderwände mit dem Finger berührt, nicht mehr eine seifenartige, sondern eine grafitähnliche Oberfläche zeigen oder wenn bereits rinnenartige Vertiefungen vorhanden sind.

Es ist einleuchtend, dass die Folgen einer mangelhaften Schmierung der Kolben und Schieber die Oeconomie des Betriebes nur in nachtheiliger Weise beeinflussen können, theils wegen der unvermeidlichen Dampfverluste, theils wegen der hieraus erwachsenden Erhaltungs- und Erneuerungskosten und darum sollte den Kolben und Schiebern nicht nur beim Leer gange der Maschine, sondern auch während des Arbeitens mit Dampf Oel zugeführt werden. Welcher der bekannten Schmierapparate am besten dem Zwecke entspricht, soll hier unerörtert bleiben; dass aber diejenigen Apparate, welche eine Oelzuführung auch während des Arbeitens der Maschine mit Dampf ermöglichen, das Feld behaupten werden, halten wir nur für eine Frage der Zeit.

## Die Widerstände der Locomotiven und Eisenbahnzüge, der Wasser- und Kohlen-Verbrauch, sowie der Effect der Locomotiven.

Theoretische Abhandlung gestützt auf praktische Versuche von **A. Frank**, Professor an der technischen Hochschule zu Hannover.

(Fortsetzung und Schluss von Seite 9.)

(Hierzu Fig. 4 auf Taf. IX.)

### Nähere Beschreibung der Versuche auf geneigter Bahn.

Nachdem im vorigen Hefte die Form der Widerstandsgleichung für die Bewegung der Eisenbahnfahrzeuge entwickelt und daraus das Bewegungsgesetz abgeleitet ist, wollen wir zur näheren Besprechung der von mir angestellten Versuche übergehen.

Bei den Versuchsfahrten habe ich zunächst die Widerstände der allein mit ihrem Tender und ohne Dampf fahrenden Locomotiven bestimmt, um sodann aus den Versuchen mit ganzen Zügen die durch die Wagen verursachten Widerstände ermitteln zu können. Diese Versuche auf geneigter Ebene, welche an möglichst windstillen Tagen erfolgten, wurden in der Weise vorgenommen, dass die Maschinen oder Züge durch den eigenen Dampf in die gewünschte Geschwindigkeit versetzt wurden und sodann circa 100<sup>m</sup> vor dem ersten Beobachtungspunkte, dem Kilometerzeiger 403 der Dampf abgesperrt und die Steuerung auf die Mitte gestellt wurde. Hierauf wurden die Zeiten von 500 zu 500<sup>m</sup> Wegeslänge aufnotirt und daraus die Secundenzahl pro Kilometer, sowie die mittlere Geschwindigkeit in Metern berechnet, mit welcher je ein Kilometer durchfahren wurde.

Die auf diese Weise mit verschiedenen Personenzug- und Güterzug- Locomotiven, Personen- und Güterzügen erhaltenen Werthe sind in Tabelle I zusammengestellt und auf Taf. IV Fig. 1 und 2 sowie auf Taf. IX Fig. 4 in der Weise graphisch dargestellt, dass die Wegeslängen im Maassstabe 1:50000 als

Abscissen und die Geschwindigkeiten im Maassstabe 1:100 als Ordinaten aufgetragen sind.

Die grösste Anzahl derartiger Fahrten wurde mit der Personenzug- Locomotive Fuse vorgenommen. Dieselbe war bei den Fahrten I und II am 19. und 27. August 1879 bereits längere Zeit im Dienste gewesen, während die Fahrt III am 25. Juni 1880 nach vorhergegangenem Achswchsel und Lagerreparatur ausgeführt wurde. Die Maschine hatte an diesem Tage daher noch einen verhältnissmässig grossen Widerstandcoefficienten und eine dementsprechend geringe Beharrungsgeschwindigkeit. Mit dem Einlaufen der Achslager steigt dann diese Beharrungsgeschwindigkeit bei den Fahrten IV bis VIII am 26. und 28. Juni, sowie am 9., 10. und 11. Juli 1880, so dass sie zuletzt nur noch wenig von dem früheren Werthe abweicht.

Gewisse Abweichungen und Unregelmässigkeiten in dem Verlaufe der Curven sind auch auf den Einfluss des Windes zurückzuführen; denn wenn auch möglichst windstille Tage zu den Versuchen ausgesucht sind, so liessen sich doch gewisse Einwirkungen nicht vermeiden. Der Widerstand der Luft hängt nur von der Relativbewegung des Fahrzeugs in Bezug auf die Luft ab, während wir die Geschwindigkeit des Fahrzeugs in Bezug auf das Bahngleise messen.

Hätte daher der Wind eine Geschwindigkeit  $\omega$  in einer dem Fahrzeuge entgegengesetzten Richtung, so würde die re-

lative Geschwindigkeit des Fahrzeugs gegen die Luft  $v + \omega$  sein und der Beharrungszustand für eine absolute Geschwindigkeit des Fahrzeugs  $v = c - \omega$  eintreten. Würde die Windrichtung dagegen mit der Fahrtrichtung zusammen fallen, so würde der Beharrungszustand für eine absolute Geschwindigkeit

des Fahrzeugs  $v = c + \omega$  eintreten. Ebenso können auch durch vorübergehende Windstöße zeitweise Beschleunigungen oder Verzögerungen herbeigeführt werden, wie dies z. B. bei der Fahrt der Maschine Fuse am 28. Juni augenscheinlich der Fall gewesen ist.

Tabelle I.  
Geschwindigkeiten der Versuchsfahrten in Metern pro Secunde.

Durchlaufener Weg		Locomotive Fuse								Bigge	Honne
von Kilometer	bis Kilometer	I. 19. 8. 79 m	II. 27. 8. 79 m	III. 25. 6. 80 m	IV. 26. 6. 80 m	V. 28. 6. 80 m	VI. 9. 7. 80 m	VII. 10. 7. 80 m	VIII. 11. 7. 80 m	IX. 9. 8. 79. m	X. 13. 6. 80 m
403	402	10	17,24	13,51	14,29	12,20	11,7	17,24	18,87	6,67	11,90
402,5	401,5	9,71	16,67	12,50	13,36	11,77	11,6	16,13	18,1	7,19	—
402	401	9,62	16,13	11,63	12,50	11,36	11,49	15,15	17,36	7,52	11,24
401,5	400,5	9,62	15,62	11,11	11,90	10,64	11,36	14,40	16,40	7,83	—
401	400	9,80	14,92	10,42	11,49	10,40	11,36	13,70	15,70	8,20	10,99
400,5	399,5	9,90	14,40	9,90	10,75	10,20	11,20	13,15	15,15	8,48	—
400	399	10,00	13,90	9,26	10,20	10,0	11,02	12,66	14,70	8,70	10,75
399,5	398,5	10,10	13,60	8,93	9,80	9,43	10,95	12,25	—	—	—
399	398	10,31	13,33	8,77	9,62	9,09	10,87	11,90	—	8,70	10,64
398,5	397,5	10,10	12,66	—	—	—	10,20	—	—	—	—
398	397	9,09	12,05	—	—	—	9,35	—	—	8,13	9,35
397,5	396,5	8,85	11,63	—	—	—	9,26	—	—	—	9,17
397	396	9,17	11,63	—	—	—	9,43	—	—	8,13	9,35
396,5	395,5	9,52	11,63	—	—	—	9,71	—	—	—	9,71
396	395	10,00	11,63	—	—	—	10,20	—	—	8,77	10,05
395,5	394,5	10,20	11,63	—	—	—	10,53	—	—	—	10,30

Tabelle II.  
Geschwindigkeiten der Versuchsfahrten in Metern pro Secunde.

Durchlaufener Weg		Kempton		Lingen		Personenzug		Güterzug	
von Kilometer	bis Kilometer	I. 4. 10. 79 m	II. 6. 10. 79 m	III. 16. 7. 80 m	IV. 17. 7. 80 m	V. 30. 9. 79 m	VI. 13. 7. 80 m	VII. 7. 10. 79 m	VIII. 19. 7. 80 m
403	402	10,87	12,20	6,37	7,30	13,33	15,38	—	7,35
402,5	401,5	10,42	11,90	6,70	7,10	13,33	15,0	—	9,01
402	401	10,20	11,63	6,94	6,85	13,33	14,75	11,77	10,42
401,5	400,5	10,10	11,36	7,14	6,80	13,30	14,50	12,15	11,36
401	400	10,0	11,24	7,35	6,67	13,33	14,29	12,50	12,05
400,5	399,5	9,90	11,10	7,42	6,65	—	14,09	12,7	12,20
400	399	9,80	10,90	7,46	6,67	—	—	12,9	—
399,5	398,5	9,71	10,80	7,30	6,70	—	—	13,0	—
399	398	9,62	10,60	7,30	6,80	—	—	13,1	—
398,5	397,5	9,43	—	—	—	—	—	—	—
398	397	8,55	—	—	—	—	—	—	—
397,5	396,5	8,13	—	—	—	—	—	—	—
397	396	8,33	—	—	—	—	—	—	—
396,5	395,5	8,62	—	—	—	—	—	—	—
396	395	8,93	—	—	—	—	—	—	—
395,5	394,5	9,09	—	—	—	—	—	—	—

Die Gewichte der gleichartig construirten zweifach gekuppelten Personenzug-Locomotiven Fuse, Honne und Bigge variirten bei diesen Fahrten zwischen 54100 und 56100 kg, während die Gewichte der dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven Kempton und Lingen, welche ebenfalls von gleicher Construction sind, zwischen 58400 und 60100 kg variirten.

Bei Fuse, Honne und Bigge betrug  
der Druck der Treibräder auf die Schienen ca. 22000 kg  
« « « Laufräder « « « « 12000 «  
« « « Tenderräder « « « « 21000 «  
das Gewicht der Treibachsen zusammen . . . 6900 «  
« « « Laufachse . . . . . 1700 «

das Gewicht der drei Tenderachsen . . . . .	3900 kg
der Durchmesser der Treibräder an der Laufstelle gemessen . . . . .	1,750 <sup>m</sup>
desgl. der Laufräder . . . . .	1,230 <sup>m</sup>
desgl. der Tenderräder . . . . .	1,070 <sup>m</sup>
der Durchmesser der Achsschenkel bei den Treibachsen . . . . .	0,170 <sup>m</sup>
bei den Laufachsen . . . . .	0,163 <sup>m</sup>
bei den Tenderachsen . . . . .	0,100 <sup>m</sup>
der Cylinderdurchmesser . . . . .	0,430 <sup>m</sup>
der Kolbenhub . . . . .	0,576 <sup>m</sup>
die Länge der Treibstangen . . . . .	1,980 <sup>m</sup>
die Fläche des Schiebers . . . . .	0,077 <sup>qm</sup>
der Schieberhub bei 20 % Admission . . . . .	0,056 <sup>m</sup>
der Excenterscheiben-Durchmesser . . . . .	0,355 <sup>m</sup>
die Stirnfläche der Locomotive . . . . .	F = 7 <sup>qm</sup> .
Bei Kempten und Lingen betrug	
der Druck der Treibräder auf die Schienen ca.	38500 kg
« « « Tenderräder « « « «	21000 «
das Gewicht der drei Treibachsen . . . . .	8100 «
« « « « Tenderachsen . . . . .	3900 «
der Durchmesser der Treibräder an der Laufstelle	1,300 <sup>m</sup>
« « « « Tenderräder . . . . .	1,070 <sup>m</sup>
« « « « Achsschenkel bei den Treibachsen . . . . .	0,180 <sup>m</sup>
bei den Tenderachsen . . . . .	0,100 <sup>m</sup>
der Cylinderdurchmesser . . . . .	0,471 <sup>m</sup>
der Kolbenhub . . . . .	0,610 <sup>m</sup>
die Länge der Treibstange . . . . .	1,726 <sup>m</sup>
die Fläche des Schiebers . . . . .	0,0922 <sup>qm</sup>
der Schieberhub bei 0,25 % Admission . . . . .	0,056 <sup>m</sup>
der Excenterscheiben-Durchmesser . . . . .	0,380 <sup>m</sup>
die Stirnfläche der Locomotive . . . . .	F = 8 <sup>qm</sup> .

Der Werth  $\Sigma\left(\frac{T}{r^2}\right)$ , welcher zur Bestimmung der in den rotirenden Theilen vorhandenen lebendigen Kraft dient, berechnet sich, wenn man für die Radreifen die mittlere Stärke von 0.043<sup>m</sup> annimmt, bei den Personenzuglocomotiven nebst TENDERN

$$\Sigma\left(\frac{T}{r^2}\right) = 408,$$

bei den Güterzuglocomotiven nebst TENDERN

$$\Sigma\left(\frac{T}{r^2}\right) = 405,$$

bei den Wagen für jede Achse mit Rädern

$$\Sigma\left(\frac{T}{r^2}\right) = 40.$$

**Vergleich der Versuchsergebnisse mit den aufgestellten Formeln.**

Mit Rücksicht auf die grosse Verschiedenheit der im vorigen Hefte entwickelten Gleichungen von denen der Herren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné und denen des Herrn von Röckl erscheint es zweckmässig, zunächst die Uebereinstimmung derselben mit meinen Versuchsergebnissen auf graphischem Wege zu zeigen, indem wir für eine Locomotive von mittlerem Eigengewichte für gewisse Anfangs- und Endgeschwindigkeiten die Geschwindigkeitscurven nach den ent-

wickelten Formeln construiren. Zu diesem Zwecke wollen wir annehmen, es sei das Eigengewicht der Locomotive  $Q_1 = 54600$  Kilogramm, die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 18,6$  Meter und die Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 10$  Meter.

Da hier  $v_0 > c$  ist, so benutzen wir die Gleichung 5), welche für die allein fahrende Locomotive wegen  $\mathfrak{B}_2 = 0$  und  $M_2 = 0$  die Form annimmt:

$$\lg n (v^2 - c^2) = \lg n (v_0^2 - c^2) - 2 \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1} s.$$

Unter Einführung des Briggischen Logarithmus können wir dafür auch schreiben:

$$\log (v^2 - c^2) = \log (v_0^2 - c^2) - \frac{2}{2,30258} \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1} s.$$

Für  $\mathfrak{B}_1$  habe ich aus den Versuchen den Werth  $\mathfrak{B}_1 = 0,8575$  ermittelt. Es ist dies das Product aus einer von der Construction der Locomotive abhängigen Grösse F und einem Erfahrungscoefficienten  $\lambda$ , der nicht nur von dem Luftwiderstande, sondern von sämmtlichen mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsenden Widerständen abhängt. Führen wir daher für F die Stirnfläche der Locomotive  $F = 7$  ein, so ergibt sich

$$\lambda = \frac{0,8575}{7} = 0,1225.$$

Der Werth  $M_1 = \frac{Q_1}{9,81} + \Sigma\left(\frac{T}{r^2}\right) = \frac{54600}{9,81} + 408$

oder  $M_1 = 5975.$

Setzen wir ausserdem in obige Gleichung noch

$$\log (v_0^2 - c^2) = \log (18,6^2 - 10^2) = 2,39093,$$

so ergibt sich:

$$\log (v^2 - 100) = 2,39093 - 0,0001249 s$$

und man erhält für

$s_1 = 1000^m$	$v_1 = 16,86^m$
$s_2 = 2000^m$	$v_2 = 15,44^m$
$s_3 = 3000^m$	$v_3 = 14,28^m$
$s_4 = 4000^m$	$v_4 = 13,38^m$
$s_5 = 5000^m$	$v_5 = 12,57^m$
$s_6 = 6000^m$	$v_6 = 12^m$
$s_7 = 7000^m$	$v_7 = 11,5^m$
$s_8 = 8000^m$	$v_8 = 11,16^m$
$s_9 = 9000^m$	$v_9 = 10,88^m$
$s_{10} = 10000^m$	$v_{10} = 10,66^m.$

Wäre  $v_0 < c$ , so würden wir von der Gleichung 4 Gebrauch machen und unter Einführung des Briggischen Logarithmus erhalten:

$$\log (c^2 - v^2) = \log (c^2 - v_0^2) - \frac{2}{2,30258} \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1} s.$$

Setzen wir hierin  $c = 10^m$ ,  $\mathfrak{B}_1 = 0,8575$ ,  $M_1 = 5975$  und nehmen wir die Anfangsgeschwindigkeit  $v_0 = 4^m$ , so folgt:

$$\log (100 - v^2) = 1,92428 - 0,0001249 s$$

und es ergibt sich für

$s_1 = 1000^m$	$v_1 = 6,08^m$
$s_2 = 2000^m$	$v_2 = 7,27^m$
$s_3 = 3000^m$	$v_3 = 8,03^m$
$s_4 = 4000^m$	$v_4 = 8,57^m$
$s_5 = 5000^m$	$v_5 = 8,94^m$
$s_6 = 6000^m$	$v_6 = 9,22^m$
$s_7 = 7000^m$	$v_7 = 9,44^m$

$$\begin{aligned} s_8 &= 8000^m & v_8 &= 9,56^m \\ s_9 &= 9000^m & v_9 &= 9,67^m \\ s_{10} &= 10000^m & v_{10} &= 9,76^m \end{aligned}$$

Die so für eine bestimmte Beharrungsgeschwindigkeit gefundenen Curven können nach dem Vorstehenden ohne Weiteres für jede beliebige Anfangsgeschwindigkeit benutzt werden, und man wird unter Benutzung obiger Gleichungen leicht für jede andere Beharrungsgeschwindigkeit die zugehörigen Curven berechnen können.

Diese Werthe sind aber unter der Voraussetzung der graden geneigten Bahn erhalten. Wollen wir daher einen Vergleich mit den Versuchsergebnissen anstellen, so müssen wir noch den Einfluss der Gleiscurven berücksichtigen.

Auf der gleichmässig geneigten Versuchsstrecke zwischen Kilometer 403 und 398 befinden sich drei Curven von 800<sup>m</sup> Radius und zwei Curven von 1000<sup>m</sup> Radius, deren Länge und Lage aus der nachstehenden Tabelle zu ersehen sind. Darin bezeichnen  $R_1, R_2, \dots$  die Krümmungshalbmesser in Metern,  $l_1, l_2, \dots$  die Längen der Gleiscurven,  $b_1, b_2, \dots$  die Entfernungen von Curvenmitte bis zu einem bestimmten Punkte dem Kilometerzeiger 398,5. Die Werthe  $x_1, x_2, \dots$  geben die für die einzelnen Curven aus der Gleichung

$$x = \frac{0,6504}{R - 55}$$

erhaltenen Additional-Widerstandscoefficienten an.

$$\begin{array}{llll} R_1 = 800 & l_1 = 435 & b_1 = 4000 & x_1 = 0,000873 \\ R_2 = 800 & l_2 = 208 & b_2 = 3540 & x_2 = 0,000873 \\ R_3 = 800 & l_3 = 639 & b_3 = 2920 & x_3 = 0,000873 \\ R_4 = 1000 & l_4 = 345 & b_4 = 2040 & x_4 = 0,000688 \\ R_5 = 1000 & l_5 = 271 & b_5 = 680 & x_5 = 0,000688 \end{array}$$

Die durch die einzelnen Curven bewirkten Geschwindigkeitsabnahmen  $\Delta$  ergeben sich nun nach Gleichung 8, welche für alleinfahrende Locomotiven, weil  $\mathfrak{B}_2 = 0$  und  $M_2 = 0$  wird, die Form annimmt:

$$\Delta = -v_1 + \sqrt{v_1^2 + 2x \frac{Q_1}{M_1}}.$$

Setzt man hier ebenso wie oben  $Q_1 = 54600$  und  $M_1 = 5975$ , so ergeben sich für die einzelnen Curven und für verschiedene Geschwindigkeiten  $v_1$  die folgenden Werthe von  $\Delta$ :

Geschwindigkeit $v_1$ in Metern	Werthe von $\Delta$ in Metern				
	I. Curve	II. Curve	III. Curve	IV. Curve	V. Curve
20	0,17	0,07	0,25	0,10	0,07
18	0,19	0,08	0,28	0,11	0,08
16	0,21	0,09	0,31	0,12	0,09
14	0,25	0,11	0,35	0,14	0,11
12	0,29	0,12	0,41	0,17	0,12
10	0,34	0,15	0,49	0,20	0,15
8	0,43	0,19	0,60	0,25	0,19
6	0,56	0,25	0,71	0,32	0,25
4	0,80	0,36	1,10	0,47	0,36

Da diese Werthe von  $\Delta$  besonders für grössere Geschwindigkeiten sich nur wenig ändern, so wird man in den meisten Fällen auch für dazwischenliegende Werthe von  $v_1$  die zugehörigen Werthe von  $\Delta$  mit genügender Annäherung durch Interpolation nach dieser Tabelle bestimmen können.

Dadurch sind wir also in den Stand gesetzt, den gesetzmässigen Verlauf der Geschwindigkeitscurven für unsere Versuchsstrecke, unter Berücksichtigung der Neigungs- und Krümmungsverhältnisse für jede beliebige Anfangs- und Beharrungsgeschwindigkeit, unter Benutzung des auf Seite 9 des vorigen Heftes beschriebenen Verfahrens zu construiren.

Für die Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 10^m$  finden sich die so construirten Curven auf Taf. IV Fig. 1, wobei die für grade Bahn mit dem Neigungsverhältniss 1:200 geltenden Curven gleicher Anfangsgeschwindigkeit punktiert angedeutet sind. Dieselben zeigen mit den Curven der Versuchsergebnisse eine so gute Uebereinstimmung, als dies mit Rücksicht auf die vorhandenen Abweichungen der Anfangs- und Beharrungsgeschwindigkeiten und mit Rücksicht auf die unvermeidlichen äusseren Einwirkungen nur erwartet werden kann, so dass wir hierin eine Bestätigung des im vorigen Hefte abgeleiteten und durch die Gleichungen 4 und 5 ausgedrückten Bewegungsgesetzes und damit zugleich eine Bestätigung der dort entwickelten Widerstandsgleichung und des für  $\mathfrak{B}_1$  resp.  $\lambda$  eingeführten Werthes erblicken können.

#### Ermittlung der Beharrungsgeschwindigkeiten der Locomotiven auf grader geneigter Bahn und der Widerstandscoefficienten.

Können wir somit für einzeln fahrende Locomotiven den Werth  $\mathfrak{B}_1 = \lambda F$  als bekannt ansehen, so lässt sich der Widerstandscoefficient  $\mu_1$  jetzt berechnen, sobald die Beharrungsgeschwindigkeit  $c$  bekannt ist, weil aus Gleichung 2 für  $Q_2 = 0$  und  $B_2 = 0$  die Beziehung folgt

$$10) \quad \mu_1 = \sin \alpha - \frac{\mathfrak{B}_1 c^2}{Q_1}$$

Es wird daher darauf ankommen, mit möglichster Genauigkeit die mittlere Beharrungsgeschwindigkeit für jede Maschinen-gattung zu ermitteln.

Bei denjenigen Versuchen, bei denen die Fahrt über den horizontal gelegenen Bahnhof Pelter hinaus bis Kilometer 395 oder 394,5 fortgesetzt ist, lässt sich die jedesmalige Beharrungsgeschwindigkeit fast immer mit hinreichender Genauigkeit aus der entsprechenden Geschwindigkeitscurve entnehmen. Allein es ist sehr wünschenswerth, zu dieser Ermittlung auch die übrigen Versuchsfahrten benutzen zu können, bei denen die Locomotive noch mehr oder weniger weit von dem Beharrungszustande entfernt geblieben ist.

Wären die Versuche auf grader geneigter Bahn ausgeführt, so würden wir mit Hülfe der Gleichungen 6 und 7 den Werth  $c$  ermitteln können, sobald wir ausser der beobachteten Anfangsgeschwindigkeit  $v_0$  noch eine im bestimmten Abstände davon beobachtete Geschwindigkeit  $v_n$  kennen würden. Wir brauchen in die betreffenden Gleichungen nur für  $s = b$  den Werth  $v = v_n$  einzuführen um für

$$v_0 < c \quad c^2 = \frac{v_0^2 - v_n^2 \cdot 10^{Ab}}{1 - 10^{Ab}} \quad \text{und für}$$

$$v_0 > c \quad c^2 = \frac{v_n^2 \cdot 10^{Ab} - v_0^2}{10^{Ab} - 1}$$

zu erhalten, worin  $A = \frac{2}{2,30258} \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1}$  ist.

Weil aber die Locomotiven in Folge Durchfahrens der Gleiscurven gewisse Verzögerungen erleiden, so dürfen die durch die Versuche erhaltenen Geschwindigkeitswerthe nicht ohne Weiteres in diese Gleichungen für  $v_0$  und  $v_n$  eingesetzt werden, sondern sie müssen erst um die durch die Curvenwiderstände erlittenen Abweichungen vergrössert werden.

Die betreffenden Ordinaten der durch die Versuche gefundenen Curven, welche wir zur Unterscheidung mit  $\omega_0$  und  $\omega_n$  bezeichnen wollen, werden wir in einem möglichst grossen Abstände von einander wählen, weil dadurch etwaige Beobachtungsfehler weniger grossen Einfluss erhalten. Ich habe daher die mittleren Geschwindigkeiten zu Grunde gelegt, mit welchen die Kilometer 403 und 399 durchfahren wurden, so dass die bei Kilometer 402,5 und 398,5 aufgetragenen Ordinaten einen Abstand von 4000<sup>m</sup> von einander haben. Da die Mitte der ersten Gleiscurve mit der Mitte des Kilometers 403 zusammenfällt, so musste die Hälfte der hierdurch bewirkten Abweichungen, also  $\frac{A_1}{2}$ , den durch die Versuche erhaltenen mittleren Geschwindigkeiten hinzugefügt werden, um den Werth  $v_0$  zu erhalten, so dass also

$$v_0 = \omega_0 + \frac{A_1}{2} \text{ ist.}$$

Zur Bestimmung der Geschwindigkeit  $v_n$  bei Kilom. 398,5 werden wir aber den Einfluss der sämtlichen 5 Gleiscurven dieser Strecke berücksichtigen müssen. Jede einzelne wird zunächst eine Abweichung  $\mathcal{A}$  hervorbringen, deren Grösse sich nach Gleichung 8 berechnet, aber allmählich derart wieder abnimmt, dass dieselbe in einem Abstände  $b$  von der Mitte der Gleiscurve auf einen Werth  $\delta$  reducirt ist, dessen Verhältniss zu  $\mathcal{A}$  sich nach Gleichung 9 berechnet. Die Summe der sämtlichen  $\delta$ , welche wir mit  $\delta_n$  bezeichnen wollen, werden wir der Geschwindigkeit  $\omega_n$  hinzuzufügen haben, um den Werth  $v_n$  zu erhalten, so dass also  $v_n = \omega_n + \delta_n$  ist. Hat man so beide Werthe  $v_0$  und  $v_n$  festgestellt, so lässt sich die Beharrungsgeschwindigkeit nach den Gleichungen 6 resp. 7 berechnen.

Das Verhältniss  $\frac{\delta}{\mathcal{A}}$  berechnet sich wie wir gesehen haben nach der Gleichung 9:

$$\frac{\delta}{\mathcal{A}} = \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{1}{10^{Ab}},$$

worin das Verhältniss  $\frac{v_1}{v_2}$  durch die Gleichungen 4 oder 5 bestimmt werden kann, wenn wir darin  $v_0 = v_1$ ,  $s = b$  und  $v = v_2$  einführen. Bei Anwendung des Briggischen Logarithmus nehmen dieselben alsdann die Form an:

$$\log(c^2 - v_2^2) = \log(c^2 - v_1^2) - \frac{2}{2,30258} \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1} \cdot b$$

für  $v_1 < c$  und

$$\log(v_2^2 - c^2) = \log(v_1^2 - c^2) - \frac{2}{2,30258} \frac{\mathfrak{B}_1}{M_1} \cdot b$$

für  $v_1 > c$ .

Setzen wir auch hier  $\mathfrak{B}_1 = 0,8575$  und  $M_1 = 5975$ , so ergeben sich für verschiedene Anfangsgeschwindigkeiten  $v_1$  und

für eine Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 10^m$  folgende Werthe

von  $\frac{\delta}{\mathcal{A}}$ :

1) Werthe für  $\frac{\delta}{\mathcal{A}}$  und  $c = 10^m$ .

$v_1$	I. Curve	II. Curve	III. Curve	IV. Curve	V. Curve
20	0,453	0,501	0,571	0,682	0,883
18	0,436	0,484	0,554	0,667	0,879
16	0,415	0,463	0,535	0,651	0,871
14	0,389	0,435	0,509	0,629	0,860
12	0,356	0,403	0,475	0,599	0,846
10	0,321	0,366	0,437	0,559	0,827
8	0,269	0,310	0,375	0,498	0,784
6	0,212	0,247	0,305	0,416	0,716

Unter denselben Verhältnissen erhält man für eine Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 8$  die folgenden Werthe:

2) Werthe für  $\frac{\delta}{\mathcal{A}}$  und  $c = 8^m$ .

$v_1$	I. Curve	II. Curve	III. Curve	IV. Curve	V. Curve
18	0,472	0,517	0,586	0,692	0,888
16	0,453	0,501	0,570	0,680	0,883
14	0,430	0,478	0,550	0,665	0,876
12	0,403	0,450	0,521	0,642	0,866
10	0,365	0,412	0,483	0,606	0,848
8	0,324	0,370	0,440	0,564	0,830
6	0,256	0,295	0,359	0,480	0,771

Da die in diesen Tabellen enthaltenen Werthe für dieselben Curven und gleiche Anfangsgeschwindigkeiten nur wenig differiren, obgleich die Beharrungsgeschwindigkeiten um 2<sup>m</sup> von einander verschieden sind, so lassen sich für die vorliegenden

Versuche die Werthe  $\frac{\delta}{\mathcal{A}}$  mit hinreichender Genauigkeit nach diesen Tabellen bestimmen.

Auf diese Weise sind nun die in der nachfolgenden Tabelle enthaltenen Werthe von  $c$  berechnet, soweit dieselben nicht direct den Versuchen entnommen werden konnten.

Zeit des Versuches	Bezeichnung d. Fahrzeugs	$Q_1$ Eigengew. des Fahrzeugs kg	$M_1 = \frac{Q_1}{9,81} + 408$	$\omega_0$ m	$\frac{\mathcal{A}_1}{2}$ m	$\omega_n$ m	$\delta_n$ m	$c$ m
19. 8. 79	Fuse	54900	6004	10,0	0,17	10,31	0,65	11,3
27. 8. 79	"	55300	6045	—	—	—	—	11,65
25. 6. 80	"	54900	6004	13,38	0,13	8,77	0,71	6,8
26. 6. 80	"	54100	5923	14,17	0,12	9,62	0,68	7,82
28. 6. 80	"	54800	5994	12,2	0,14	9,09	0,74	8,41
9. 7. 80	"	55100	6024	—	—	—	—	10,80
10. 7. 80	"	56100	6127	17,14	0,10	11,90	0,54	9,25
11. 7. 80	"	55500	6066	18,78	0,09	$\frac{\omega_3}{14,70}$	0,54	11,82
9. 8. 79	Bigge	54100	5923	6,67	0,26	8,77	0,71	10,43
13. 6. 80	Honne	55500	6066	—	—	—	—	10,50

Die geringen Beharrungsgeschwindigkeiten der Maschine Fuse am 25., 26. und 28. Juni 1880 rühren, wie schon oben

erwähnt, daher, dass die Maschine unmittelbar vorher Achswechsel gehabt hatte, und die Lager sich noch nicht vollständig eingelaufen hatten. Diese Versuche sind deshalb von Interesse, weil sie den Einfluss der neuen Lager auf den Widerstandskoeffizienten erkennen lassen; bei Bestimmung der mittleren Beharrungsgeschwindigkeit dieser Gattung Personenzug-Locomotiven werden wir sie aber unberücksichtigt lassen, weil es hier mehr darauf ankommt, den Widerstandskoeffizienten für den normalen Zustand der Locomotiven zu ermitteln. Aus den übrigen Versuchen ergibt sich aber als mittlerer Werth der Beharrungsgeschwindigkeit

$$c = 10,82 \text{ Meter}$$

bei einem mittleren Gewichte der Locomotiven

$$Q_1 = 55214 \text{ Kilogramm.}$$

Führen wir diese Werthe in die Gleichung 10 ein

$$\mu_1 = \sin \alpha - \frac{\mathfrak{B}_1 c^2}{Q_1},$$

so erhalten wir

$$\mu_1 = 0,005 - \frac{0,8575 \cdot 10,82^2}{55214}$$

oder

$$\mu_1 = 0,0032.$$

Für die dreifach gekuppelten Güterzuglocomotiven Kempton und Lingen sind die Beharrungsgeschwindigkeiten ebenfalls, theils durch Rechnung, theils nach den Versuchsergebnissen direct bestimmt und mit den Bemerkungen über Zeit des Versuchs, Gewicht etc. in der folgenden Tabelle zusammengestellt:

Zeit des Versuches	Bezeichnung d. Fahrzeugs	$Q_1$ Eigengew. des Fahrzeugs kg	$M_1 = \frac{Q_1}{9,81} + 405$	$\omega_0$	$\frac{A_1}{2}$	$\omega_n$	$\delta_n$	c
				m	m	m	m	m
4. 10. 79	Kempton	60000	6521	—	—	—	—	9,40
6. 10. 79	"	58400	6358	12,2	0,14	10,6	0,74	10,86
16. 7. 80	Lingen	60100	6531	—	—	—	—	7,0
17. 7. 80	"	59700	6491	—	—	—	—	7,0

Aus diesen 4 Versuchen ergibt sich als mittlere Beharrungsgeschwindigkeit der Werth:  $c = 8,56^m$  bei einem Durchschnittsgewichte  $Q_1 = 59550$  kg. Wollen wir danach den Widerstandskoeffizienten  $\mu_1$  bestimmen, so haben wir

$$\mu_1 = \sin \alpha - \frac{\mathfrak{B}_1 c^2}{Q_1}, \text{ worin}$$

$$\mathfrak{B}_1 = \lambda \cdot F = 0,1225 \cdot 8 = 0,98, \text{ mithin}$$

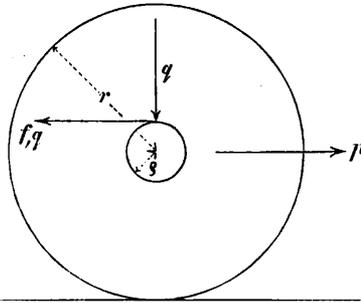
$$\mu_1 = 0,005 - \frac{0,98 \cdot 8,56^2}{59550}$$

$$\text{oder } \mu_1 = 0,0038 \text{ ist.}$$

Weil aber bei dem Versuche am 6. October 1879 mit Locomotive Kempton die Verhältnisse ausnahmsweise günstig gewesen zu sein scheinen, auch die Anzahl dieser Versuche nur gering ist, so wird es von Interesse sein, einen Vergleich mit den Versuchen der Personenzug-Locomotiven anzustellen, indem wir aus dem Widerstande  $\mu_1 Q_1$  den Zapfenreibungskoeffizienten berechnen und unter Annahme desselben Werthes den Widerstandskoeffizienten der dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven ermitteln.

Den Zapfenreibungskoeffizienten können wir aber folgendermassen bestimmen. Ruht eine Last  $q$  (Fig. 17) auf den Zapfen einer Achse vom Halbmesser  $\rho$ , deren Räder einen Halbmesser  $r$  besitzen,

Fig. 17.



so wird sich der Bewegung derselben ein Widerstand  $f_1 q$  entgegensetzen, dessen Drehmoment  $f_1 q \rho$  ist, und zu dessen Ueberwindung eine Zugkraft  $p = f_1 q \frac{\rho}{r}$

erforderlich ist. Bezeichnen

wir nun die auf die Laufachse bezüglichen Werthe mit dem Index 1, die auf die Treibachsen bezüglichen Werthe mit dem Index 2, und die auf die Tenderachsen bezüglichen Werthe mit dem Index 3, so haben wir:

$$\begin{aligned} q_1 &= 10300 \text{ kg,} & r_1 &= 0,617^m, & \rho_1 &= 0,081^m, \\ q_2 &= 15100 \text{ kg,} & r_2 &= 0,875^m, & \rho_2 &= 0,085^m, \\ q_3 &= 17100 \text{ kg,} & r_3 &= 0,535^m, & \rho_3 &= 0,050^m, \end{aligned}$$

und es ist

$$p_1 + p_2 + p_3 = f_1 \left( q_1 \frac{\rho_1}{r_1} + q_2 \frac{\rho_2}{r_2} + q_3 \frac{\rho_3}{r_3} \right) = f_1 \cdot 4394.$$

Da nun  $p_1 + p_2 + p_3$  den Reibungswiderstand der Locomotive bei äusserst langsamer Bewegung auf grader horizontaler Bahn bedeutet, so können wir setzen

$$p_1 + p_2 + p_3 = \mu_1 Q_1 = 0,0032 \cdot 55214 = 176,7 \text{ kg}$$

$$\text{und es ist } f_1 = \frac{176,7}{4394} = 0,0402.$$

Bezeichnen wir nun die auf den Achsen der Güterzug-Locomotive ruhende Last mit  $q_4$ , den Halbmesser der Zapfen mit  $\rho_4$  und den Halbmesser der Räder mit  $r_4$ , so ist

$$q_4 = 30400, \quad r_4 = 0,650, \quad \rho_4 = 0,090$$

und wir erhalten, weil die Dimensionen des Tenders genau dieselben sind wie bei den Personenzug-Locomotiven:

$$p_4 + p_3 = 0,0402 \left( 30400 \cdot \frac{0,090}{0,650} + 17100 \cdot \frac{0,050}{0,535} \right)$$

$$p_4 + p_3 = 232,5.$$

Setzt man hier  $\mu_1 Q_1 = p_4 + p_3 = 232,5$ ,

$$\text{so ergibt sich } \mu_1 = \frac{232,5}{59550} = 0,0039.$$

Der auf diese Weise für  $\mu_1$  gefundene Werth ist also nur wenig grösser, als der durch die Versuche gefundene. Derselbe entspricht einer Beharrungsgeschwindigkeit von  $8,16^m$ . Man wird hiernach also den Widerstandskoeffizienten für die zweifach gekuppelten Personenzug-Locomotiven

$$\mu_1 = 0,0032$$

und den Widerstandskoeffizienten für die dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven

$$\mu_1 = 0,0038 \text{ bis } 0,0039 \text{ setzen können.}$$

#### Widerstandskoeffizienten für Wagen.

Was nun den Widerstand der Wagen betrifft, so wird jeder einzelne Wagen, wie wir gesehen haben, einen gewissen

constanten Reibungswiderstand, aber auch einen mit dem Quadrate der Geschwindigkeit zunehmenden Widerstand bieten, der vorwiegend von der Fläche abhängt, welche der Wagen bei seiner Bewegung der Luft darbietet. Da nun jeder Wagen mehr oder weniger von dem vor ihm befindlichen Fahrzeuge vor dem Winde geschützt ist, so wird nur ein gewisser Theil der Stirnfläche desselben in Berechnung gezogen werden können. Die Flächen der einzelnen Wagen weichen aber sehr von einander ab. Bei den Güterzügen kommen Gepäckwagen, bedeckte und offene Güterwagen vor, von denen letztere wieder verschiedenen Einfluss ausüben, je nachdem sie beladen oder leer sind. Dabei ist es auf die Grösse des Widerstandes von wesentlichem Einfluss, ob Wagen von gleicher Gattung auf einander folgen oder ob bedeckte und offene Wagen etc. mit einander wechseln, weil im letzteren Falle der Luft eine weit grössere Fläche dargeboten wird. Bei den Personenzügen sind es besonders die Gepäckwagen und die vorragenden Bremser-sitze, welche einen grösseren Widerstand bieten, auch werden die Widerstände wesentlich vermehrt, wenn die weit ausladenden Durchgangswagen mit den weniger breiten Wagen mit seitlichen Eingängen wechseln. Berücksichtigt man hierzu noch, dass diese Widerstände durch die Wirkung des Seitenwindes erheblich vermehrt werden können, so folgt, dass es bei der Bestimmung dieser Flächen nur darauf ankommen wird, ungefähr zu treffende Mittelwerthe zu erhalten.

Ich habe nun gefunden, dass man mit den Versuchen gut übereinstimmende Werthe erhält, wenn man unter Anwendung des Werthes  $\lambda = 0,1225$

für den Gepäckwagen . . . . .	1,7 <sup>qm</sup> ,
< Personen- und bedeckte Güterwagen . . . . .	0,5 <
< offene beladene Güterwagen . . . . .	0,4 <
< < leere Güterwagen . . . . .	1 <
< jeden Personen- oder bedeckten Güterwagen,	
welcher einem offenen Güterwagen folgt ausserdem	1 <
in Anrechnung bringt.	

Die grosse Fläche für den Gepäckwagen ist deshalb angenommen, weil derselbe eine wesentlich grössere Stirnfläche als die Personen- und bedeckten Güterwagen besitzt, zugleich aber in der Regel als erster Wagen hinter dem Tender läuft, der eine geringere Höhe besitzt als die Personenwagen und bedeckten Güterwagen. Sollte nun auch der Gepäckwagen in der Mitte des Zuges laufen, so würde dadurch die Summe der dem Winde dargebotenen Flächen nicht geändert, wenn auch die Stirnwand des ersten Wagen jetzt theilweise an die Stelle des Gepäckwagen tritt.

Bei der Versuchsfahrt mit Zug 101 am 30. September 1879 von Kilometer 403 bis Kilometer 400 (vergl. Taf. IX) betrug das Gewicht der Locomotive Fuse nebst Tender

$$Q_1 = 54800 \text{ kg,}$$

das Gewicht des Wagenzuges

$$Q_2 = 50290 \text{ kg.}$$

Letzterer bestand aus 1 Gepäckwagen und 4 Personenwagen, so dass wir dafür eine Fläche

$$F_2 = 1,7 + 4 \cdot 0,5 = 3,7 \text{ qm}$$

in Anrechnung zu bringen haben. Hierbei näherte sich der Zug einer Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 13,5^m$ .

Es ist nun nach Gleichung 2)

$$\mu_2 Q_2 = (Q_1 + Q_2) \sin \alpha - \mu_1 Q_1 - (\mathfrak{B}_1 + \mathfrak{B}_2) c^2 \text{ oder}$$

$$\mu_2 Q_2 = (Q_1 + Q_2) \sin \alpha - \mu_1 Q_1 - 0,1225 (F_1 + F_2) c^2.$$

Führen wir hier ausser den obigen Werthen noch

$$\sin \alpha = 0,005, \quad \mu_1 = 0,0032 \text{ und } F_1 = 7 \text{ qm}$$

ein, so berechnet sich  $\mu_2 = 0,00221$ .

Bei der Versuchsfahrt mit Zug 115 am 13. Juli 1880 auf derselben Strecke von Kilometer 403 bis Kilometer 400 betrug das Gewicht der Locomotive Fuse

$$Q_1 = 54800 \text{ kg,}$$

das Gewicht des Wagenzuges

$$Q_2 = 75700 \text{ kg.}$$

Derselbe bestand aus einem Gepäckwagen und 6 Personenwagen, so dass man dafür eine Fläche

$$F_2 = 1,7 + 6 \cdot 0,5 = 4,7 \text{ qm}$$

annehmen kann. Dabei näherte sich der Zug einer Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 13,7^m$ . Für diese Werthe, sowie für

$$\sin \alpha = 0,005, \quad \mu_1 = 0,0032 \text{ und } F_1 = 7 \text{ qm}$$

ergibt aber die Gleichung

$$\mu_2 Q_2 = (Q_1 + Q_2) \sin \alpha - \mu_1 Q_1 - 0,1225 (F_1 + F_2) c^2$$

den Werth  $\mu_2 = 0,00275$ .

Als Mittelwerth aus beiden Versuchen findet sich

$$\mu_2 = 0,00248,$$

was mit den von Herrn von Röckl auf Grund der Bayerischen Versuche aufgestellten Widerstandscoefficienten für Wagen gut übereinstimmt.

Zur Bestimmung der Widerstände bei Güterzügen wurde am 7. October 1879 mit dem Zuge 523 und Maschine Kempten eine Versuchsfahrt von Kilometer 402 bis 398 ohne Dampf ausgeführt, bei welcher das Gewicht der Locomotive

$$Q_1 = 59000 \text{ kg,}$$

das Gewicht des Wagenzuges

$$Q_2 = 336800 \text{ kg}$$

betrug. Dabei bestand der Zug aus 1 Gepäckwagen, 14 bedeckten Güterwagen, von denen 6 hinter offenen Güterwagen liefen, ferner 10 leeren offenen und 8 beladenen offenen Güterwagen, wofür wir nach dem Vorstehenden eine Fläche

$$F_2 = 27,9 \text{ qm}$$

annehmen können. Der Zug näherte sich aber einer Beharrungsgeschwindigkeit  $c = 13,3^m$ . Führen wir daher diese Werthe in die Gleichung

$$\mu_2 Q_2 = (Q_1 + Q_2) \sin \alpha - \mu_1 Q_1 - 0,1225 (F_1 + F_2) c^2$$

ein und setzen

$$\sin \alpha = 0,005, \quad \mu_1 = 0,0038 \text{ und } F_1 = 8 \text{ qm,}$$

so wird

$$\mu_2 = 0,0029.$$

Bei schwerer belasteten Güterzügen wurde selbst bei geringer Anfangsgeschwindigkeit auf dieser Versuchsstrecke die zulässige Maximal-Geschwindigkeit für Güterzüge von 45 km pro Stunde oder 12,5<sup>m</sup> pro Secunde so bald erreicht, dass hierbei keine zuverlässigen Resultate erzielt werden konnten. So erlangte der Zug 553 am 19. Juli 1880 bei einem Locomotivgewichte von 57200 kg und einem Zuggewichte von 649500 kg mit einem Gepäckwagen und 41 beladenen offenen Güterwagen diese Maximal-Geschwindigkeit schon nach Durchlaufen von circa 2500<sup>m</sup>, obgleich die Anfangsgeschwindigkeit nur 7,35<sup>m</sup> betragen hatte, und es war nach dem Verlauf der

Curve die erlangte Geschwindigkeit noch zu weit vom Beharrungszustande entfernt, um dieselbe mit genügender Sicherheit bestimmen zu können.

Wenn daher der obige Werth  $\mu_1 = 0,0029$  auch den durch die Bayerischen Versuche gefundenen Mittelwerth von 0,0025 um etwas überschreitet, wie dies bei den weniger sorgfältig geschmierten Güterzügen wahrscheinlich häufiger vorkommen wird, so wollen wir doch mit Rücksicht auf die grosse Anzahl der Bayerischen Versuche den Werth von 0,0025 auch für Güterwagen beibehalten.

#### Zusammenstellung der gefundenen Resultate.

Fassen wir hiernach die wesentlichsten Resultate vorstehender Untersuchung zusammen, so haben wir zur Bestimmung der Zugkraft  $W$ , welche erforderlich ist, um eine ohne Dampf fahrende Locomotive nebst Tender vom Gewichte  $Q_1$  und einen Wagenzug vom Gewichte  $Q_2$  auf einer unter einem Winkel  $\alpha$  zur Horizontalen geneigten Ebene in einer Curve vom Halbmesser  $R$  mit einer Geschwindigkeit  $v$  zu bewegen, die Gleichung:

$$11) \quad W = Q_1 \mu_1 + Q_2 \mu_2 \pm (Q_1 + Q_2) \sin \alpha + (Q_1 + Q_2) \frac{0,6504}{R - 55} + \lambda (F_1 + F_2) v^2,$$

worin bei zweifach gekuppelten Personenzug-Locomotiven der Widerstandscoefficient

$$\mu_1 = 0,0032$$

und die Stirnfläche  $F_1 = 7^m$ , ferner bei dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven der Widerstandscoefficient

$$\mu_1 = 0,0038 \text{ bis } 0,0039$$

und die Stirnfläche  $F_1 = 8^m$  beträgt.

Der Widerstandscoefficient  $\mu_2$  kann für Personen- und Güterwagen in Uebereinstimmung mit den Versuchen der Bayrischen Staatsbahn  $\mu_2 = 0,0025$  angenommen werden, wobei für Locomotiven wie für Wagen Oelschmierung vorausgesetzt wird.

Die der Luft dargebotene Fläche  $F_2$  ist in der auf Seite 75 angegebenen Weise zu bestimmen und der Coefficient

$$\lambda = 0,1225$$

zu setzen.

Der zur Bestimmung des Additional-Curvenwiderstandes dienende Coefficient  $\frac{0,6504}{R - 55}$  ist dabei den Versuchen der Bayrischen Staatsbahn entnommen. Sämmtliche Werthe dieser Gleichung sind in Metern und Kilogrammen ausgedrückt.

#### Vergleich mit den Versuchsergebnissen der Herren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné.

Es wird nun von Interesse sein, einen Vergleich zwischen den hier gefundenen Resultaten und denen der Herren Vuillemin, Guebhard und Dieudonné anzustellen, da die Versuche der Letzteren auch mit einzeln fahrenden Locomotiven sowie mit ganzen Zügen ausgeführt sind.

Was zunächst die Widerstände der französischen Locomotiven betrifft, so erforderten dreifach gekuppelte Güterzug-Locomotiven im Gewichte von 50 000 kg ein Neigungsverhältniss der Bahn von 0,00952, um bei 24 km Geschwindigkeit

pro Stunde oder 6,67<sup>m</sup> pro Sekunde in den Beharrungszustand zu gelangen. Der Widerstandscoefficient ist also fast doppelt so gross, als der für die dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven der Elsass-Lothringer Bahn von mir ermittelte, weil diese bei einem Neigungsverhältnisse der Bahn von 0,005 schon eine Geschwindigkeit von circa 8<sup>m</sup> pro Sekunde erreichten.

Die französischen Locomotiven für gemischte Züge erforderten bei einem Gewichte von 50 000 kg ein Neigungsverhältniss der Bahn von 0,00641, um bei einer Geschwindigkeit von 45 km pro Stunde oder 12,5<sup>m</sup> pro Sekunde in den Beharrungszustand zu gelangen. Der hier auftretende Widerstandscoefficient ist ungleich geringer. Derselbe überschreitet den von mir für die Personenzug-Locomotiven gefundenen Werth nur um etwa 15 %. Ein genauer Vergleich lässt sich nicht anstellen, weil die Grösse der Stirnfläche der französischen Locomotiven nicht angegeben ist.

Was sodann die Widerstände der französischen Wagenzüge betrifft, so sind zu deren Bestimmung drei verschiedene Formeln für verschiedene Geschwindigkeitsgrenzen aufgestellt, weil es, wie angegeben wird, nicht gelungen sei, eine für alle Fälle ausreichende einfache Formel zu finden. Diese Formeln sind auf Seite 2 bereits mitgetheilt und ergeben durchweg weit höhere Werthe, als dies nach der von mir aufgestellten Formel und den angegebenen Erfahrungswerthen der Fall ist. Dabei ist aber sowohl das von der Geschwindigkeit unabhängige erste Glied, als auch das mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsende dritte Glied augenscheinlich zu klein angenommen. Ja, man findet sogar bei Einführung verschiedener Geschwindigkeiten in diese Gleichungen, dass der Werth des dritten Gliedes sich nur wenig ändert.

Setzt man z. B. in die Gleichung 2a)  $v = 47$  km,

in die Gleichung 3a)  $v = 57$  km und

in die Gleichung 4a)  $v = 70$  km,

so ergeben die mit dem Quadrate von  $v$  behafteten Glieder in allen drei Fällen fast genau denselben Werth.

Der Werth dieses dritten Gliedes sollte somit zum grossen Theil dem constanten ersten Gliede zugezählt werden.

Das zweite Glied muss deshalb fast ausschliesslich die mit der Geschwindigkeit wachsenden Widerstände zum Ausdruck bringen. Weil dazu aber die einfache Potenz von  $v$  nicht genügt, so haben genannte Herren für grosse Geschwindigkeiten den Zahlenfaktor zunehmen lassen, auch zur Aufstellung so vieler Gleichungen schreiten müssen, um einigermaassen übereinstimmende Werthe mit ihren Versuchsergebnissen zu erhalten.

Wendet man statt dessen die auf Seite 4 entwickelte Widerstandsgleichung

$$W = \mu Q + \lambda F v^2$$

an, so erhält man sofort eine genügende Uebereinstimmung mit den französischen Versuchsergebnissen, sobald man nur zutreffende Coefficienten einführt. Es können nämlich die grösseren Widerstände, die sich bei jenen Versuchen gezeigt haben, nur darauf zurückgeführt werden, dass einerseits die Zapfenreibungswiderstände grössere waren, und andererseits die Bahngleise sich in einem weniger guten Zustande befanden, als die der Elsass-Lothringischen Bahn. Die ersteren machen sich durch Er-

höhung des constanten Widerstandscoefficienten  $\mu_2$  geltend, die letzteren bewirken eine Erhöhung des Coefficienten  $\lambda$ .

Die Verhältnisse der Flächen werden dagegen nur wenig andere, als bei den von mir angestellten Versuchen sein.

Setzt man nun den Widerstandscoefficienten dieser französischen Versuche

$$\text{für Güterwagen } \mu_2 = 0,004,$$

$$\text{für Personenwagen } \mu_2 = 0,0034,$$

setzt man ferner den Coefficienten  $\lambda = 0,18$  und berücksichtigt bei Bestimmung der Fläche  $F_2$  die Anzahl der in den Zügen befindlichen Wagen, so erhält man bei den verschiedensten Geschwindigkeiten mit den Versuchsergebnissen gut übereinstimmende Werthe.

Die Gleichungen zur Bestimmung der bei jenen französischen Versuchen aufgetretenen Widerstände würden sich demnach folgendermassen gestalten für Güterzüge:

$$r = 0,004 + \frac{0,18 F_2 v^2}{Q_2}$$

und für Personenzüge:

$$r = 0,0034 + \frac{0,18 F_2 v^2}{Q_2}$$

wenn  $r$  den Widerstand pro Kilogramm Wagengewicht bedeutet.

Nach den in dem genannten Werke der Herren Vuillemin, Guehard und Dieudonné enthaltenen Versuchstabellen erforderten z. B. 23 Güterzüge mit durchschnittlich 39 Wagen, von denen 9 Stück offen waren, bei einem Gewichte  $Q_2 = 248000$  kg und einer Geschwindigkeit von 26,4 km pro Stunde oder  $v = 7,33^m$  pro Sekunde bei ruhigem Wetter einen Widerstand  $r = 0,00487$  pro Kilogramm. Setzen wir aber nach den aufgestellten Regeln  $F_2 = 1,7 + 9 \cdot 0,4 + 29 \cdot 0,5 + 2$  oder  $F_2 = 21,8^m$ , indem wir einmal annehmen wollen, dass zwei der bedeckten Güterwagen sich hinter offenen Wagen befinden haben, so ergibt sich, wenn wir diese Werthe in die obere Gleichung einführen

$$r = 0,004 + \frac{0,18 \cdot 21,8 \cdot 7,33^2}{248000} = 0,00485.$$

Wir haben also nahezu vollständige Uebereinstimmung der Werthe für  $r$ .

Ferner verursachten nach den französischen Versuchstabellen 4 Personenzüge mit durchschnittlich 16 Wagen, einem mittleren Gewichte  $Q_2 = 100000$  kg bei einer Geschwindigkeit von 45 km pro Stunde oder  $v = 12,5^m$  pro Sekunde bei ruhigem Wetter einen Widerstand  $r = 0,00598$  pro Kilogramm. Setzen wir nun wieder  $F_2 = 1,7 + 15 \cdot 0,5 = 9,2^m$  und führen diese Werthe in die obere Gleichung ein, so ergibt sich

$$r = 0,0034 + \frac{0,18 \cdot 9,2 \cdot 12,5^2}{100000}$$

$$r = 0,00599.$$

Auch hier stimmen beide Werthe für  $r$  sehr nahe überein.

Weitere 7 Personenzüge mit durchschnittlich 16 Wagen und einem mittleren Gewichte  $Q_2 = 100000$  kg verursachten bei einer Geschwindigkeit von 52 km pro Stunde oder 14,4<sup>m</sup> pro Sekunde bei ruhigem Wetter einen Widerstand  $r = 0,00653$  pro Kilogramm.

Setzen wir wieder  $F_2 = 9,2^m$  und führen diese Werthe in die obere Gleichung ein, so ergibt sich:

$$r = 0,0034 + \frac{0,18 \cdot 9,2 \cdot 14,4^2}{100000}$$

$$r = 0,00683 \text{ pro Kilogramm.}$$

Weitere 3 Personenzüge mit durchschnittlich 16 Wagen und einem mittleren Gewichte  $Q_2 = 98000$  kg verursachten bei einer Geschwindigkeit von 60 km pro Stunde oder  $v = 16,67^m$  pro Sekunde einen Widerstand  $r = 0,00805$  pro Kilogramm. Setzen wir auch hier  $F_2 = 9,2$  und führen diese Werthe in die obere Gleichung ein, so wird

$$r = 0,0034 + \frac{0,18 \cdot 9,2 \cdot 16,67^2}{98000}$$

$$r = 0,00801.$$

Die grosse Uebereinstimmung, welche wir hier unter den verschiedensten Verhältnissen zwischen den berechneten Werthen und den französischen Versuchsergebnissen finden, bestätigt in eclatanter Weise die Richtigkeit der oben entwickelten allgemeinen Widerstandsgleichung.

Unter den Versuchen der Herren Vuillemin, Guehard und Dieudonné ist auch ein solcher mit einer Geschwindigkeit von 76 km aufgeführt, auf welchen sich auch die vierte Formel der genannten Herren stützt. Der hierbei gefundene Widerstand weicht aber um circa 22% von demjenigen Werthe ab, welchen die von mir aufgestellte Formel unter gleichen Verhältnissen ergibt. Da sich aber auch unter den übrigen französischen Versuchen Abweichungen selbst bis zu 34% von dem Mittelwerthe finden, indem z. B. bei den oben aufgeführten 23 Güterzügen Widerstände von 0,00600 und 0,00322 pro Kilogramm vorkommen, während der Mittelwerth 0,00487 beträgt, so darf eine solche Abweichung von 22% nicht befremden; man wird aber dem oben erwähnten ja auch nur vereinzelt Versuche keinen Werth beilegen dürfen.

#### Versuche über den Wasserverbrauch der Locomotiven.

Gleichzeitig mit den hier beschriebenen Versuchen, die ich aus eigenem Antriebe angestellt habe, habe ich im Auftrage der Kaiserlichen General-Direction der Eisenbahnen in Elsass-Lothringen in meiner damaligen Eigenschaft als Eisenbahn-Maschinenmeister eingehende Versuche über den Wasserverbrauch der Locomotiven gemacht. Es wurde nämlich eine Revision des Kohlenprämiens-Reglements beabsichtigt. Weil aber die directe Ermittlung des Kohlenverbrauchs nicht mit der genügenden Präcision erfolgen konnte und zu wenig zuverlässige Resultate gab, so wurden zunächst ausgedehnte Ermittlungen angestellt, wieviel Kilogramm Wasser durch 1 kg Steinkohlen verdampft wurden, und sodann genaue Messungen der bei Beförderung leerfahrender Locomotiven und ganzer Züge auf den verschiedenen Bahnstrecken verbrauchten Wassermengen vorgenommen, um daraus auf den Kohlenverbrauch zurückschliessen zu können.

Zu diesem Zwecke wurden sowohl auf beiden Seiten der Locomotive, als auch auf beiden Seiten des Tenders Wassersstandsgläser angebracht, deren Messinghülsen mit Millimetertheilung und Schieber zum genauen Ablesen des Wasserstandes versehen waren. Dieselben befanden sich in Ebenen, welche normal zur Längsachse der Locomotive durch die Mitte der Wasserfläche gingen, um zu erreichen, dass das arithmetische

Mittel der Ablesungen, unabhängig von dem Neigungsverhältniss der Bahn, den Gleisüberhöhungen in den Curven und von zufälligen Unebenheiten der Bahn den richtigen Wasserstand angebe. Dabei war sowohl der Inhalt der zu den Versuchen verwandten Tenderbassins, als auch der Locomotivkessel zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstande durch allmähliches Ablaufenlassen des Wassers genau ermittelt, indem der Wasserstand von 100 zu 100 Liter bestimmt und danach die weitere Eintheilung bewirkt wurde.

Während der Fahrt wurde sodann das beim Injectiren verlorene Schlabberwasser in einem besonderen Behälter aufgefangen, um dasselbe genau bestimmen und in Abzug bringen zu können.

Weil nun die Menge des verdampften Wassers eine bestimmte Arbeit repräsentirt, so ist es von Interesse, zu untersuchen, wie sich der Wasserverbrauch bei verschiedenen Geschwindigkeiten, sowie bei verschiedenen Widerständen verhalten hat, und zwar wollen wir zu dem Zwecke einerseits die Arbeitseinheiten berechnen, welche nach der Stärke und Geschwindigkeit der Züge durchschnittlich pro Sekunde zu überwinden waren, und andererseits den Wasserverbrauch pro Sekunde, sowie die Arbeitseinheiten ermitteln, welche durch je 1 kg verdampftes Wasser verrichtet sind.

#### Berechnung der von der Locomotive verrichteten Arbeit.

Die Kräfte, welche zur Bewegung von Wagenzügen, sowie ohne eigenen Dampf fahrender Locomotiven erforderlich sind, haben wir oben bereits kennen gelernt. Soll aber die Bewegung durch den Dampf der Locomotive erfolgen, so kommen noch gewisse Arbeitsvermehrungen hinzu.

Der Dampfschieber wird seinen Weg unter dem Drucke des Dampfes zurücklegen, die Excentrikringe werden sich auf den Excentrikscheiben unter entsprechend grösseren Pressungen bewegen, die Treib- und Kuppelstangen werden sich bei ihrer Bewegung auf den Zapfen unter dem Drucke des Dampfkolbens befinden, und es werden auf diese Weise durch den Dampf der Locomotive zu überwindende Reibungsarbeiten auftreten, welche zu den oben ermittelten Widerständen hinzutreten und deshalb zunächst zu bestimmen sind.

Ist  $p$  der mittlere Dampfdruck im Schieberkasten,  $o$  die Fläche des Schiebers und  $f$  der Reibungscoefficient zwischen Schieber und Schieberfläche, so ist der Widerstand, welcher sich der Bewegung des Schiebers entgegensetzt,  $p o f$ . Ist ferner  $s$  der Weg des Schiebers pro Umdrehung und  $D$  der Durchmesser der Treibräder, so ist die Reibungsarbeit eines Schiebers pro Umdrehung  $p o f s$  und die Arbeit beider Schieber pro Meter der zurückgelegten Wegeslänge der Locomotive

$$1) \quad S_1 = \frac{2 p o f s}{D \pi}.$$

Die zur Bewegung eines Schiebers erforderliche Schubkraft  $p o f$  vertheilt sich auf zwei Excentrikscheiben und es wird je nach der Stellung der Steuerung der Druck bald auf die eine, bald auf die andere grösser oder kleiner sein. Die Summe der Druckkräfte bleibt aber  $p o f$ , und es wird daher die Reibungsarbeit ebenso gross sein, als wenn dieselbe nur durch eine Excentrikscheibe verrichtet würde. Bezeichnen wir den

Durchmesser der Excentrikscheiben mit  $E$ , den Zapfenreibungscoefficienten mit  $f_1$ , so ist die Reibungsarbeit pro Umdrehung für einen Schieber  $p o f \cdot E \pi \cdot f_1$  und es wird die Reibungsarbeit für beide Seiten der Locomotive und per Meter Wegeslänge

$$S_2 = \frac{2 p o f \cdot E \pi f_1}{D \pi} \text{ oder}$$

$$2) \quad S_2 = 2 p o f \cdot f_1 \frac{E}{D} \text{ sein.}$$

Diese Arbeiten hängen also ausser von dem Drucke des Dampfes von der Construction der Locomotive und der Grösse des Schieberwegs ab. Da aber der Druck des Dampfes auf den Schieber, sowie der Schieberweg sich nur wenig ändert, so kann man diese Arbeiten als constant betrachten.

In Betreff des Kurbelmechanismus haben wir die Reibungsarbeiten zu unterscheiden, welche durch die hin und hergehende Bewegung des Kreuzkopfes auf den Gleitbahnen, ferner durch die Bewegung des vorderen Treibstangenlagers auf dem Kreuzkopfbzapfen, des hinteren Treibstangenlagers und der Kuppelstangenlager auf ihren Kurbelzapfen verursacht werden. Die Reibungsarbeit der Achslager wird nämlich durch den Dampfdruck nur wenig verändert. Bezeichnen wir den Kurbelradius mit  $r$ , die Länge der Schubstange mit  $l$ , den Durchmesser des Kreuzkopfbzapfens mit  $d_1$ , den Kurbelzapfen der Schubstange mit  $d_2$ , den der Kuppelstangen mit  $d_3$ , bezeichnen wir ferner den Reibungscoefficienten zwischen Kreuzkopf und Gleitbahnen, sowie zwischen Kreuzkopflager und Zapfen, bei welchen nur hin und hergehende Bewegung stattfindet, mit  $f$ , den Zapfenreibungscoefficienten für die rotirende Bewegung mit  $f_1$  und den mittleren Kolbendruck mit  $P$ , so ergeben sich pro Umdrehung der Treibräder folgende Reibungsarbeiten:

3) Reibungsarbeit zwischen Kreuzkopf und Gleitbahnen

$$L_1 = f \frac{P r^2 \pi}{l},$$

4) Reibungsarbeit zwischen Kreuzkopflager und Zapfen

$$L_2 = 2 f P d_1 \frac{r}{l},$$

5) Reibungsarbeit zwischen Treibstangenlager und Kurbelzapfen

$$L_3 = f_1 P d_2 \pi$$

6) Reibungsarbeit zwischen Kuppelstangenlagern und Kurbelzapfen. Hier müssen wir zwischen den zweifach und dreifach gekuppelten Locomotiven unterscheiden. Bei ersteren wird die Hälfte des Druckes auf die Kuppelachsen übertragen und ist deshalb in jedem der beiden Stangenlager ein Druck  $\frac{P}{2}$  anzunehmen. Wir erhalten daher

$$a) \quad L_4 = 2 \cdot \frac{P}{2} f_1 d_3 \pi$$

$$\text{oder } L_4 = f_1 P d_3 \pi$$

Bei den dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven muss auf jeden Kuppelzapfen ein Drittel des Druckes  $P$  übertragen werden und wird somit von dem Zapfen der Treibachse ein Druck gleich der Summe beider Druckkräfte ausgeübt werden. Hat daher hier der Zapfen einen Durchmesser  $d_4$ , so ist die Arbeit

$$b) \quad L_4 = \frac{2}{3} f_1 P d_3 \pi + \frac{2}{3} f_1 P d_4 \pi$$

$$\text{oder } L_4 = \frac{2}{3} f_1 P \pi (d_3 + d_4).$$

Nun ist aber die Arbeit, welche die Kraft  $P$  während einer Umdrehung verrichtet,  $L = P \cdot 4 r$ .

Wollen wir daher das Verhältniss der Reibungsarbeiten des Kurbelmechanismus zu dieser Totalarbeit des Dampfkolbens haben, so ergibt sich:

für Personenzug-Locomotiven

$$\frac{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}{L} = \frac{f r \pi}{4 l} + \frac{f d_1}{2 l} + f_1 \frac{\pi d_2}{4 r} + \frac{f_1 \pi d_3}{4 r}$$

$$7) \frac{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}{L} = \frac{f}{l} \left( \frac{\pi}{4} r + \frac{d_1}{2} \right) + f_1 \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{r} \right)$$

8) für dreifach gekuppelte Güterzug-Locomotiven

$$\frac{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}{L} = \frac{f}{l} \left( \frac{\pi}{4} r + \frac{d_1}{2} \right) + f_1 \pi \left( \frac{d_2}{4 r} + \frac{d_3 + d_4}{6 r} \right)$$

Die hier erhaltenen Werthe sind constante Grössen, die lediglich von der Construction der Locomotive und dem Zustande der gleitenden Flächen abhängen. Es wird somit die Summe der Reibungsarbeiten  $L_1$  bis  $L_4$  proportional der Totalarbeit  $L$  wachsen. Führen wir in diese Gleichungen die auf Seite 49 bis 51 bereits aufgeführten Werthe ein, wonach für die Personenzug-Locomotive von der Construction der Maschine

$$O = 0,077^m, s = 0,112^m, E = 0,355^m,$$

$$D = 1,75^m, r = 0,288^m, l = 1,980^m \text{ ist,}$$

setzen wir ferner:

$$d_1 = 0,065^m, d_2 = 0,105^m, d_3 = 0,080^m$$

$$f = 0,1, f_1 = 0,04, \text{ welchen Werth wir auf}$$

Seite 72 als Zapfenreibungscoefficienten für die Achslager gefunden haben, und nehmen wir hier den mittleren Druck im Schieberkasten  $p = 70000 \text{ kg}$ , da der normale Kesseldruck 9 Atmosphären beträgt, so erhalten wir pro Meter Fahrt für die Schieberreibung:

$$S_1 = \frac{2 \cdot 70000 \cdot 0,077 \cdot 0,1 \cdot 0,112}{1,75 \cdot \pi} = 22 \text{ Meterkilogr.}$$

und für die Excentrikreibung:

$$S_2 = 2 \cdot 70000 \cdot 0,077 \cdot 0,1 \cdot 0,04 \cdot \frac{0,355}{1,75} = 9 \text{ Meterkilogr.,}$$

zusammen also  $S = S_1 + S_2 = 31 \text{ Meterkilogramm.}$

Ferner erhalten wir nach Gleichung 7)

$$\frac{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}{L} = \frac{0,1}{1,98} \left( \frac{\pi}{4} \cdot 0,288 + \frac{0,065}{2} \right)$$

$$+ \frac{0,04 \pi}{4} \left( \frac{0,105 + 0,080}{0,288} \right) = 0,033$$

Bei den dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven von der Construction der Maschinen Kempton und Lingen ist

$$O = 0,0922^m, s = 0,112^m, E = 0,380^m,$$

$$D = 1,3^m, r = 0,305^m, l = 1,726^m,$$

$$d_1 = 0,065^m, d_2 = 0,095^m, d_3 = 0,130^m,$$

$$d_4 = 0,080^m \quad f = 0,1 \text{ und } f_1 = 0,04.$$

Den Schieberkastendruck können wir bei Maschine Kempton  $p = 70000 \text{ kg}$  und bei Maschine Lingen  $p = 80000 \text{ kg}$  setzen, weil der normale Kesseldruck bei der ersteren 9 Atmosphären und bei der letzteren 10 Atmosphären beträgt.

Unter Benutzung dieser Werthe erhalten wir pro Meter Wegeslänge bei Maschine Kempton für die Schieber-Reibung

$$S_1 = \frac{2 \cdot 70000 \cdot 0,0922 \cdot 0,1 \cdot 0,112}{1,3 \cdot \pi} = 35 \text{ Meterkilogr.,}$$

für die Excentric-Reibung:

$$S_2 = 2 \cdot 70000 \cdot 0,0922 \cdot 0,1 \cdot 0,04 \cdot \frac{0,38}{1,3} = 15 \text{ Meterkilogr.}$$

mithin zusammen  $S = S_1 + S_2 = 50 \text{ Meterkilogramm}$ , und in derselben Weise für Maschine Lingen  $S = S_1 + S_2 = 57 \text{ Meterkilogramm.}$

Für die Reibungsarbeit des Kurbelmechanismus dieser dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven berechnet sich nach Gleichung 7 das Verhältniss

$$\frac{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}{L} = \frac{0,1}{1,726} \left( \frac{\pi}{4} \cdot 0,305 + \frac{0,065}{2} \right)$$

$$+ 0,04 \pi \left( \frac{0,095}{4 \cdot 0,305} + \frac{0,130 + 0,080}{6 \cdot 0,305} \right) = 0,040.$$

Hierdurch sind wir nun in den Stand gesetzt, die gesammte Arbeit zu bestimmen, welche der Dampf der Locomotive verrichten muss, um einen Eisenbahnzug mit einer gewissen Geschwindigkeit von einer Station nach einer andern zu befördern. Die Entfernung der beiden Endstationen sei  $s$ , ihre Niveaudifferenz sei  $h$ , die mittlere Geschwindigkeit sei  $v_m$ , die Halbmesser der Curven seien  $R_1, R_2$  u. s. w., die zugehörigen Längen  $l_1, l_2$  u. s. w.

Da das Gewicht der Locomotive sich während der Fahrt wegen des Wasser- und Kohlenverbrauchs beständig ändert, so soll hier  $Q_1$  das mittlere Locomotivgewicht bedeuten. Wir wollen sodann annehmen, dass der Zug während der Fahrt  $n$  mal halten muss, und jedesmal eine Geschwindigkeit  $v_n$  durch die Wirkung der Bremsen auf  $0$  reduziert werde. Unter diesen Voraussetzungen und unter Beibehaltung der sonst bereits angenommenen Bezeichnungen werden wir folgende Widerstände zu berücksichtigen haben:

1) Für Bewegung des Zuges auf gerader horizontaler Bahn:

$$(\mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + \lambda (F_1 + F_2) v_m^2) s,$$

2) Für Hebung oder Senkung des Zuges um die Höhe  $h$ :

$$\pm (Q_1 + Q_2) h,$$

3) Für Ueberwindung der Curvenwiderstände:

$$(Q_1 + Q_2) \left( \frac{0,6504}{R_1 - 55} \cdot l_1 + \frac{0,6504}{R_2 - 55} \cdot l_2 + \dots \right)$$

oder wenn wir den zweiten Faktor mit  $q$  bezeichnen:

$$(Q_1 + Q_2) q.$$

So oft ein Zug gebremst wird, geht eine dieser Geschwindigkeitsabnahme entsprechende lebendige Kraft oder Arbeit verloren von der Grösse

$$\frac{M_1 + M_2}{2} \cdot v_n^2$$

mithin bei  $n$  maligem Halten

$$n \cdot \frac{M_1 + M_2}{2} v_n^2.$$

Hierzu tritt dann noch die Schieber und Excentrik-Reibung, welche bei den Personenzug-Locomotiven  $31 \cdot s$  und bei den Güterzug-Locomotiven  $50 \cdot s$  resp.  $57 \cdot s$  beträgt. Der Summe dieser sämmtlichen Werthe haben wir sodann wegen der Reibungsarbeiten des Kurbelmechanismus bei den Personenzug-Locomotiven  $3,3\%$  und bei den Güterzug-Locomotiven  $4\%$  hinzuzufügen und erhalten somit folgende Gleichung zur Berechnung der Totalarbeit:

a) für Personenzüge:

$$12a) A = 1,033 \left( (\mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + \lambda (F_1 + F_2) v_m^2 + 31) s \right. \\ \left. + (Q_1 + Q_2) (q \pm h) + n \cdot \frac{M_1 + M_2}{2} v_n^2 \right)$$

b) für Güterzüge:

$$12b) A = 1,04 \left[ \left( \mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + \lambda (F_1 + F_2) v_m^2 + \frac{50}{57} \right) s \right. \\ \left. + (Q_1 + Q_2) (q \pm h) + n \frac{M_1 + M_2}{2} v_n^2 \right]$$

Bei der Ausführung der Versuche wurde mit Maschine Fuse eine grössere Anzahl Leerfahrten mit sehr verschiedenen Geschwindigkeiten ausgeführt, um den Einfluss der Geschwindigkeit auf den Wasserverbrauch erkennen zu können, aber auch verschiedene Versuche mit Personen- und Schnellzügen angestellt. Ebenso wurden mit Güterzug-Locomotive Lingen sowohl Leerfahrten, als auch Transporte von Güterzügen vorgenommen und sind die Resultate dieser Versuche in den Tabellen III. und IV. zusammengestellt, zu deren Erläuterung das Folgende bemerkt werde.

Die meisten Versuche wurden auf der Strecke Sablon-Forbach ausgeführt, einer Länge von 68200<sup>m</sup> mit einem stärksten Steigungsverhältnisse von 1:200 und einer Höhendifferenz zwischen Sablon und Forbach von 46,62<sup>m</sup>, derart, dass für die Fahrt von Sablon nach Forbach  $h = +46,62^m$  und für die Fahrt von Forbach nach Sablon  $h = -46,62^m$  betrug. Auf dieser Strecke befanden sich Curven

von 800 <sup>m</sup> Radius in einer Gesamtlänge von 7580 <sup>m</sup> ,	
< 1000 <sup>m</sup> <    <    <    <    < 1880 <sup>m</sup> ,	
< 1500 <sup>m</sup> <    <    <    <    < 6490 <sup>m</sup> ,	
< 2000 <sup>m</sup> <    <    <    <    < 2720 <sup>m</sup> ,	
< 3000 <sup>m</sup> <    <    <    <    < 2500 <sup>m</sup> ,	

sodass sich der Werth  $q$  nach der Gleichung berechnet:

$$q = 0,6504 \left( \frac{7580}{800-55} + \frac{1880}{1000-55} + \frac{6490}{1500+55} \right. \\ \left. + \frac{2720}{2000-55} + \frac{2500}{3000-55} \right)$$

oder  $q = 18,08$ .

In derselben Weise sind die Werthe von  $q$  auch für die übrigen Versuchsstrecken bestimmt.

Die Tabellen enthalten sodann die mittleren Gewichte der Locomotiven, die Bruttogewichte der Wagen und die Anzahl der letzteren nach den verschiedenen Gattungen getrennt und zwar ist Zahl und Gewicht derjenigen Wagen jedesmal besonders aufgeführt, welche nicht über die ganze Versuchsstrecke, sondern nur über einen Theil derselben befördert wurden.

Die Widerstandscoefficienten der Locomotiven  $\mu_1$  wurden für die verschiedenen Fahrten nach den dabei gefundenen Beharrungsgeschwindigkeiten bestimmt und weichen deshalb zum Theil auch von dem gefundenen Durchschnittswerthe etwas ab. Als Widerstandscoefficient für Wagen ist dagegen durchweg  $\mu_2 = 0,0025$  angenommen.

Was den Arbeitsverlust durch Bremswirkung betrifft, so wurde durch einen Finkbein'schen Geschwindigkeitsmesser gefunden, dass die durch Bremsen vernichtete Geschwindigkeit  $v_n$  bei den Leerfahrten der Personenzug- und Güterzug-Locomotiven,

sowie bei den Personen- und Schnellzügen in der Regel der mittleren Geschwindigkeit  $v_m$  sehr nahe kam und deshalb hier  $v_n = v_m$  gesetzt werden konnte, während bei den Güterzügen etwa  $v_n = \frac{v_m}{2}$  betrug. In den Tabellen ist deshalb nur die

Anzahl  $n$  der Haltestellen aufgeführt. Da nun ausserdem noch das Gewicht des verdampften Wassers, die Fahrzeit pro Sekunde und die mittlere Geschwindigkeit in den Tabellen angegeben sind, so enthalten dieselben alle Angaben, welche zur Berechnung der Arbeitsleistung und des Wasserverbrauchs erforderlich sind.

Hiernach berechnet sich z. B. die Arbeitsleistung bei der Fahrt der Maschine Fuse am 25. Juni 1880 von Sablon bis Forbach nach der Gleichung:

$$A = 1,033 \left[ (0,00427 \cdot 55400 + 0,1225 \cdot 7 \cdot 13,15^2 + 31) 68200 \right. \\ \left. + 55400 (18,08 + 46,62) + 4 \cdot \frac{6058}{2} \cdot 13,15^2 \right]$$

oder  $A = 35197000$  Meterkilogramm.

Da nun die Fahrt 5185 Sekunden dauerte und 2040 kg Wasser resp. Dampf erforderte, so wurden pro Sekunde 6788 Meterkilogramm oder 90,5 Pferdekräfte geleistet und 0,393 kg Wasser verbraucht, hierbei aber von jedem Kilogramm Wasser 17254 Meterkilogramm verrichtet.

Die auf diese Weise berechneten Werthe finden sich in den drei letzten Columnen der Tabellen III. und IV. zusammengestellt.

Bei der Berechnung der Arbeitsleistungen für die verschiedenen Versuchsfahrten wurden für die ganzen Züge nur die Höhenlagen der Anfangs- und Endstationen und für die auf den Zwischenstationen ein- oder ausgesetzten Wagen die Höhenlagen dieser Stationen in die Rechnung eingeführt, ohne auf die Steigungen und Gefälle Rücksicht zu nehmen, welche ausserdem zwischen diesen Stationen vorkommen. Es fragt sich jedoch, ob das unter allen Umständen gerechtfertigt ist.

Denken wir uns eine zwischen den Endpunkten liegende Erhöhung, so wird allerdings bei deren Ersteigung die Schwerkraft überwunden werden müssen und dabei eine Arbeit verrichtet werden, welche beim darauf folgenden Abwärtsfahren wiedergewonnen wird, sofern die dieser Neigung entsprechende Beharrungsgeschwindigkeit nicht zu gross ist.

Erreicht aber die Geschwindigkeit des Zuges gewisse Grenzen, die für verschiedene Zuggattungen verschieden bestimmt sind, so muss eine Verzögerung durch die Bremsen herbeigeführt werden, wodurch eine gewisse lebendige Kraft vernichtet wird. Eine derselben entsprechende Arbeit musste also bei Ersteigung der Höhe mehr aufgewendet werden, ohne wiedergewonnen zu werden und muss somit zu der ursprünglich berechneten Arbeit noch hinzugerechnet werden, um die Totalarbeit zu erhalten. Auf den von mir benutzten Versuchsstrecken Sablon-Forbach resp. Metz-Saarbrücken, auf welchen die stärksten Steigungen 1:200 betragen, trat dieser Fall weder bei einzeln fahrenden Locomotiven, noch bei Personenzügen ein, weil die dafür vorgeschriebenen Maximalfahrgeschwindigkeiten nicht erreicht wurden. Auch bei den mässig belasteten Güterzügen 546 am 19. und 20. Juli wurde die Maximalgeschwindigkeit für Güterzüge von 12,5<sup>m</sup> pro Sekunde nicht

Tabelle III.

No. des Versuchs	Datum des Versuchs	Name der Maschine	No. des Zuges	Versuchsstrecke		Länge der Strecke in Metern	Steigung h m	Curvenwiderstand ρ	Q <sub>1</sub> Gewicht der Maschine kg	Q <sub>2</sub> Bruttogewicht der Wagen kg	Anzahl der				Widerstandscoefficienten		Anzahl der Haltestellen n	Verdampftes Wasser kg	Fahrzeit Sec.	Mittlere Geschwindigkeit v <sub>m</sub> m	Arbeit pro Sec. in Pferdek.	Arbeit pro Kilogr. Wasse: in Meter-Kilogr.	Wasserverbrauch in Kilogr. pro Sec.
				von	bis						Packwagen	bedeckte Wagen	leere Wagen	offene beladene W.	μ <sub>1</sub>	μ <sub>2</sub>							
1	19. 8. 79	Fuse	leer	Sablon	Amanweiler	13800	+ 129,5	7,3	56800	—	—	—	—	—	0,003	—	2	781	1956	7,06	80,5	15116	0,399
2	28. 8. 79	"	"	"	"	"	"	"	55600	—	—	—	—	—	0,003	—	2	744	1830	6,76	85,4	15745	0,406
3	9. 7. 80	"	"	Forbach	Sablon	68200	- 46,62	18,08	55500	—	—	—	—	—	0,0032	—	2	1535	6300	10,83	44,0	13547	0,244
4	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	56500	—	—	—	—	—	"	—	5	1774	6500	10,50	55,5	15245	0,273
5	26. 6. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 46,62	"	55100	—	—	—	—	—	"	—	4	1654	5940	11,48	57,6	15525	0,278
6	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	55600	—	—	—	—	—	"	—	4	1948	5765	11,83	72,2	16250	0,333
7	25. 6. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 46,62	"	55400	—	—	—	—	—	0,00427	—	"	1941	5175	13,2	76,0	15199	0,375
8	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	55400	—	—	—	—	—	"	—	"	2040	5185	13,15	90,5	17254	0,393
9	28. 6. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 46,62	"	54700	—	—	—	—	—	0,00395	—	5	1996	4105	16,6	118,1	18214	0,486
10	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	54900	—	—	—	—	—	"	—	"	2198	4193	16,3	130,9	18731	0,524
11	10. 7. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 46,62	"	56600	—	—	—	—	—	0,0032	—	7	2088	3745	18,2	139,2	18723	0,557
12	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	56400	—	—	—	—	—	"	—	5	2345	3810	17,9	147,9	18021	0,615
13	11. 7. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 46,62	"	56100	—	—	—	—	—	"	—	"	1979	3745	18,2	138,5	19651	0,528
14	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	55600	—	—	—	—	—	"	—	4	2185	3705	18,4	156,6	19926	0,590
15	12. 7. 80	"	110	Metz	Saarbrücken	78680	+ 32,08	22,45	56800	40600	3	1	—	—	"	0,0025	16	3148	5985	13,15	140,5	20030	0,526
				Dazu kommt von Metz bis Remilly		22000	+ 44,0	7,3	—	10100	1	—	—	—	—	—	3						
16	13. 7. 80	"	115	Saarbrücken	Metz	78680	- 32,08	22,45	54800	75700	6	1	—	—	0,0032	"	13	3554	6540	12,03	136,8	18877	0,543
17	"	"	28	Metz	Saarbrücken	"	+ 32,08	22,45	54500	76000	6	1	—	—	"	"	5	4423	4610	17,07	244,1	19081	0,959

Tabelle IV.

No. des Versuchs	Datum des Versuchs	Name der Maschine	No. des Zuges	Versuchsstrecke		Länge der Strecke in Metern	Steigung h m	Curvenwiderstand ρ	Q <sub>1</sub> Gewicht der Maschine kg	Q <sub>2</sub> Bruttogewicht der Wagen kg	Anzahl der			Widerstandscoefficienten		Anzahl der Haltestellen n	Verdampftes Wasser kg	Fahrzeit Sec.	Mittlere Geschwindigkeit v <sub>m</sub> m	Arbeit in Pferdekraften pro Sec.	Arbeit pro Kilogr. Wasse: in Meter-Kilogr.	Wasserverbrauch in Kilogr. pro Sec.	
				von	bis						Packwagen	bedeckte Wagen	Offene leere Wagen beladene Wagen	μ <sub>1</sub>	μ <sub>2</sub>								
1	17. 7. 80	Lingen	leer	Forbach	Sablon	68200	- 46,62	18,08	61000	—	—	—	—	—	0,0042	—	8	2223	7925	8,6	46,46	12420	0,280
2	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	61500	—	—	—	—	—	"	—	5	2104	7680	8,88	57,66	15786	0,274
3	16. 7. 80	"	"	Forbach	Sablon	"	- 47,62	"	61300	—	—	—	—	—	"	—	3	2053	7150	9,54	51,77	13519	0,287
4	"	"	"	Sablon	Forbach	"	+ 46,62	"	61600	—	—	—	—	—	"	—	4	2394	7025	9,78	65,35	14382	0,341
5	19. 7. 80	"	546	Sablon	St. Avold	48800	+ 80,21	9,61	62700	152600	11	—	24	—	0,0042	0,0025	3						
	"	"	"	Remilly	St. Avold	23100	+ 38,67	4,41		22500		—	2	—	"	"	2	3624	9178	7,47	112,3	21339	0,395
	"	"	"	St. Avold	Forbach	19400	- 33,59	8,47	62700	32500	1	—	2	—	"	"	1						
6	20. 7. 80	"	546	Sablon	Forbach	68200	+ 46,62	18,08	62500	234700	1	8	19	3	"	"	4	4185	8530	8,0	171,7	26253	0,491
	"	"	"	Remilly	Forbach	47500	+ 5,08	12,88		17400		1	1	—	"	"	3						
7	20. 7. 80	"	553	Forbach	Sablon	68200	- 46,62	18,08	62000	604500	1	—	39	—	"	"	4	5426	9690	7,04	179,3	24014	0,560
	"	"	"	St. Avold	Sablon	48800	- 80,21	9,61		22300		—	—	2	"	"	3						
8	19. 7. 80	"	553	Forbach	Sablon	68200	- 46,62	18,08	62000	620200	1	—	39	—	"	"	4	5320	9390	7,26	189,8	25126	0,566
	"	"	"	Falkenberg	Sablon	38300	- 71,25	6,9		29260		—	2	—	"	"	2						

erreicht, wohl aber bei den schwer belasteten Güterzügen 553 am 19. und 20. Juli 1880, bei welchen deshalb auch eine Verzögerung durch Bremsen zeitweilig eintreten musste. Aber selbst bei diesen Zügen blieb die hierbei durch die Bremswirkung verrichtete mechanische Arbeit gegenüber der Totalarbeit während der ganzen Fahrt von sehr geringer Bedeutung.

Streng genommen wird übrigens eine Mehrarbeit schon dann eintreten, wenn die durch die Schwerkraft hervorgerufene Geschwindigkeit die mittlere Fahrgeschwindigkeit des Zuges

überschreitet. Denn würde die mittlere Geschwindigkeit  $v_m$  in Folge der Schwerkraft während einer Wegeslänge  $s$  um den Werth  $y$  überschritten, so würde offenbar ohne eine Aenderung der Gesamt-Fahrzeit eine gleich grosse Strecke  $s$  mit einer Geschwindigkeit  $v_m - y$  zurückzulegen sein. Während nun die Arbeit des Luftwiderstandes bei der mittleren Geschwindigkeit  $v_m$  und der Wegeslänge  $2s$  gleich  $\lambda F v_m^2 2s$  sein würde, so beträgt sie jetzt

$$\lambda F (v_m + y)^2 s + (v_m - y)^2 s$$

und es wird somit eine Mehrarbeit  $2 \lambda F y^2 s$  verrichtet, die

freilich bei mässigen Geschwindigkeitsdifferenzen vernachlässigt werden kann.

Da bei den Versuchsfahrten mit Maschine Fuse die Geschwindigkeiten von 10,5<sup>m</sup> bis 18,4<sup>m</sup> pro Sekunde und die Arbeitsleistungen von 44 bis 244 Pferdekräften wechseln, da ferner bei Maschine Lingen die Geschwindigkeiten von 7,04<sup>m</sup> bis 9,78<sup>m</sup> pro Sekunde und die Arbeitsleistungen von 46,46 Pferdekräften bis 189,8 Pferdekräften wechseln, so umfassen die angestellten Versuche offenbar sehr verschiedenartige Leistungen dieser Locomotiven. Dabei wurden diese Versuchsfahrten, abgesehen von den beiden Fahrten von Sablon bis Amanweiler, bei denen es darauf ankam, das Verhalten auf besonders starken Steigungen zu erkennen, jedesmal über eine Länge von 68,2 bis 78,68 km ausgeführt, so dass die unvermeidlichen Beobachtungsfehler gegenüber dem grossen Wasserverbrauchsquantum nur unbedeutend ausfallen konnten und die Resultate ausreichende Sicherheit bieten.

### Beziehungen zwischen dem Wasserverbrauche und dem Effecte der Locomotiven.

#### Verhältniss des Kohlenverbrauchs zum Wasserverbrauch.

Vergleicht man die drei letzten Columnen der Tabellen III und IV, so lassen dieselben eine gewisse Gesetzmässigkeit erkennen, welche man leicht durch graphische Darstellung zur Anschauung bringen kann.

Drückt man nämlich sowohl die Grösse der Pferdekraft, als auch den Wasserverbrauch in Kilogrammen durch gewisse Maasseinheiten aus, und trägt erstere als Abscissen, letztere als Ordinaten eines rechtwinkligen Coordinatensystems auf, so nähern sich die erhaltenen Punkte graden Linien, welche bei Maschine Fuse durch die Gleichung

$$13a) \quad W = \frac{N}{300} + 0,1$$

und bei Maschine Lingen durch die Gleichung

$$13b) \quad W = \frac{N}{500} + 0,18$$

ausgedrückt werden, wenn W den Wasserverbrauch in Kilogrammen pro Sekunde und N die geleisteten Pferdekräfte bedeutet.

Beide Formeln geben denselben Wasserverbrauch W für N = 60 Pferdekräfte. Für grössere Werthe von N erhalten wir günstigere Werthe bei der Güterzug-Locomotive Lingen, für kleinere Werthe von N dagegen günstigere Werthe für die Personenzug-Locomotive Fuse. Die Verschiedenheit ist zum grossen Theil in der ungleichen Grösse der Dampfeylinder und des Kesseldrucks beider Maschinengattungen zu suchen.

Wollen wir auch den Effect x in Meterkilogramm bestimmen, welcher pro Kilogramm Dampf verrichtet werden, so haben wir zunächst die Beziehung

$$x \cdot w = N \cdot 75 \text{ oder } w = \frac{N \cdot 75}{x},$$

woraus unter Benutzung der obigen Formeln für Maschine Fuse die Beziehung

$$\frac{N \cdot 75}{x} = \frac{N}{300} + 0,1 \text{ oder}$$

$$14a) \quad x = \frac{22500 N}{N + 30}$$

und für Maschine Lingen die Beziehung

$$14b) \quad x = \frac{37500 N}{N + 90} \text{ hervorgeht.}$$

Beide Formeln geben ebenfalls eine gute Uebereinstimmung mit den durch die Versuche gefundenen in den Tabellen III. und IV. enthaltenen Werthen.

Diese Formeln zeigen nun in überraschender Weise, wie sehr gering der Einfluss der Geschwindigkeit auf den Nutzeffekt der Locomotive ist und wie der Nutzeffekt mit der Arbeitsleistung pro Sekunde wächst. Man muss ja freilich annehmen, dass bei sehr geringer Geschwindigkeit die Cylinderwandungen einen nachtheiligeren Einfluss auf den Nutzeffekt ausüben, als bei mittleren Geschwindigkeiten, und dass bei sehr grossen Geschwindigkeiten, sowohl wegen der Druckverminderung beim Eintritt des Dampfes in die Cylinder, als auch wegen der grösseren Menge mitgerissenen Kesselwassers eine Verminderung des Nutzeffekts eintrete. Diese Einwirkungen sind aber offenbar so gering, dass sie bei der vorliegenden Versuchsreihe noch innerhalb derjenigen Schwankungen liegen, welche durch zufällige äussere Einflüsse bedingt werden und sich deshalb nicht bemerkbar machen. So haben wir bei Maschine Fuse unter Position 13 und 16 bei nahezu der gleichen Anzahl Pferdekräfte, nämlich N = 138,5 resp. 136,8 fast den gleichen Wasserverbrauch von 0,528 resp. 0,543 kg pro Sekunde, obgleich die Geschwindigkeit zwischen 18,2 und 12,03<sup>m</sup> pro Sekunde wechselt. Ferner haben wir unter Position 1 und 7 derselben Tabelle für N = 80,5 resp. 76 einen Wasserverbrauch von 0,399 resp. 0,375 kg pro Sekunde, obgleich die Geschwindigkeit zwischen 7,06<sup>m</sup> und 13,2<sup>m</sup> pro Sekunde wechselt. Man wird daher innerhalb der Grenzen der in der Praxis vorkommenden Beanspruchungen der Locomotiven die obigen Formeln 13 a) bis 14 b) für ähnliche Locomotiven benutzen können.

Mit Hilfe der in dem Vorstehenden entwickelten Gleichungen sind wir nun in den Stand gesetzt, für irgend eine beliebige Bahnstrecke von gegebenen Steigungs- und Krümmungsverhältnissen die Arbeitsleistung sowie den Wasserverbrauch zu berechnen, welcher zur Beförderung irgend eines Zuges mit bestimmter Geschwindigkeit erforderlich ist.

Ist aber der Wasserverbrauch bekannt, so lässt sich der Kohlenverbrauch leicht ermitteln, weil bei gleicher Qualität der Kohlen und unter übrigens ähnlichen Verhältnissen zwischen beiden eine ganz bestimmte Beziehung besteht.

Um diese Verhältnisse festzustellen, wurden an der Reichseisenbahn in Elsass-Lothringen während der ganzen Dauer des Monats April 1879 umfassende Versuche angestellt, welche nach der im Centralblatt für Bauverwaltung Jahrgang 1882 No. 40 enthaltenen Mittheilung des Eisenbahn-Director Herrn Wöhler ergaben, dass durchschnittlich 7,06 kg Wasser durch 1 kg Steinkohle verdampft wurden.

#### Anwendung der erhaltenen Resultate auf Fragen der Herstellung und des Betriebes der Eisenbahnen.

Nach den vorstehend entwickelten Formeln ist es offenbar zweckmässig, die Züge der Leistungsfähigkeit der Locomotiven entsprechend so stark wie möglich zu machen, weil, abgesehen

von der sonstigen besseren Ausnutzung der Locomotiven, der Nutzeffekt derselben mit der Arbeitsleistung pro Sekunde wächst. Selbstverständlich muss dabei jedoch eine Ueberlastung der Locomotiven vermieden werden, weil bei Ueberschreitung einer gewissen Grenze das Mitreissen des Kesselwassers durch den Dampf den Nutzeffekt rasch vermindert und die zu rapide Zugerzeugung, ja auch leicht Siederohrrinnen herbeiführt.

Steigungen mit darauf folgenden Gefällen von gleicher Höhendifferenz bedingen für einen bestimmten Zug noch keine erhebliche Mehrarbeit, so lange eine Verminderung der Geschwindigkeit durch Bremsen nicht erforderlich ist. Die Ueberwindung der Steigungen verlangt aber für jedes einzelne Fahrzeug eine grössere Zugkraft, sodass, um die Leistungsfähigkeit der Locomotive nicht zu überschreiten, die Anzahl Wagen gegenüber den Zügen auf horizontaler Bahn entsprechend vermindert und die Anzahl der Züge zur Beförderung einer bestimmten Wagenzahl entsprechend vermehrt werden muss.

Für die Stärke der Züge ist dabei derjenige grösste Widerstand maassgebend, welcher sich an irgend einer Stelle der Bahn bei einer angenommenen Minimal-Geschwindigkeit findet, sofern diese Bahnstrecke nicht so kurz ist, dass sie vermöge der lebendigen Kraft des Zuges oder einer vorübergehenden Mehrleistung der Locomotive auf Kosten des im Kessel vorhandenen Wasservorraths überwunden werden kann. Weil nun die Curven ebenso wie die Steigungen eine Vermehrung des Widerstandes zur Folge haben, so wird man bestrebt sein müssen, da, wo Curven und Steigungen zugleich vorkommen, für die Summe beider Widerstände einen der jedesmaligen Bahnanlage entsprechenden Grenzwert festzusetzen. Hat man aber einen grössten Steigungswinkel  $\alpha_{\max}$  für die grade Bahn angenommen, so wird der hier ausgesprochenen Bedingung Genüge geleistet, wenn der Steigungswinkel  $\alpha$  für eine Curve vom Halbmesser  $R$  so bestimmt wird, dass

$$\sin \alpha + \frac{0,6504}{R - 55} < \sin \alpha_{\max} \text{ wird.}$$

Auch in Bezug auf den Betrieb der Eisenbahnen lassen sich wichtige Fragen mit Hilfe der vorstehenden Ermittlungen beantworten. Was die Stärke der Züge betrifft, so kommt hier die auf Seite 115 hervorgehobene eigenthümliche Eigenschaft der Locomotive in Betracht, dass diese sowohl bei grösseren, als auch bei kleineren Geschwindigkeiten dieselbe Arbeitsleistung zu verrichten vermag. Es setzt dies voraus, dass die Zugkraft in demselben Verhältnisse zunimmt, als die Geschwindigkeit abnimmt und umgekehrt. Weil aber auch der Luftwiderstand zugleich mit der Geschwindigkeit abnimmt, so kommt die dadurch verursachte Differenz ausserdem noch der Zugkraft zu Gute, und es bietet sich somit in der Verminderung der Geschwindigkeit ein sehr wirksames Mittel, um vorübergehend grössere Widerstände zu überwinden. Eine Grenze in der Ausübung der Zugkraft ist jedoch in der Grösse des Reibungswiderstandes der Räder auf den Schienen gegeben, weil bei Ueberschreitung dieses Werthes ein Gleiten der Räder stattfinden würde. Da nun der Druck der Treibräder auf die Schienen bei den dreifach gekuppelten Güterzug-Locomotiven Lingen etc. 38500 kg und bei den zweifach gekuppelten Per-

sonenzug-Locomotiven Fuse etc. 22000 kg beträgt, so wird die Maximalzugkraft bei einem Reibungscoefficienten zwischen Rädern und Schienen  $f = \frac{1}{7}$  für die Locomotive Lingen

$$\frac{38500}{7} = 5500 \text{ kg, und für die Locomotive Fuse } \frac{22000}{7} = 3143 \text{ kg betragen. Da ferner, wie ich ermittelt habe, die grösste Leistungsfähigkeit der Maschine Lingen zu } N = 340 \text{ Pferdekraften oder } 25500 \text{ Meterkilogramm pro Sekunde und die der Maschine Fuse zu } N = 280 \text{ Pferdekraften oder } 21000 \text{ Meterkilogramm pro Sekunde angenommen werden kann, so berechnet sich daraus die Minimal-Geschwindigkeit für die Locomotive Lingen zu } \frac{25500}{5500} = \text{rund } 4,5^m \text{ und für die Locomotive Fuse zu } \frac{21000}{3143} = 6,7^m.$$

Auf Flachlandsbahnen pflegt man indess die Minimal-Geschwindigkeiten der Personenzüge nicht unter  $10^m$  pro Sekunde und die der Schnellzüge nicht unter  $14^m$  pro Sekunde anzunehmen.

Ist nun für eine gewisse Bahnstrecke die Minimal-Geschwindigkeit  $v$ , das Maximal-Steigungsverhältniss  $\sin \alpha_{\max}$  und die Maximalleistung  $N$  der Locomotive gegeben, so ist es nicht schwer, die zu befördernde grösste Wagenlast resp. die zulässige Anzahl der Wagen im Zuge zu bestimmen.

Es berechnet sich ja die Arbeit einer Personenzug-Locomotive bei Beförderung eines Zuges mit einer Geschwindigkeit  $v$  auf grader Bahn mit dem Neigungswinkel  $\alpha_{\max}$  in Meterkilogramm pro Sekunde nach der Gleichung

$$A = 1,033 (\mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 31 + \lambda (F_1 + F_2) v^2 + (Q_1 + Q_2) \sin \alpha_{\max}) v.$$

Führt man hier  $A = 75 N$  ein und setzt

$$Q_2 = n q_2, F_2 = n f_2 + 1,2,$$

worin  $n$  die Anzahl,  $q_2$  das Gewicht und  $f_2$  die dem Winde dargebotene Fläche der einzelnen Wagen bedeutet, während der Werth  $1,2^m$  die für den Gepäckwagen resp. den ersten Wagen des Zuges noch hinzutretende Fläche ausdrückt, so ergibt sich:

$$15a) \quad n = \frac{75 N}{1,033 v} - \frac{(\mu_1 + \sin \alpha_{\max}) Q_1 - 31 - \lambda (F_1 + 1,2) v^2}{(\mu_2 + \sin \alpha_{\max}) q_2 + \lambda f_2 v^2}.$$

Setzen wir in diese Gleichung

$$N = 280 \quad \mu_1 = 0,0032 \quad \mu_2 = 0,0025 \\ Q_1 = 55000 \quad q_2 = 11000 \quad \lambda = 0,1225 \\ F_1 = 7 \text{ und } f_2 = 0,5, \text{ so lautet dieselbe:}$$

$$n = \frac{20330}{v} - \frac{207 - 55000 \sin \alpha_{\max} - v^2}{27,5 + 11000 \sin \alpha_{\max} + 0,0612 v^2}$$

Wenn wir nun unter diesen Verhältnissen eine Minimal-Geschwindigkeit  $v = 10^m$  für Personenzüge und  $v = 14^m$  für Schnellzüge annehmen, so ergeben sich für verschiedene Steigungsverhältnisse  $\sin \alpha_{\max}$  die in nachfolgender Tabelle zusammengestellten Werthe für  $n$ .

Grösste zulässige Wagenzahl  $n$  in Personen- und Schnellzügen.

	$\sin \alpha_{\max} =$							
	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{300}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{50}$
Personenzüge $v = 10$ Meter	—	—	22	16,3	12,8	8,2	6,1	2,5
Schnellzüge $v = 14$ Meter	—	—	11,3	8,2	6,1	3,3	2,0	—

In dieser Tabelle sind die ersten Dezimalstellen mit aufgenommen, weil bei manchen Verwaltungen die Belastung nach der Zahl der Achsen berechnet wird.

Dagegen sind die beiden ersten Columnen unausgefüllt geblieben, weil bei diesen Geschwindigkeiten schon die Wagenzahl in der dritten Columnne die üblichen Zugstärken überschreitet.

Für die Güterzug-Locomotive Lingen berechnet sich die Arbeit in Meterkilogramm pro Sekunde nach der Gleichung:

$$A = 1,04 (\mu_1 Q_1 + \mu_2 Q_2 + 57 + \lambda (F_1 + F_2)) v^2 + (Q_1 + Q_2) \sin \alpha_{\max} v$$

und es wird für  $A = 75 N$ ,  $Q_2 = n q_2$  und  $F_2 = n f_2 + 1,2$

$$15b) \quad n = \frac{75 N}{1,04 v} - (\mu_1 + \sin \alpha_{\max}) Q_1 - 57 - \lambda (F_1 + 1,2) v^2$$

$$( \mu_2 + \sin \alpha_{\max} ) q_2 + \lambda f_2 v^2$$

Setzen wir hier

$$N = 340 \text{ Pflr.}, \quad \mu_1 = 0,0039, \quad \mu_2 = 0,0025,$$

$$Q_1 = 60000 \text{ kg}, \quad \lambda = 0,1225, \quad F_1 = 8^{\text{qm}}$$

und nehmen die Minimal-Geschwindigkeit  $v = 4,5^{\text{m}}$  an, so ergibt sich:

$$n = \frac{5138 - 60000 \sin \alpha_{\max}}{(0,0025 + \sin \alpha_{\max}) q_2 + 2,5 f_2}$$

Darin können wir

für beladene bedeckte Güterwagen  $q_2 = 17500 \text{ kg}$

$$f_2 = 0,5^{\text{qm}}$$

für leere bedeckte Güterwagen  $q_2 = 7500 \text{ kg}$

$$f_2 = 0,5^{\text{qm}}$$

für beladene offene Güterwagen  $q_2 = 15000 \text{ kg}$

$$f_2 = 0,4^{\text{qm}}$$

für leere offene Güterwagen  $q_2 = 5000 \text{ kg}$

$$f_2 = 1^{\text{qm}}$$

annehmen, und erhalten so für verschiedene Werthe von  $\sin \alpha_{\max}$  die in der nachfolgenden Tabelle enthaltenen Werthe von  $n$ .

Grösste zulässige Wagenzahl  $n$  bei Güterzügen.

Bezeichnung der Wagengattung	$\sin \alpha_{\max} =$							
	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{300}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{80}$	$\frac{1}{50}$
Beladene bedeckte Güterwagen . . .	62,7	56,2	48,1	36,5	29,2	20,6	16,6	10
Leere bedeckte Güterwagen . . . .	—	—	—	—	67,5	47,8	38,6	23,2
Beladene offene Güterwagen . . . .	73,3	65,6	56,1	42,6	34,1	24,1	19,4	11,6
Leere offene Güterwagen . . . . .	—	—	—	—	—	69,8	56,6	34,2

Die Gleichungen 15 a) und 15 b) geben uns aber auch Aufschluss über die grösste zulässige Wagenzahl, welche bei normaler Geschwindigkeit der Züge auf horizontaler Bahn also für  $\sin \alpha_{\max} = 0$  befördert werden kann und zwar erhalten wir

unter Beibehaltung der obigen Werthe aus Gleichung 15 a) für die Geschwindigkeit der Schnellzüge  $v = 20^{\text{m}}$  eine Wagenzahl  $n = 8$ , für die Geschwindigkeit der Personenzüge  $v = 16^{\text{m}}$  eine Wagenzahl  $n = 18,8$  und aus Gleichung 15 b) für die Geschwindigkeit der Güterzüge  $v = 7,5^{\text{m}}$  eine Wagenzahl  $n = 61,7$ , wenn der Zug aus beladenen bedeckten Güterwagen, und eine Wagenzahl  $n = 72,5$ , wenn der Zug aus beladenen offenen Güterwagen besteht.

Diese hier abgeleiteten Werthe stimmen mit der Erfahrung gut überein und zeigen wie ausserordentlich rasch die Belastung mit wachsender Geschwindigkeit und zunehmenden Steigungsverhältnissen abnehmen muss, um von der Locomotive bewältigt werden zu können; sie lassen auch erkennen, wie sich die Widerstände der Güterwagen zu einander verhalten, je nachdem dieselben bedeckt oder offen, beladen oder leer sind.

Dies Verhältniss ist nämlich von besonderer Wichtigkeit zur Berechnung der Kohlenprämien, wobei es darauf ankommt, ein einfaches Rechnungsverfahren anzuwenden, um Werthe zu finden, die der geleisteten Locomotivarbeit angenähert proportional sind. Bei manchen Verwaltungen wird zu dem Zwecke die Anzahl der Achsen benutzt, welche in dem betreffenden Zuge laufen, hierbei jedoch 2 Achsen eines leeren offenen Güterwagen gleich einer beladenen Achse gesetzt und die unter leeren wie bedeckten Güterwagen laufenden Achsen ebenfalls als beladene Achsen angesehen.

Es ist nun aus obiger Tabelle leicht zu ersehen, dass die Werthe dieser Berechnungsart sehr weit von der Wirklichkeit entfernt bleiben, weil die voll beladenen offenen Güterwagen einen fast dreifach grösseren Widerstand bieten, als die leeren offenen Wagen und die beladenen bedeckten Güterwagen etwa den 2,3fachen Widerstand der leeren bedeckten Wagen ergeben. Das bei manchen Bahnverwaltungen übliche Verfahren, die ungefähre Bruttolast der Züge der Berechnung zu Grunde zu legen, giebt daher ungleich genauere Werthe.

Die vorstehend ermittelten Werthe sind freilich für bestimmte Locomotiven und unter bestimmten Verhältnissen gewissermaassen beispielsweise berechnet. Die Gleichungen, aus denen sie gefunden sind, haben aber allgemeine Gültigkeit und werden deshalb auch unter veränderten Verhältnissen den richtigen Aufschluss geben. Dass aber auch unter den extremen Annahmen, wie sie den Resultaten der vorstehenden Tabellen zum Theil zu Grunde liegen, stets der Erfahrung entsprechende Werthe gefunden wurden, spricht deutlich für die Richtigkeit der aufgestellten Gesetze und die angenommenen Erfahrungscoefficienten.

Ueberhaupt gewähren die in dem Vorstehenden entwickelten Gleichungen die Möglichkeit, die verschiedensten Fragen betreffend die Bewegung der Eisenbahnzüge auf den Bahngleisen in richtiger Weise zu lösen. \*)

Hannover, den 20. September 1882.

\*) Die im Eingange dieser Abhandlung angeführten Formeln des Herrn Eisenbahn-Baudirector von Röckl für Berechnung der Widerstände auf grader Bahn haben Erörterungen in der Deutschen Bauzeitung (cfr. No. 98 und 104 v. J. und No. 4 d. J.) hervorgerufen, aus welchen hervorgeht, dass auch die Anwendung dieser Formeln auf Güterzüge viel zu hohe Werthe ergiebt und Herr von Röckl dieselben auf Eisenbahnzüge nicht anwendbar erklärt. Damit kommt aber die praktische Bedeutung dieser Formeln in Wegfall.

## Mechanischer Eisenbahn-Waggon-Schieber,

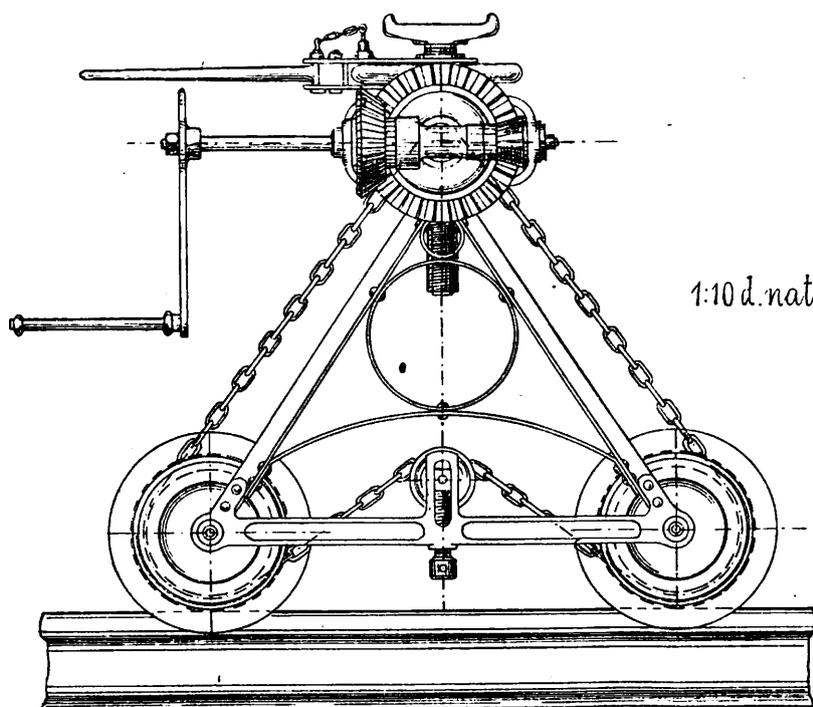
Patent des königl. Abtheil.-Maschinenmeisters der Bayerischen Staatseisenbahnen **Wolfgang Schmid** in München.

Bei Gelegenheit des Berichtes über das Eisenbahnwesen auf der Bayerischen Landes-Industrie-, Gewerbe- und Kunst-Ausstellung in Nürnberg im 1. Hefte S. 29 erwähnten wir schon dieses interessante Werkzeug, das sich vor den bekannten Hebelvorrichtungen durch sehr wesentliche praktische Vortheile unterscheidet. Während bei dem Hebelwaggonschieber durch das beständige Zurückgreifen und Neuansetzen mehr als die halbe Arbeitszeit verloren geht, wird mit dem Schmid'schen Apparate ohne Zeit- und Kraftverlust continuirlich gearbeitet. Mit ersterem kann nur eine momentane Bewegung erzielt, mit letzterem dagegen eine gleichförmige constante und besonders nach Bedürfniss grössere und geringere Schnelligkeit angewandt werden. Ausserdem fehlt in vielen Fällen, namentlich in Schuppen, Güterhallen u. dgl. der nöthige Raum, um jene Apparate

unter dem Waggon sich befindet. Seitlich der Mutter ist ein Bügel anmontirt, in welchem die Kurbelachse mit zwei conischen Rädchen von verschiedener Grösse, einem Klauenkopf und einem Riffelkonus gelagert ist. Die Räder sind lose, der Klauenkopf und Riffelkonus dagegen auf der Achse feststehend. Nach Belieben wird durch immer je eines der beiden Rädchen die Kraft auf ein drittes Winkelrad mit angegossener kleiner Kettenrolle übertragen, welche letztere durch endlose Kette mit den an den Laufrollen angegossenen Kettenrollen verbunden ist. Durch Drehung der Kurbel nun setzen sich durch Kettenübertragung die am Gestelle befindlichen Rollen, resp. der ganze Apparat in Bewegung.

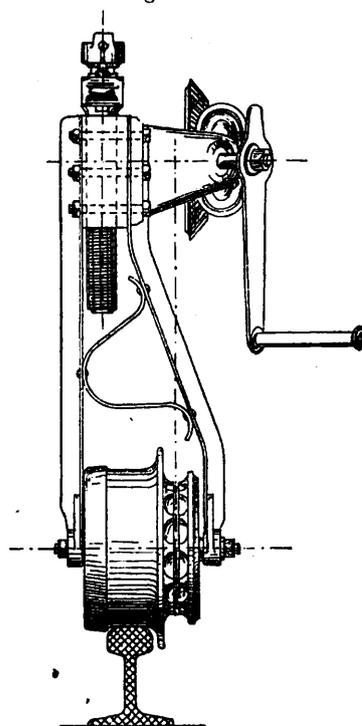
Beim Gebrauche ist besonders darauf zu achten, dass der Apparat in gerader Richtung, mittelst der Schraube möglichst

Fig. 18.



1:10 d. nat. Gr.

Fig. 19.



mit den langen Hebelarmen regieren zu können, auch sind dieselben ihrer Construction wegen bei Bremswagen vielfach nicht anwendbar. Bei dem Schmid'schen Waggonschieber ist ein Mann unter allen Umständen im Stande, jeden schwerst beladenen Eisenbahnwaggon nach Belieben zu rangiren.

Das Gestell dieses in den Figuren 18 und 19 dargestellten Apparates, welcher durch die Adhäsion zwischen Rad und Schiene wirkt, bilden 4 schräg stehende, unter sich verspannte Winkeleisen. Am unteren Theile des Gestelles sind 2 Laufrollen mit Rand und je einer Kettenrolle angebracht. Die nach oben eng zusammenlaufenden Winkeleisen des Gestelles legen sich in genau vertikaler Richtung um eine Mutter, in welcher eine Schraube mit Horn und Schlüssel zum Festspannen

fest unter die Kopfschwelle des Waggons beim linksseitigen Buffer eingespannt wird. Man beginnt sodann an der Handkurbel langsam zu drehen, und zwar zuerst unter Einschaltung des kleinen Getriebes; ist hiernach der Wagen in Gang gebracht, so kann zur Erzielung grösserer Geschwindigkeit durch Verschiebung der Handkurbelachse von dem kleinen auf das grössere Getriebe die Bewegung umgeschaltet werden. Durch Drehen der Kurbel kann der Wagen geschoben oder gezogen werden; es ist deshalb gleichbedeutend, an welcher der beiden Stirnseiten des Waggons der Apparat angebracht ist.

Bei der Ueberfahrt über Weichen lenkt man mit der Kurbel so, dass der vordere Laufrollen-Spurkranz an der Schiene anläuft, und so leicht auf die zweite Schiene übertritt. Der Apparat arbeitet mit dem kleinen Getriebe beim langsamen

Gang für sechs, mit dem grösseren aber bei schnellem Gang für vier Mann; er ist tragbar, wird aber gewöhnlich auf den Schienen oder auch am Boden auf seinen eignen Rollen gefahren.

Zum Zwecke der Verschiebung von Locomotiven und Tender werden diese auseinander gekuppelt und zu beiden Seiten des Fussplatzes je ein Schiebepapparat in Anwendung gebracht. Will man dagegen die Verschiebung von Maschine und Tender gleichzeitig bewerkstelligen, so geschieht dies, indem man unter den Buffern des Tenders einen Holzriegel durchschiebt, und an diesen die Schiebepapparate spannt.

Die Eisengiesserei und Maschinenfabrik Gebr. Ungerer in München hat die Anfertigung dieser Apparate übernommen und liefert solche für Waggons zu 160 Mark pro Stück und die starken Apparate zum Locomotivverschieben pro Stück 280 Mark.

Der Schmid'sche Waggonschieber ist bei der kgl. Bayerischen Eisenbahn-Verwaltung, der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn und verschiedenen andern Bahnen bereits vielfach mit grossem Vortheil im Gebrauche.

Schliesslich theilen wir noch die Resultate von Versuchen mit, welche der Vorstand der mechanisch-technischen Abtheilung der kgl. Bayerischen Industrieschule in München auf dem Central-Bahnhofe daselbst anstellte:

Auf Einladung der Herren Gebrüder Ungerer und des kgl. Abtheilungs-Maschinenmeisters Wolfgang Schmid in München begab sich der Unterzeichnete in den Central-Bahnhof, um dorten mit mehreren in der Maschinenfabrik und Eisengiesserei der Gebrüder Ungerer ausgeführten Eisenbahn-Waggonschiebern (Patent des kgl. Abtheilungs-Maschinenmeisters W. Schmid in München) Versuche anzustellen.

#### 1. Versuch:

Zwei mit Eisenbahnwaggonräder beladene Wagen wurden auf ziemlich horizontalem geradem Gleise (altes Maschinenhaus-Gleise) mittelst eines Waggonschiebers durch einen Mann auf längere Strecken hin- und hergefahren und zwar bei der Hinfahrt mit (0,31<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 18<sup>m</sup>, bei der Rückfahrt mit (0,25<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 15<sup>m</sup> Geschwindigkeit pro Minute.

Waggongewicht . . . = 5900

Belastung . . . = 10000

Totalgewicht  $2 \times 15900 = 31800$  kg oder 636 Ctr.

#### 2. Versuch:

Ein Mann bewegte einen mit 10000 kg beladenen Waggon in einer starken Curve über Weichen und Herzstücken von geschlossenen Weichen mit einer Geschwindigkeit von (0,3<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 18<sup>m</sup> pro Minute.

Die Schienen wurden auch benetzt und beim Anfahren mit etwas Sand bestreut.

#### 3. Versuch:

Mittelst zwei Mann und zwei leichten Waggonschiebern wurde eine in Dienst gesetzte Maschine mit Tender (sogenannte B. 6. Maschine auf längere Wegstrecke mit (0,07<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 4<sup>m</sup> Geschwindigkeit pro Minute bewegt.

Gewicht der Maschine . . . 31850

< des Tenders . . . 25250

Totalgewicht = 57100 kg oder 1142 Ctr.

#### 4. Versuch:

Die Maschine ohne Tender wurde durch einen Mann mit einem leichten Waggonschieber mit einer Geschwindigkeit von (0,09<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 5,4<sup>m</sup> pro Minute fortbewegt.

Die Schiene wurde mit Sand bestreut.

#### 5. Versuch:

Der Tender ohne Maschine wurde durch einen Mann mit einem leichten Waggonschieber mit einer Geschwindigkeit von (0,16<sup>m</sup> pro Secunde  $\Rightarrow$ ) 9,6<sup>m</sup> pro Minute fortbewegt.

#### 6. Versuch:

Das Aus- und Einspannen des Apparates durch einen Mann erforderte eine Zeit von 34 Secunden.

Der Apparat ist tragbar und kann leicht über 3 Schienenweiten von Bedarfsstelle zu Bedarfsstelle getragen werden.

Der Apparat hat Winkelräder mit zwei verschiedenen Uebersetzungsverhältnissen und zwar die grössere Uebersetzung zum Anfahren, die kleinere dagegen zur schnelleren Fortbewegung bestimmt.

Durch einfache Verschiebung der Kurbelachse kann während des Ganges die Geschwindigkeit gewechselt, d. h. von der geringeren auf die grössere übergegangen werden.

Bei Gefällen dagegen kann durch Hemmung der Drehbewegung der Kurbel der Waggonschieber als Bremse benutzt werden.

Der Waggonschieber in seiner nunmehr vollkommen guten und soliden Ausführung bildet ein sehr gutes Hilfswerkzeug für kleinere Eisenbahnstationen, für Privatgeschäfte mit Gleisanschlüssen und für Montirungswerkstätten.

München, den 31. März 1882.

Joh. Schedlbauer,

kgl. Professor,

Vorstand der mechan.-techn. Abtheilung der kgl. Industrieschule München.

## Die Langschwellen-Oberbau-Constructions System Hohenegger und System Haarmann.

(Hierzu Taf. XIII Fig. 1—7.)

Im Band XX 1. Heft 1883 des »Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens« befindet sich ein Aufsatz des Herrn Baudirector Hohenegger in Wien, in welchem ein von ihm construirter »Stahlschwellen«-Oberbau mit meinem Langschwellen-Oberbau einem etwas eigenthümlichen Vergleiche unterzogen wird.

Da man für die Nachweisung der Vorzüge einer neuen Sache in der Regel und mit Vorliebe solche Objecte zum Vergleich heranzieht, welche sich auf dem betreffenden Gebiete bereits einiger Anerkennung erfreuen, dürfte ich es immerhin als sehr schmeichelhaft für mich ansehen, dass Hohenegger die Vorzüglichkeit des von ihm construirten Langschwellen-Oberbau-Systems fast ausschliesslich an der Hand eines Vergleichs seiner Construction mit der meinigen darzulegen die Gefälligkeit hat. Gegen derartige, in der Natur der Sache begründete Erscheinungen soll man sich im Allgemeinen neutral verhalten, und auch ich würde den Ausführungen des erwähnten Aufsatzes keine weiteren Bemerkungen widmen, wenn dieselben nicht an einzelnen Stellen wirklich die mir zulässig erscheinende Grenze der Objectivität überschritten und ich nicht fürchten müsste, dass mein Schweigen auf die an jener Stelle meinem Langschwellen-Oberbau gewidmete Kritik das geschäftliche Interesse des von mir geleiteten Werkes schädigen könnte. Das letztere ist nämlich bei den von mir construirten Oberbau-Systemen in erster Linie interessirt und glaube ich es daher meinen Pflichten als Geschäftsmann schuldig zu sein, die Behauptungen des Herrn Baudirector Hohenegger nicht vollständig zu ignoriren.

Nach den Angaben Hohenegger's sind von dem Eingangs erwähnten »Stahlschwellen«-Oberbau im Jahre 1881 180<sup>m</sup>, und im Jahre 1882 20 km auf der ihm unterstellten österreichischen Nordwestbahn verlegt worden.

Es soll freilich nicht unbeachtet bleiben, dass auch von älteren Hohenegger'schen Langschwellen-Constructions, — irre ich nicht — seit 1876 etwa 4 km und seit 1879 noch weitere 15 km auf der österreichischen Nordwestbahn verlegt wurden. Bezüglich dieses älteren Systems, bei dem die Langschwelle zum Theil aus zusammengeschweissten Altschienen hergestellt wurde, darf es wohl mit Befriedigung erwähnt werden, dass Hohenegger selbst von dieser Verwendung des alten Materials zurück gekommen zu sein scheint.

Von der Haarmann'schen Langschwellen-Oberbau-Construction sind seit dem Jahre

1879	. .	450,5 km	für Hauptbahnen
		144,5	« « Secundärbahnen

in Betriebe bezw. in der Ausführung begriffen.

Wenn schon diese Thatsache erweist, dass das letzterwähnte System sich bei namhaften Eisenbahn-Verwaltungen und zwar sowohl im In- als im Auslande bei Staats- und Privat-Eisenbahn-Directionen einer beachtenswerthen Anerkennung erfreut, so dürfte ausserdem der Schluss wohl als gerechtfertigt gelten, dass die in dem vorliegenden Etat des preussischen Staats-

haushalts pro 1883/84 beabsichtigte Neubeschaffung von mehr als 100 km Haarmann'schem Langschwellen-Oberbau für die preussischen Staatsbahnen eine gewisse Bewährung dieser Construction zur selbstverständlichen Voraussetzung hat, die durch eine academische Kritik nicht beseitigt werden kann. Ich kann aber dem Herrn Verfasser des Aufsatzes in der genannten Zeitschrift den Vorwurf nicht ersparen, dass er in demselben anscheinend über Constructions urtheilt, welche er in ihrer neueren Entwicklung, trotz mannigfacher darüber ergangener Veröffentlichungen, nicht berücksichtigt, indem manche seiner Auslassungen sich auf eine Anordnung meines Langschwellensystems beziehen, welche heutzutage mehr oder weniger als veraltet gelten dürfte.

Das ist ja die besondere Signatur unserer Zeit, dass gerade auf technischem Gebiete, gegenüber den steigenden Anforderungen des Verkehrs, als die Folge angestrebter Beobachtungen, systematischer praktischer Versuche und wachsender theoretischer Reife die Ausbildung von Constructions namentlich auf dem Felde des Eisenbahnwesens sich in einer ehemals ungeahnten Entwicklung befindet. Diesem Umstande verdanken wir es eben, dass man heute in Bezug auf die Verwendung des eisernen Oberbaues an Stelle des hölzernen in den hervorragendsten Fachkreisen über das Stadium der Versuche und Zweifel hinaus ist, wenn auch bezüglich der Systeme die Meinungen noch divergiren und so selbstverständlich, wie auf anderen Gebieten, auch hier noch stete Anregungen zu neuen Combinationen gegeben erscheinen. Dabei ist es mehr als natürlich, dass man im Anschluss an mehr oder weniger bewährte Constructions sein Augenmerk auf das Bestreben richtet, diejenigen Mängel zu beseitigen, welche in der praktischen Erprobung solcher Systeme irgendwie hervortreten und von diesem Gesichtspunkte verdient selbstverständlich jede einer solchen Aufgabe gewidmete Arbeit die Anerkennung der beteiligten Kreise. Dass bei dieser Arbeitsthätigkeit der Erfindergedanke nicht immer neu sein kann, erklärt sich von selbst, und so ist Hohenegger mit seinen Bestrebungen den Langschwellen-Systemen von Hilf, Menne und mir gefolgt, wie ich mit den meinigen ebenfalls auf den beiden ersteren aufgebaut habe.

Gehen wir nun auf den speciellen Inhalt des Hohenegger'schen Aufsatzes näher ein, so ist zunächst zu constatiren, dass der Herr Verfasser bezüglich des Biegens meiner Schwelle sehr mangelhaft orientirt ist. Richtig ist freilich, dass meine Langschwelle im kalten Zustande gebogen werden kann und im Anfang auch kalt gebogen ist, doch findet sich bereits in dieser Zeitschrift Neue Folge XVII. Band, 1. Heft 1880 auf Seite 2 in einem mein System besprechenden Aufsatz die ausdrückliche Bemerkung:

». . . Neuerdings geschieht das Biegen der Schwellen »maschinell im warmen Zustande«,

und in derselben Zeitschrift Neue Folge XIX. Band, 2. und 3. Heft 1882 auf Seite 3 wiederum die Bemerkung bezüglich meiner Langschwelle:

»Die für die Curven bestimmten Langschwellen werden sofort, nachdem sie das Fertigealiber der Walze verlassen, gegen eine entsprechend geformte Schablone gedrückt und so nach dem vorgeschriebenen Radius gebogen.«

In dieser Eigenthümlichkeit unterscheidet sich also der Hohenegger'sche Langschwellen-Oberbau nicht von den bekannten Systemen ähnlicher Construction, und das hätte der Herr Verfasser eigentlich wissen dürfen.

Dass die Einspannung der Fahrschiene beim System Hohenegger eine ziemlich feste ist, erscheint theoretisch richtig, wenn nämlich die in Frage kommenden Constructionstheile mit absoluter Accuratesse gearbeitet sind. Immerhin wird die Ansicht gestattet sein, dass die Befestigung durch keilförmige Klemmplatten der Klammerbefestigung des Haarmann'schen Langschwellen-Oberbaues, bei welcher sich ein Nachziehen der Schraubenmutter auf den zahlreichen, bisher in jahrelangem Betriebe befindlichen Strecken so gut wie gar nicht als erforderlich gezeigt hat, keineswegs überlegen ist. Dabei ist es nicht zu übersehen, dass gerade dieser letzteren Befestigungsart andere Vortheile anhaften, welche für die gesammte Festigkeit der Construction von sehr erheblicher Bedeutung sind.

Beispielsweise dürfte es nicht unwichtig erscheinen, dass der die Klammern zusammenziehende Bolzen der Haarmann'schen Construction die beiden Seiten des Schwellenkastens zugleich fasst und auf solche Weise die gesammte Faserspannung in einer Vollständigkeit aufgenommen wird, welche die Widerstandsfähigkeit der Schwelle ganz wesentlich erhöht.

Was die Regelung der Spurweite anbelangt, so hat Hohenegger es wohl kaum beabsichtigt, in diesem, (wie in einigen anderen Punkten,) die etwas gewagte Behauptung ernsthaft hinstellen, dass sich die Vollkommenheit seiner Construction bei keinem anderen Langschwellen-System erreichen lasse. Wir nehmen den bezüglichen Ausdruck daher auch nur hyperbolisch und sind der Meinung, dass schon Hilf's Spurstangen in dieser Hinsicht mehr leisteten, im Uebrigen weniger das Klemmplättchen, vielmehr aber eine geeignete Querverbindung das wesentliche Moment der Spurhaltung bildet.

Bezüglich dieser letzteren dürfte es aus der auf Taf. XIII dargestellten Zeichnung klar ersichtlich sein, dass die jetzige neue Querverbindung des Haarmann'schen Langschwellen-Oberbaues die frühere — auch von Hohenegger unverändert adoptirte\*) — des nämlichen Systems bei Weitem übertrifft. Während der Querwinkel zwischen den beiden Fahrsträngen noch eine seine Functionen störende erhebliche tragende Fläche besitzt, gestattet das bei Haarmann als Querverbindung verwendete, zwischen den Fahrsträngen in seiner Decke ausgesparte, -Eisen unter Ausschluss der Mängel des Querwinkels eine unverrückbare Spurhaltung.

Wenn Hohenegger ferner hervorheben zu sollen glaubt, dass bei ihm die Schwellenbolzen nur auf die absolute Festigkeit in Anspruch genommen werden, so gilt das Gleiche

\*) Siehe in Glaser's Annalen meinen Vortrag im Verein für Eisenbahnkunde vom 11. Januar 1881.

unzweifelhaft von dem Klammerbolzen des Haarmann'schen Langschwellen-Oberbaues. Dazu kommt, dass der horizontale Haarmann'sche Klammerbolzen nur eine zu controlirende Schraubenmutter hat, welche an der inneren Seite des Gleises liegt, während die Hohenegger'sche Construction statt dessen zwei Schraubenmutter erfordert, ohne die Vorzüge der Klammerbefestigung damit auch nur annähernd zu erreichen.

Bezüglich der Verlaschung der Langschwellen möchte vorab die Belehrung am Platze sein, dass die von Hohenegger erwähnten »schwachen Bänder« der Haarmann'schen Verlaschung keinen anderen Zweck haben, als den, den Mutter der Laschenschrauben als Unterlagsscheiben zu dienen. Dass bei der Hohenegger'schen Construction die äussere Schienenlasche zugleich zur Verlaschung der Schwellen herangezogen wird, erscheint uns vom technischen Standpunkte aus als ein Missgriff. Wäre selbst anzunehmen, dass sich die drei Anlageflächen dieser Lasche mit der erforderlichen Genauigkeit walzen liessen, so bleiben andererseits doch auch die unvermeidlichen kleineren Fabrikationsungenauigkeiten und nicht minder der beim Betriebe entstehende Verschleiss in den Laschen-Anlageflächen der Schienen und Schwellen zu berücksichtigen. Unter solchen Umständen wird bei der vorhandenen Combination des Hohenegger'schen Systems das Nachziehen der einen Verlaschung nur auf Kosten der anderen stattfinden können und ist damit der »Continuität des Gestänges« schwerlich gedient.

Dass Hohenegger die veraltete Form der unsymmetrischen Verlaschung beibehält, deren Unzweckmässigkeit nach vielfach angestellten Versuchen zur Zeit wohl als erwiesen gelten darf, ist doch jedenfalls als keine Vervollkommnung anzusehen. Dies darf umso mehr hervorgehoben werden, als die vom Geheimen Oberbaurath Schwedler beim Haarmann'schen Langschwellen-Oberbau angeordnete symmetrische schwere Winkellasche sich nunmehr in dreijährigem Betriebe so vorzüglich bewährt hat, dass man neuerdings auf sämtlichen preussischen Staatsbahnen dieselbe symmetrische Laschenform auch bei eisernen Querschwellen zur Anwendung bringt. Besonders bemerkt werden dürfte aber noch, dass die Hohenegger'sche Schienenlasche gerade am Stoss nahe der stärksten gespannten Faser durchlocht ist, was die dauernde Zuverlässigkeit dieses Constructionstheiles ebenfalls beeinträchtigt.

Da demgegenüber auch die seit 2 Jahren bereits verwendete neue Haarmann'sche Schwellenlasche nicht nur mit zwei, sondern mit drei Auflagerpunkten versehen ist, so muss sie offenbar die von Hohenegger hervorgehobenen Effecte mit viel grösserer Sicherheit hervorbringen und namentlich bewirken, dass nunmehr das Gestänge am Schwellenstosse die nämliche Festigkeit besitzt, als im vollen Querschnitte.

Wenn Hohenegger der Bildung des Schotterkörpers unter den Langschwellen einen so besonderen Werth beilegen zu müssen glaubt, so scheinen die auf diesem Gebiete in den letzten Jahren gemachten praktischen Erfahrungen ihm nur im beschränkten Maassstabe zugänglich geworden zu sein. Es ist richtig, dass man vor dem ersten Verlegen bezüglich der Haarmann'schen Langschwelle befürchtete, dass der überhöhte Theil derselben nicht ganz zum Aufliegen komme. Jedoch hat sich nicht nur bei den ersten Versuchen, sondern

seitdem bei in regem Betriebe befindlichen Strecken von mehreren hundert Kilometern zur Evidenz gezeigt, dass diese Befürchtung unbegründet war, indem der Innenraum der Schwelle sich im Gegentheil sehr bald vollständig mit Bettungsmaterial füllte. Diese Erscheinung ist auch dadurch erklärlich, dass das Bettungsmaterial durch die auf den Oberbau wirkenden Lasten gezwungen ist, in den oberen Theil der Langschwelle zu dringen, sofern daselbst nach dem Stopfen noch Hohlräume vorhanden sind. Hohenegger hat somit über jenes Vorurtheil das andere, weit wichtigere Moment des Schwellenprofils übersehen, welches in dem Druck des die Schwelle belastenden Gewichts auf die Bettung zu erblicken ist. In diesem Punkte dürfte aber das Haarmann'sche Profil, welches auch aus dem nämlichen Grunde von den preussischen Staatsbahnen nunmehr für eiserne Querschwellen adoptirt ist und welches constructiv den Druck auf die Bettung per Einheit auf ein Minimum vermindert, gegen das ältere Profil Hilf und Menne — so grosse Verdienste zweifellos diesen Herren für

die Ausbildung des eisernen Oberbaues gebühren — immerhin einen Vorzug verdienen.

Rücksichtlich der statischen Momente und des Gewichtes der zum Vergleich gelangenden Oberbau-Systeme geben die nachstehenden Aufstellungen ausreichende Auskunft.

#### Trägheits- und Widerstands-Momente.

	Haarmann		Hohenegger	
	J.	W.	J.	W.
Schiene . . . . .	766	114	773	120,4
Schwelle . . . . .	149	35,6	154	27,5
Schienenlaschenpaar . .	771	114,5	425	82
Schwellenlasche . . . .	164	48,3	502	78,3

#### Druck auf die Bettung pro qcm.

Haarmann	Hohenegger
1,8 kg	1,97 kg

#### Gewicht für Hauptbahnen.

Haarmann

Hohenegger

Stück	Gegenstand	Gewicht in Kilogr.		Stück	Gegenstand	Gewicht in Kilogr.	
		einzeln	zusammen			einzeln	zusammen
2	Schienen à 9 <sup>m</sup> lang . . . . .	264,69	529,380	2	Schienen à 9 <sup>m</sup> lang . . . . .	262,80	525,60
2	Schwellen à 8,991 <sup>m</sup> lang . . . . .	228,10	456,200	2	Schwellen à 8,975 <sup>m</sup> lang . . . . .	262,07	524,14
2	Paar Schienenlaschen . . . . .	24,80	49,600	3	Querverbindungen à 2 <sup>m</sup> lang . . .	27,00	81,00
2	Schwellenlaschen . . . . .	24,40	48,800	2	Schwellenlaschen . . . . .	16,00	32,00
2	Schwellenstühle . . . . .	7,80	15,600	4	Sattelleisen . . . . .	4,74	18,96
2	Querverbindungen . . . . .	31,50	63,000	2	Winkeleisen . . . . .	11,60	23,20
8	Schienenlaschenbolzen mit Federringen . . . . .	0,55	4,400	2	Innenlaschen . . . . .	5,00	10,00
16	Paar Klammern . . . . .	1,44	23,040	2	Klemmlaschen . . . . .	2,88	5,76
6	Querverbindungs-Klammern . . . . .	1,70	10,200	44	Klemmplättchen . . . . .	—	11,72
22	Klammerbolzen mit Federringen . . . . .	0,68	14,960	8	Schienenlaschenbolzen . . . . .	0,60	4,80
	Gewicht pro 9 <sup>m</sup> Gleis . . . . .		1215,180	20	Schwellenlaschenbolzen . . . . .	0,50	10,00
	„ „ lfdn. Meter Gleis . . . . .		135,02	36	Schienenbolzen . . . . .	0,35	12,60
				12	Querverbindungsbolzen . . . . .	0,40	4,80
				40	Sicherheitsplättchen, grosse . . . .	0,07	2,80
				36	dto. kleine . . . . .	0,04	1,44
					Gewicht pro 9 <sup>m</sup> Gleis . . . . .		1268,82
					„ „ lfdn. Meter Gleis . . . . .		141,00

#### Gewicht für Secundärbahnen (bei 4000 kg Raddruck).

2	Schienen à 9 <sup>m</sup> lang . . . . .	135,900	271,800	2	Schienen à 9 <sup>m</sup> lang . . . . .	153,00	306,00
2	Schwellen à 8,991 <sup>m</sup> lang . . . . .	121,740	243,480	2	Schwellen à 8,985 <sup>m</sup> lang . . . . .	119,00	238,00
2	Paar Schienenlaschen . . . . .	10,880	21,760	3	Querverbindungen à 1,82 <sup>m</sup> lang . .	16,50	49,50
2	Schwellenlaschen . . . . .	5,910	11,820	2	Schwellenlaschen . . . . .	5,60	11,20
3	Querverbindungen . . . . .	—	35,054	4	Sattelleisen . . . . .	1,50	6,00
8	Schienenlaschenbolzen . . . . .	0,300	2,400	2	Winkellaschen . . . . .	5,00	10,00
16	Schwellenlaschenbolzen . . . . .	0,153	2,448	2	Innenlaschen . . . . .	2,27	4,54
4	Unterlagsplatten . . . . .	0,337	1,348	2	Klemmlaschen . . . . .	0,90	1,80
20	Paar Klammern . . . . .	0,760	15,200	44	Klemmplättchen . . . . .	0,08	3,52
20	Klammerbolzen . . . . .	0,310	6,200	8	Schienenlaschenbolzen . . . . .	0,25	2,00
2	Spurbolzen . . . . .	0,208	0,416	20	Schwellenlaschenbolzen . . . . .	0,14	2,80
	Gewicht pro 9 <sup>m</sup> Gleis . . . . .		611,926	36	Schwellenbolzen . . . . .	0,13	4,68
	„ „ lfdn. Meter Gleis . . . . .		67,992	12	Querverbindungsbolzen . . . . .	0,12	1,44
				8	Sicherheitsplättchen 16 <sup>mm</sup> Blz.-Dm.	0,04	0,32
				68	dto. 13 „ „ . . . . .	0,01	0,68
					Gewicht pro 9 <sup>m</sup> Gleis . . . . .		642,48
					„ „ lfdn. Meter Gleis . . . . .		71,38

Es bedarf für den Fachmann keines ausführlichen Hinweises darauf, warum die anscheinend zu Gunsten der Hohenegger'schen Construction sprechenden Abweichungen der Rechnung wesentlich nicht durch das System als solches, sondern durch die gewählte Dimension der einzelnen Constructionstheile bedingt sind. Die betreffenden Dimensionen könnten somit ohne Umstände auch bei der Haarmann'schen Construction verändert werden, wenn das irgend nothwendig oder nützlich erschiene. Das ist indessen einstweilen nicht der Fall, zumal es einleuchtet, dass nicht ohne Weiteres aus den einzelnen Zahlen in der beigefügten Tabelle der Trägheits- und Widerstandsmomente die Kriterien für die Vorzüge des einen oder des anderen Systems hervorgehen, sondern dass zur Beurtheilung dieses Punktes vorab eine besondere Gruppierung jener Zahlen unerlässlich ist. Nimmt man eine solche vor, so stellen sich die Summen der Momente folgendermaassen:

System Hohenegger:

im heilen Gestänge . . . . J = 927 W = 147,9  
am gemeinschaftlichen Schienen-  
und Schwellenstoss . . . . J = 927 W = 160,3

System Haarmann:

im heilen Gestänge . . . . J = 915 W = 149,6  
am Schienenstoss . . . . J = 920 W = 150,1  
am Schwellenstoss . . . . J = 930 W = 162,3

Würde (was ohne Umstände geschehen könnte) bei dem Haarmann'schen System eine Schiene verwendet, die gleiche Momente hat wie die des Hohenegger'schen Systems, so würde der geringe Unterschied im Trägheitsmoment von 927 gegen 915 beinahe aufgehoben, das Widerstandsmoment im heilen Gestänge bei Haarmann aber noch um 8,1 höher werden.

In erster Linie ist indessen zu beachten, dass bei Haarmann die Stösse gegeneinander versetzt sind, also stets ein Hauptconstructionstheil ungetheilt durchgeführt wird, und dass trotzdem die Momente an den Stössen grösser sind, während bei Hohenegger die Stösse zusammenfallen. Stellt man ferner den Umstand in Rechnung, dass die Stossverbindungen in der Praxis nie so fest hergestellt werden können, dass man ohne Weiteres die ganzen Momente in die Rechnung einsetzen darf, so zeigt sich auch in diesem schwächsten Punkte

aller Oberbau-Constructionen das Haarmann'sche System dem Hohenegger'schen überlegen.

Ergeben nun unter Beachtung dieser Gesichtspunkte die gegenüber stehenden Zahlen der statischen Momente einerseits zur Genüge, dass in denselben kein Motiv zu finden ist, welches die Hohenegger'sche Construction in den Vordergrund rücken könnte, so darf wohl aus den Gewichtsziffern geschlossen werden, dass auch ökonomisch kein vernünftiger Grund vorliegt, dieses aus älteren Constructionen combinirte neue System gerade zu einem so zu bevorzugenden zu machen.

Ueber die Bedeutung der Baustrecken, welche bisher nach beiden Systemen verlegt wurden, wiederholen wir auch an dieser Stelle, dass nach Hohenegger's Mittheilungen von seiner neuen Construction im Jahre 1881 eine Probestrecke von 180<sup>m</sup> und darauf im Jahre 1882 weitere 20 km, von einer älteren früher etwa 19 km verlegt wurden, während von dem Haarmann'schen Langschwellen-Oberbau älterer Construction im Jahre 1878 eine Probestrecke von 1 km, 1879 von der verbesserten Construction 67,5 km und schliesslich von den neuesten Constructionen 526,5 km verlegt wurden bezw. in Ausführung begriffen sind.

Diese thatsächlichen Ziffern sprechen immerhin in etwa über die beiderseitige Bewährung der hier in Betracht kommenden Systeme und haben wir den Mittheilungen Hohenegger's nur noch die Bemerkung hinzuzufügen, dass die Montage des Langschwellen-Oberbaues auf dem Werke bekanntlich bei dem Haarmann'schen Systeme bereits seit länger als 4 Jahren von dem Osnabrücker Stahlwerke eingeführt ist, also auch bezüglich seiner Construction keineswegs mehr eine Eigenthümlichkeit bildet.

Nach den vorstehenden Ausführungen glauben wir schliesslich zu dem Aussprache berechtigt zu sein, dass die von Herrn Baudirector Hohenegger in dem beregten Aufsätze deducirten Vergleichsresultate im Wesentlichen nicht als zutreffend zu erachten sind, ohne damit unsererseits das Haarmann'sche Langschwellen-System nun als ein bereits verbesserungsunfähiges oder unübertreffliches hinstellen zu wollen.

Osnabrück, im Januar 1883.

A. Haarmann.

## Ueber die Ursachen der Radreifenbrüche.

Von J. Correns, Maschinenmeister a. D. in Waldhausen bei Hannover.

Es dürfte wohl als eine allgemein beobachtete Thatsache feststehen, dass Radreifenbrüche überwiegend häufig bei starker Kälte und dann hauptsächlich an Locomotiven und Tendern vorkommen. Woher es kommt, dass Radreifen der Wagenräder nicht in gleicher Weise durch die Kälte benachtheiligt werden, ist eine noch wenig besprochene und unaufgeklärte Frage, weshalb ich mich veranlasst sehe durch Mittheilung meiner langjährigen Beobachtungen zu deren Klärung möglichst beizutragen. Der Umstand, dass, zur Vermeidung des Einfrierens der Wasserleitungsröhren und Pumpen etc., Locomotiven im Winter mittelst Oefen erwärmt werden müssen, wogegen bei Wagen, wenigstens

in der Nähe der Räder, keine wesentliche Temperaturveränderung vorkommt, giebt einen Anhalt der zur Beantwortung führen kann und erscheint mir die Art der Oefen, welche zum Erwärmen dienen, von wesentlichem Einfluss zu sein. Bei den gewöhnlich zu diesem Zweck verwendeten aus Eisenstäben rostartig hergestellten sogenannten Cokeskörben, welche unter oder neben den Locomotiven aufgestellt werden, wirkt die strahlende Wärme nämlich meist sehr stark auf den dem Ofen zugewendeten Theil der Räder resp. der Radreifen, wogegen die Reifen auf der entgegengesetzten Seite und in grösserer Entfernung vom Ofen fast kalt bleiben. Durch die in Folge dessen ent-

stehende stellenweise Ausdehnung der Radreifen muss ein Verbiegen derselben resp. ein Verschieben des Gefüges im Material entstehen, welches lockernd wirkt; auch kann, da der Radreif und der Radstern meist aus verschiedenem und verschieden dickem Material bestehen und der eine Theil stärker als der andere ausgedehnt wird, das feste Anliegen der Reifen an dieser Stelle verändert werden und entstehen dann, wenn ein solches Rad zum Rollen kommt, durch dessen Belastung wiederholt kleine Verbiegungen, welche ähnlich wie bei einem öfter hin und her gebogenen Metallstab zuletzt das Brechen veranlassen. Im Sommer wirken die Sonnenstrahlen oft in ähnlicher jedoch weniger intensiven Weise auf die direct beschienenen Theile der Locomotiv- und Wagen-Radreifen, wogegen diese Radreifen an anderen Stellen durch Radschalen, Rahmen oder Vorsprung des Wagenkastens etc. beschattet werden, und dürfte diesem Umstand eine grosse Anzahl der auch in wärmerer Jahreszeit vorkommenden Radreifenbrüche zuzuschreiben sein. Da Radreifenbrüche wenigstens ebenso häufig an Rädern vorkommen, welche schon längere Zeit im Gebrauch sind, als an solchen, welche kurz vorher aufgezogen wurden, und die Reifen durch den Gebrauch eher loser als fester auf dem Radstern werden, erscheinen mir die oft als Ursache des Bruches aufgestellten Hypothesen, dass zu festes Aufziehen oder ein Fehler des Materials gewöhnlich Ursache des Bruches sei, wenigstens nicht in allen Fällen begründeter als meine oben ausgesprochene Ansicht; indem, wenn man diese Hypothesen als richtig annehmen wollte, die Brüche wenigstens kurz nach der durch Abdrehen wesentlichen Verminderung des Querschnitts resp. der Stärke der Radreifen entstehen müssten, wogegen erfahrungsmässig bei stark ausgelaufenen Reifen ziemlich ebenso oft Brüche vorkommen als bei frisch abgedrehten Radreifen.

Aus letzterer Erscheinung könnte noch gefolgert werden, dass durch das Auflaufen der Radreifen auf den Schienen resp. den Druck auf nur einen Theil der äussern Fläche des Reifens das Material dieses ringförmigen Auflaufreifens so stark comprimirt werde, dass es ein Bestreben habe: die übrigen Theile des Reifenquerschnittes, welche dem Strecken dieses Reifens Widerstand leisten, zu lockern resp. auseinander zu treiben. Das Hartlaufen dieses Reifens und das häufigere Brechen dünnere, also schon lange dieser auseinandertreibenden Kraft ausgesetzter Radreifen deuten hierauf wohl hin; jedoch ist es gewagt die Richtigkeit behaupten zu wollen, wenigstens habe ich in dieser Richtung keine Erfahrungen gemacht, die einen Anhalt hierfür liefern können. Eine hiermit wohl zusammenhängende Erscheinung dürfte die sein, dass die ersten Schienen der Taunuseisenbahn, welche aus Parallelschienen mit zwei birnförmigen Köpfen bestanden und in gusseisernen Stühlen mittelst Holzkeilen befestigt waren, sehr häufig und vorzugsweise an den Stellen wo sie in den Stühlen aufgelegt hatten zersprangen, nachdem man den einen abgenutzten hartgelaufenen Kopf nach unten gewendet hatte. Bei der Taunuseisenbahn blieb, nachdem man diese Erfahrung gemacht hatte, zur Abwendung dieses Uebelstandes nur übrig: die Schienen, wenn ein Kopf abgelaufen war, ganz zu beseitigen, und würde dementsprechend bei Radreifen das häufige und so starke Abdrehen der Räder, dass die die Spannung verursachende Schichte ganz beseitigt

wird, als Schutzmittel gegen Reifenbrüche zu empfehlen sein, wodurch gleichzeitig die Dauer der Radreifen mehr beschränkt würde. Bevor man jedoch dieses kostspielige Verfahren anrathen kann, müsste die Richtigkeit obiger Voraussetzung noch gründlicher erprobt werden. Dagegen lässt sich ohne Kostenaufwand ein grosser Theil der Radreifenbrüche bei Locomotiven und Tender durch Berücksichtigung meiner in Nachfolgendem beschriebenen Erfahrungen und daran geknüpfte Winke vermeiden und theile ich die in dieser Beziehung gemachten Beobachtungen möglichst ausführlich mit, um auch andere zu veranlassen ihre Erfahrungen mitzutheilen.

Im September 1848 wurde die ehemalige Frankfurt-Hanauer Eisenbahn, bei welcher ich als Maschinenmeister angestellt war, eröffnet und liess ich zum Wärmen der Locomotiven transportable cylindrische Blechöfen mit Deckel und kurzen Rauchableitungsrohren anfertigen, die derart in den Kanal unter die Locomotiven gestellt wurden, dass die Abzugrohre seitlich circa 1<sup>m</sup> über dem Fussboden der Remise hervorragten. Es wurden diese Oefen gewöhnlich mit Cokes geheizt; jedoch sind dieselben, nachdem die Steinkohlenheizung bei den Locomotiven eingeführt war, auch bei etwas verlängertem Abzugrohr mit Steinkohlen ohne besonderen Nachtheil geheizt worden und verwendete ich später zum Ersatz für defecte Oefen noch ziemlich starkwandige Stücke von abgenutzten Locomotivkaminen. Diese Oefen entsprachen ihrem Zweck vollkommen, ohne den Nachtheil zu haben, dass einzelne Stellen der Radreifen übermässig erwärmt wurden.

Schon im Sommer 1849 entstand an einem noch starken Triebradreif aus bestem Lowmooreisen, welcher vor der Fahrt starker Mittagssonnenhitze ausgesetzt gewesen war, ein Bruch in ganz gesundem Querschnitt und konnte hier bei dem schwachen aus T-Eisen gebogenen Radstern zu festes Aufziehen nicht wohl als Ursache betrachtet werden; vielmehr ist es wahrscheinlich, dass die Sonnenstrahlen den nicht durch die Radschale und den Rahmen geschützten Theil des Reifens stark erwärmt hatten und dadurch in oben erwähnter Weise der Bruch verursacht worden ist. Später sind zwar noch einige Radreifenbrüche an Locomotiven und Wagen vorgekommen; jedoch nur äusserst selten und bei starker Kälte nicht mehr als bei gewöhnlicher Temperatur. Die nächste mir besonders auffallende Erscheinung in dieser Beziehung war folgende:

Kurz nach Eröffnung der Bahn von Frankfurt nach Homburg v. d. Höhe wurden mir die grösseren Reparaturen an den Locomotiven und Wagen dieser Bahn zur Besorgung in der Werkstätte zu Hanau übertragen und waren 1870 bereits ziemlich alle Radreifen der dortigen Locomotiven von mir erneuert worden. Während des Winters von 1870 auf 1871 kamen auf dieser Strecke bei eintretender kalter Witterung innerhalb 8 Tagen so viele Reifenbrüche an Locomotiven vor, dass ungeachtet der vorhandenen Reserveräder eine Betriebs-einstellung zu befürchten war; wogegen in derselben Zeit auf der Strecke Frankfurt-Aschaffenburg, deren Locomotiv-Radreifen von derselben Hütte bezogen und ebenfalls in der Hanauer Werkstätte aufgezogen waren, kein Bruch vorkam. Durch die, in Folge von Kriegsmaterial-Transporte etc., unsichere Beförderung der Züge war ich verhindert, sofort nach dem zuerst

vorgekommenen Radreifenbruch mich nach Homburg zu begeben um die Ursache zu ermitteln. Als ich in Folge der wiederholt vorkommenden Brüche dorthin kam, fand ich, dass man einen grossen aus Stäben rostartig construirten Cokesofen zwischen den beiden Gleisen in der Mitte der Locomotivremise aufgestellt hatte, mittelst dessen die vier Locomotiven und die Remise erwärmt werden sollten und ergab sich, dass meist die Radreifen, welche diesem Ofen in der Remise zunächst gestanden hatten, schon beim Herausfahren zersprungen waren. Nachdem dieser Ofen beseitigt resp. durch Blechöfen ersetzt war, kamen keine Reifenbrüche mehr vor, obgleich die starke Kälte noch längere Zeit anhielt.

Im Jahr 1873 ging die Frankfurt-Hanauer Eisenbahn an die Hessische Ludwigsbahn über und war ich genöthigt, als 1876 Mangel an Wärmöfen eintrat, der Uebereinstimmung wegen theilweise auch Gitteröfen (sogenannte Cokeskörbe), wie sie bei der Hessischen Ludwigsbahn und anderen Bahnen üblich sind, zu verwenden. Im Winter 1879 auf 1880 waren meine alten Blechöfen fast alle abgenutzt und durch Gitteröfen ersetzt und kamen in diesem Winter auf der Strecke Frankfurt-Aschaffenburg ganz enorm viele Reifenbrüche vor, welchem Uebelstande erst dann, als ich wieder Blechöfen einfuhrte, Einhalt gethan wurde. Es waren in dieser Zeit auf der Strecke

Frankfurt-Aschaffenburg auch Locomotiven, welche von der Hessischen Ludwigsbahn angeschafft waren, im Betrieb und kamen von verschiedenen Hüttenwerken gelieferte Radreifen zum Bruch, wobei ich Gelegenheit hatte zu beobachten, dass weder von einzelnen Hüttenwerken gelieferten Radreifen noch solche aus härterem Stahl häufiger als solche aus weichem Stahl platzten. Dass das Springen der Reifen nicht mit der Härte des Stahls zunimmt, scheint mir noch aus Folgendem hervorzugehen: Ich hatte ziemlich die ersten 12 Stück in Bochum gegossene und wegen damals in Bochum noch nicht vollendetem Rundwalzwerk in England ausgewalzten Radreifen bezogen und auf gusseiserne Radsterne gekuppelter Gütermaschinen ziemlich fest aufziehen lassen. Diese Reifen waren von sehr hartem Stahl und bedurften daher nur selten das Nachdrehen, trotzdem ist keiner dieser Radreifen gesprungen und konnten dieselben bis zum Minimum der Stärke abgenutzt werden. Es lässt sich wohl voraussetzen, dass das Bochumer Werk zu den ersten Radreifen ganz vorzügliche Qualität von Stahl verwendet hat, jedoch habe ich auch bei Bessemerstahl wenigstens keine grössere Sicherheit gegen Springen bei weicherem Material beobachtet, wogegen die Abnutzung weicherer Radreifen natürlich ganz bedeutend grösser war.

### Bemerkungen zu dem Apparat zur Erprobung von Schmiermaterialien.

Von Jähns, kgl. Eisenbahn-Maschinen-Inspector in Köln.

Zu der auf Seite 11 im XX. Bande im 1. Heft der vorliegenden Blätter über den vom Unterzeichneten construirten Oelprobr-Apparat erscheinenden Bemerkung, kann derselbe nicht unterlassen folgendes zu erwähnen.

Der Apparat hat allerdings eine grössere Anzahl von Theilen, als der des Herrn Professor Dr. Willigk. Dieses Mehr an Theilen ermöglicht indessen eine automatisch unterbrochene graphische Registrirung der Wärmeentwicklung, und die directe Bestimmung der Widerstandsarbeit in der Oelschicht, jedenfalls ein Vortheil, welcher durch eine Anzahl von kleinen Theilen nicht zu theuer erkauft sein dürfte. Es kann also in der Anbringung der diesem Zweck dienenden Theile eine Complication wohl nicht gefunden werden.

Sollte diese jedoch unter der eigenthümlichen Lagerung des Versuchszapfens verstanden sein, so muss ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass diese Lagerung der Construction einen ganz besonderen Werth, und einen Vorzug den bisher bekannten Constructionen gegenüber giebt, weil sie den Versuchszapfen so weit thermisch isolirt, wie überhaupt mechanisch erreichbar ist, da der Zapfen unten nur auf zwei Punkten, den Berührungspunkten der Laufkreise zweier Unterstützungsrollen mit der Mantelfläche des Versuchszapfens ruht,

und die, diesen in seiner Lage haltende Versuchschale nur durch zwei Spitzen gehalten wird.

Eine Mittheilung der in der Oelschicht entwickelten Wärme, an die übrigen, verhältnissmässig viel grösseren Massen des Apparatgestelles ist also, da nur vier Punkte der Versuchstheile berühren, fast absolut ausgeschlossen.

Apparate dieser Art, deren Versuchsflächen in solcher Weise thermisch nicht isolirt sind, sondern in unmittelbarer Massenverbindung mit anderen Theilen von verhältnissmässig grossen Volumina stehen, können unmöglich vollkommen zuverlässige Angaben über die Wärme in der Oelschicht allein geben, da ein grosser, aber bestimmbarer Theil der entwickelten Wärme in die anderen angrenzenden Massen überströmt.

Dieser Mangel haftet an allen bisher üblichen Probrmaschinen, und ist auch in der Construction des Herrn Professor Dr. Willigk nicht beseitigt, da die im Voraus entwickelte Wärme sich den an diesen angeschlossenen grösseren Constructionstheilen unmittelbar mittheilt, und nicht zu bestimmende Wärmeverluste herbeigeführt werden.

Jähns, kgl. Eisenbahn-Maschinen-Inspector.

## Ueber Dilatation eiserner Eisenbahnbrücken.

Von Franz Wostry, Inspector der k. k. Oesterr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft in Wien.

Im XIX. Bande (Ergänzungsheft) des Jahrganges 1882 des Organs für die Fortschritte des Eisenbahnwesens erschien ein Aufsatz vom Ingenieur Gamber unter dem Titel »Ueber Dilatation eiserner Eisenbahnbrücken«, in welchem ein Vorschlag einer neuartigen Construction der Auflagerung von Eisenbahnbrücken gemacht wird.

Dass man eine derartige Auflagerungsconstruction in Anwendung bringen kann, soll nicht in Abrede gestellt werden, dass damit aber die zum Schlusse des Aufsatzes angegebenen Vortheile erzielt werden sollen, muss entschieden verneint werden, wie nachfolgende kurze Betrachtung zeigt.

Professor Winkler giebt in seinem Werke: »Eiserne Brücken. II. Heft. Gitterträger und Lager gerader Träger«, zur Bestimmung der Anzahl der Walzen für ein bewegliches Auflager folgende Formel an:

$$n = \frac{3 D}{4 l \sqrt{(A + A_1) k^3 d}} \text{ für Tonnen und Centimeter.}$$

Hierin bedeuten:

D den Gesamtdruck auf sämtliche Walzen eines Lagers,  
l die Länge einer Walze,

A und  $A_1$  vom Materiale abhängige Erfahrungscoefficienten,  
und zwar giebt Winkler  $A + A_1$  im Mittel mit 0,023 an,

k den grössten zulässigen Druck pro Flächeneinheit und  
d den Durchmesser der Walzen.

Der Autor des erwähnten Artikels gebraucht diese Formel, indem er  $D = A$ ,  $A + A_1 = \mathfrak{A}_1 + \mathfrak{A}_2$  und  $l = 1$  setzt, und sagt, er erhalte die Anzahl der Kugeln für das Auflager aus der Formel:

$$n = \frac{3 A}{4 \sqrt{(\mathfrak{A}_1 + \mathfrak{A}_2) k^3 d}}$$

Die Vergleichung der beiden Formeln zeigt auf den ersten Blick, wie ungünstig bei Brückenauflagern die Anwendung der Kugeln im Vergleich zu Walzen wird.

Da die rollende Reibung bei Walzen, Stelzen und Kugeln ganz dieselbe ist, und da das Constructionsende von der Walze mit ihrer ganzen Länge unterstützt wird, die Kugel aber nur in der vom Autor willkürlich angenommenen Länge von  $l = 1 \text{ cm}^*$  tragen kann, bei der Walze sich somit die wirksamen Querschnitte continuirlich aneinander reihen, hingegen bei der Kugel Zwischenräume zwischen den wirksamen Auflagerflächen entstehen, so folgt daraus, dass bei Anwendung von Kugelstützen eine viel grössere Auflagerplatte, somit ein grösserer Materialaufwand erfordert wird, und dass sich die Kosten nicht, wie behauptet wird, bei einem Kugelaufleger vermindern, sondern vermehren müssen.

Soll der Kostenvergleich zwischen den Walzen- und Kugelauflagern richtig durchgeführt werden, so müssen für beide

\*) Die wirksame Auflagerfläche der Kugel ist eigentlich eine Kreisfläche, deren Durchmesser aus der elastischen Eindrückung erst zu berechnen wäre, und welcher vom Drucke auf die Kugel, sowie vom Durchmesser derselben abhängt.

dieselben Prämissen gelten. Es darf für die Kugelaufleger nicht willkürlich der grösste zulässige Druck mit 1,4 Tonnen angenommen werden, wenn er bei den nach Winkler gerechneten Lagern nur 0,73 bis 0,78 Tonnen beträgt, welche Beanspruchung mit Rücksicht auf die allgemein gebräuchliche 10fache Sicherheit bei Gusseisen, und der directen starken Stösse, welche das Auflager erleidet, gewiss gerechtfertigt ist.

Ebenso verhält es sich mit den Werthen von  $\mathfrak{A}_1$  und  $\mathfrak{A}_2$ . Während Winkler  $A_1 + A_2 = 0,023$  setzt, werden für die Kugelaufleger  $A_1 + A_2 = 0,24$  in Rechnung gesetzt. Der Autor rechtfertigt diese Werthe durch einen Vergleich der gedrückten Flächen der Walzen und der Drehzapfen eines Lagers. Dabei werden aber von dem Autor die Querschnittsflächen der Walzen  $\frac{n \pi d^2}{4}$  und jene der Zapfen  $\pi r^2$  als gedrückte Fläche angesehen, und er kommt so naturgemäss zu dem falschen Schlusse, dass die gedrückte Fläche bei den Walzen 3,31 mal grösser sei als jene der Zapfen, was zu einem 2 bis 3 mal grösseren Werthe von  $\sqrt[3]{\mathfrak{A}_1 + \mathfrak{A}_2}$  und consequenter Weise zu einem 10 mal grösseren Werthe von  $\mathfrak{A}_1 + \mathfrak{A}_2$  führt.

Wir können daher den Conclusionen, welche der Autor an die Anwendung der Kugellager knüpft, nicht beistimmen, denn:

ad 1) Die Auflagerconstructionshöhe kann nur dann reducirt werden, wenn man eine entsprechend grössere Anzahl von Walzen oder Kugeln nimmt.

ad 2) Ein Vergleich der Kugellager darf nicht mit einfachen Gleit- und Kiplagern gemacht werden, sondern mit Walzen- oder Stelzenlagern.

ad 3) Die Kosten stellen sich nicht, wie behauptet wird, billiger, sondern werden bei gleicher Grundlage für einen Vergleich bei Kugellagern höher werden, weil, wie früher auseinandergesetzt wurde, die Auflagerfläche in Folge der grösseren Raumeinnahme durch die Kugeln grösser und daher der Materialaufwand bedeutender wird.

ad 4) Wie die Auflager leichter rein zu halten sind als Walzenlager, ist nicht angegeben.

Eine Parallele endlich mit den Weickum'schen Brückenverschiebungsapparaten lässt sich hier nicht gut ziehen, weil der Hauptvortheil derselben, nämlich der, dass eine Verschiebung nach allen Richtungen ermöglicht ist, und somit kein Zwängen eintreten kann, bei den Brückenauflagern wegfällt, da ja die Construction in Folge der Dilatation sich nur nach der Längsachse der Brücke bewegen kann und soll.

Die projectirte Führung der Kugeln in der Längsrichtung der Brücke ist unzulänglich, da dieselbe eine seitliche Verschiebung der Construction zulässt, während bei Walzen alle Vorsicht angewendet wird, jene zu verhindern.

Vorläufig müssen wir daher wohl noch bei den Walzen- oder Stelzenauflagern für grössere Brücken bleiben, die auch gut functioniren, wenn sie richtig gerechnet und gut construirt sind.

Wien, im November 1882.

## System radiallylaufender Achsen für Eisenbahnfahrzeuge.

Von A. Klose, Chef des Maschinendienstes der Vereinigten Schweizerbahnen.

(Hierzu Taf. XVI—XVIII.)

### Allgemeines.

Die Anwendung von radiallylaufenden Achsen bei Eisenbahnfahrzeugen gestattet die sichere Befahrung von Curven mit kleinem Radius bei grossen Radständen der Fahrzeuge und verfolgt zugleich den Zweck, den hierbei in der Zugrichtung auftretenden Widerstand zu verringern, sowie die Abnutzung der Radreifen und speciell der Spurkränze herab zu mindern.

### Constructionsgrundlage.

Theorie und Erfahrung ergeben, dass Achsen von genügender Conicität der Radreife, nur in ihrem Schwerpunkt fest gehalten, bei üblicher ebenfalls genügender Spurerweiterung sich derart in die Curve einstellen, dass ihre Rotationsachsen nach dem Curvenmittelpunkt convergiren. Die bestimmende Ursache für diese Stellung sind die Abwickelungswege der Laufkreise, welche sich mit den Weglängen der Schienenstränge einer Curve ins Gleichgewicht zu setzen streben und welches bei genügenden Abmessungen dann eintritt wenn die Achse radial steht und die Abwickelungskreise eines Räderpaares sich verhalten wie die Radien des, jedem zugehörigen Schienenstranges — oder mit andern Worten, sobald die Achse conisch rollt.

### Zweiachsige Fahrzeuge.

Die Erfahrung zeigt ferner, dass auch bei nicht genügender Conicität die radiale Stellung erhaltlich ist, wenn die freien Achsen eines zweiachsigen Fahrzeuges derart mechanisch verbunden sind, dass der gemeinschaftliche Schwerpunkt der Achsen in Bezug auf den Rahmen stets derselbe bleibt und ein beliebiger Punkt der Achse zum Rahmen fixirt ist, — mit andern Worten, wenn die Achsen drehbar und astatisch verbunden sind.

Diese astatische Verbindung sichert überhaupt in jedem Falle die Stetigkeit der Bewegung und ihren Parallelismus in der graden Strecke; ebenfalls sichert dieselbe auch die Gleichzeitigkeit der Bewegung in entgegengesetztem Sinne.

Diese astatische Verbindung sichert auch ferner die Stellung der einzelnen Achse gegen einseitig wirkende Widerstände, insbesondere auch bei grössern Geschwindigkeiten; auch sichert sie die richtige Einstellung der vorauslaufenden Achse, welche bei ungenügender Conicität und Spurerweiterung ohne diese Verbindung meist unsicher und unruhig läuft.

Das System eines zweiachsigen Fahrzeuges mit astatischer Verbindung beider Achsen ist kinematisch als kraftschlüssig zu bezeichnen, wie überhaupt der Kraftschluss den Eisenbahnfahrzeugen immanent ist.

### Mehrachsige Fahrzeuge.

Besitzt das Fahrzeug mehr als zwei Achsen, so kann durch Einbeziehung dieser weitem Achsen in die astatische Verbindung das System in ein vollkommen zwangläufiges in Beziehung auf die Gleiscurven umgewandelt, und in diesem Sinne unabhängig vom Kraftschluss werden.

Diese letztere Construction ist schon seit längerer Zeit von einzelnen Constructeuren (Themor, Clark u. A.) in Anwendung gebracht worden.

Ob diese Zwangläufigmachung für mehrachsige Fahrzeuge immer zweckmässig erscheint, ist indess eine andere Frage, da diese Zwangläufigkeit, wie die Erfahrung gezeigt hat, auch Nachtheile für den stetigen Gang der Fahrzeuge bedingen kann.

### Construction der Laufwerke.

Zum Zwecke der radialen Einstellung werden die Achslager der Endachsen derart eingerichtet, dass sie sich in der Längenrichtung des Wagens um denjenigen Betrag verschieben können, welcher durch die radiale Stellung bedingt ist.

Diese Beträge bestimmen sich nach den auf der Taf. XVII Fig. 1—3 und 1 $\alpha$ —3 $\alpha$  verzeichneten Formeln.

Die Construction der Achslager ist derart angeordnet, dass entweder die Achsbüchse, wie Taf. XVI Fig. 1—4 zeigt, in dem um den Betrag  $s$  beidseitig erweiterten Achshalter hin und her spielen kann, oder dass die Achslagerschale in der Achsbüchse um diesen Betrag hin und her geschoben werden kann, wie auf Taf. XVI Fig. 5—8 dargestellt ist.

Die Verbindung mit den andern Achsen erfolgt durch die Stangen  $f$ , welche mittelst Bolzen entweder direct an der Achsbüchse  $A$ , wie auf Taf. XVI Fig. 1—4, oder an dem Schieber  $e$ , welcher das Lager  $c$  erfasst, angeschlossen werden. (Fig. 5—8 Taf. XVI.)

Für Wagen ohne Bremse genügt auch die Anordnung nach Taf. XVI Fig. 9—11, wobei die Stange  $f$  weggelassen und die mit der Feder fest verbundene Achsbüchse  $A$  durch die Feder  $k$  gestellt wird, indem ein Federende durch die Stange  $h$  Fig. 9 oder auch durch die Stangen  $h$  und  $i$  Fig. 11 mit den andern Laufwerken in Verbindung gebracht wird.

Bei der Anordnung Fig. 1—4 müssen die Federlaschen eine annähernd vertikale Stellung besitzen, bei der Anordnung Fig. 5—8 kann die Feder als Spannfeder angeordnet werden.

Da Achsbüchsen ohne Schieber unzweifelhaft einfacher sind, oft jedoch die Anwendung von Spannfedern unerlässlich erscheint, ist die dementsprechende Anordnung auf Taf. XVI Fig. 12—15 dargestellt.

Die Spannfeder  $k$  ruht hier auf den Segmentstücken  $v$  mittelst des Bolzens  $w$  und die Achsbüchse  $A$  wird durch die fest angeschlossene Stange  $f$  verstellt, indem die Segmente  $v$  sich um den Bolzen  $w$  drehen und auf der obern Fläche der Büchse abrollen.

Es ist von der speciellen Construction des Fahrzeuges abhängig, welche dieser Laufwerkanordnungen zweckmässigerweise Anwendung findet und wird im Allgemeinen immer diejenige zu wählen sein, welche am einfachsten herstellbar ist.

Die Mittelachsen mehrachsiger Fahrzeuge erhalten zunächst eine seitliche Verschiebbarkeit. Dieselbe kann dadurch hergestellt werden, dass dieselben bei sehr grosser Verschiebung

in besonderem Gestell gelagert werden, für die gewöhnlichen normalen Verhältnisse genügt indess die Anordnung einer Achsbüchse mit seitlichem Spiel, wie sie allgemein üblich sind, oder eines verschiebbaren Lagers wie auf Taf. XVI Fig. 16—21 dargestellt ist. — Es bezeichnet daselbst A den in den Achshaltern fest geführten Hauptkörper, in welchem sich seitlich das Lager  $c_1$  nebst dem Achsbüchsuntertheil verschieben kann.

Soll nun bei dieser Construction die Zwangläufigkeit dieser Achse mit den Endachsen hergestellt werden, so wird der Schieber  $e_1$  eingeschaltet, welcher schräge Nuthen an seiner untern Fläche besitzt, in welche entsprechend schräge Federn des Achslagers  $c_1$  eingreifen.

Es ist klar, dass bei seitlicher Bewegung der Achse und des Lagers  $c_1$  der Schieber  $e_1$  in der Achsbüchse longitudinal bewegt werden muss und wird an diesen Schieber behufs Zwangläufigmachung mittelst Bolzens die Stange  $f_1$  angeschlossen, welche wiederum weiter mit den andern Laufwerken durch Gestänge verbunden ist.

In der Wahl des Neigungswinkels der Nuthen und Federn ist zugleich ein Mittel gegeben, die Drehung der Endachsen um einen Winkel zu bewirken, welcher grösser ist als der radialen Einstellung entspricht; es kann hiervon Gebrauch gemacht werden, um zu bewirken, dass die Endachsen mit den Spurkränzen nicht mehr an den äussern Schienenstrang an, sondern von demselben ablaufen.

#### Die astatische Verbindung.

Die gegenseitige Verbindung der Achsen oder ihrer Lager erfolgt durch ein Gestänge in solcher Weise, dass die radiale Einstellung der einen Achse diejenige der andern bedingt, und zwar entweder beiderseitig nach dem Schema Fig. 4, 5 und 6, oder einseitig nach Fig. 4 $\alpha$ , 5 $\alpha$ , 6 $\alpha$  auf Taf. XVII.

Die verschiedenen Tafeln zeigen folgende Anordnungen solcher Gestängeverbindungen.

#### Zweiachsige Fahrzeuge.

Taf. XVII Fig. 4 und 5. Die Achsbüchsen sind nach Taf. XVI Fig. 1—4 gestaltet, die Stangen  $f$  erfassen dieselben und übertragen durch vertikale Hebel  $g$  die Bewegung auf ein Zwischenstück  $l$ , welche von den Balanciers  $B$  erfasst werden, die sich um den Punkt  $o$  pendeln können. — Die beiden Balanciers werden durch die Stangen  $h$  und  $i$  so verbunden, dass sie entgegengesetzte Bewegungen machen.

Taf. XVII Fig. 6. Für Wagen ohne Bremse kann erfahrungsgemäss die Stange  $f$  fortgelassen und die Uebertragung der Bewegung durch die Feder  $k$  vermittelt werden. — Die Achsbüchsen werden nach Taf. XVI Fig. 9—11 gestaltet und die Zwischenstücke  $l$  fassen direct an einem Federende der Feder  $k$  an.

Taf. XVII Fig. 4 $\alpha$  und 5 $\alpha$  zeigen die Anordnung einseitig. Die Stangen  $f$  erfassen die Achslager  $A$  und werden mittelst der Stangen  $h$  und  $i$ , welche den vertikalen Hebel  $g$  verbinden, da sie an diesen angeschlossen sind, in entgegengesetztem Sinne verstellt.

Taf. XVII Fig. 6 $\alpha$  zeigt diese Anordnung für Wagen ohne Bremse, in welchem Falle die Achsbüchse nach Taf. XVI Fig. 9—11 gestaltet werden kann, — eine Anordnung die an Einfachheit wohl nichts zu wünschen übrig lässt.

Taf. XVIII Fig. 1 und 2 zeigen eine Anordnung, bei welcher die Uebertragung von einer Wagenseite auf die andere mittelst Winkelhebel und Stange stattfindet.

Fig. 3 zeigt, wie der Federbock zugleich als Lagerung für den Umkehrhebel  $g$  benutzt werden kann.

Die Seite A ist für Anordnung von Achsbüchsen nach Taf. XVI Fig. 1—4, die Seite B für solche nach Taf. XVI Fig. 5—8 dargestellt.

In besonders übersichtlicher Weise gestaltet sich das Gestänge, wenn die Bewegung nach der andern Wagenseite durch eine Welle übertragen wird.

Diese Art der Uebertragung ist auf Taf. XVIII in Fig. 4 und 5 dargestellt. Die Stangen  $h$  und  $i$  erfassen die Stangen  $f$  und werden in dem betreffenden Punkte durch die am Rahmen schwingenden Hängelaschen  $n$  symmetrisch annähernd horizontal geführt; das andere Ende dieser Stangen ist an den Umkehrhebel  $g$  angeschlossen; dieser sitzt auf jeder Seite auf einer Querwelle fest und erfolgt der Anschluss der Stangen  $h_1$  und  $i_1$ , auf der andern Seite in umgekehrter Weise, also in der Art, dass ein oberer Anschluss der einen Seite ( $h$ ) einem untern Anschluss der entsprechenden andern Seite ( $h_1$ ) entspricht. Es ist klar, dass auf diese Weise ein Gestänge entsteht, welches den gleichen Zweck wie früher beschrieben erreicht.

Taf. XVIII Fig. 6 stellt dar, wie die Hängelaschen  $n$  auch an den Federböcken aufgehängt werden können.

Seite A ist für Achsbüchsen nach Taf. XVI Fig. 1—4, Seite B für solche nach Taf. XVI Fig. 5—8 gezeichnet.

Die Anordnung mit Umkehrhebel  $g$  kann auch mit der Querwelle combinirt werden und zeigt Taf. XVIII Fig. 7—9 zwei derartige Combinationen.

Die Querwelle, welche auf jeder Seite nur mit einem Hebeldamen versehen werden muss, dient nur als Uebertragung nach der andern Seite, es kann dies übrigens auch sowohl durch einen Balancier als durch Winkelhebel geschehen.

Jede Seite wird sodann für sich mit einem Umkehrhebel  $g$  versehen, welcher zugleich an einer Aufhängestelle die Führungslaschen  $n$  ersetzen kann. Wenn die Stangen nicht zu lang und entsprechend stark genommen werden, ist es, wie hier dargestellt, thunlich, dieselbe auf Zug und Druck zu beanspruchen und nur eine Stange ( $h$ ) für das Gestänge in Anwendung zu bringen.

In Fig. 7 und 8 sind diese Stangen  $h$  und  $h_1$  gerade angenommen; versieht man dieselben wie in Fig. 9 an den Brechpunkten mit besondern Führungslaschen  $m$ , so kann man dieselben nach beliebigen solchen Führungspunkten führen, wodurch oft sonst benöthigter Raum frei wird.

Beide Anordnungen gelten auch für einseitige Constructionen, wo dann einfach die Uebertragung nach der andern Seite fortfällt. (Schluss folgt im nächsten Hefte.)

## D a m p f - L ä u t e w e r k ,

construirt von **R. Latowski**, Maschinenmeister der Oels-Gnesener Eisenbahn in Oels.

(D. R. P. No. 18546.)

(Hierzu Fig. 5—8 auf Taf. XII.)

Bei diesem in denkbar einfachsten Weise wirkenden Läutewerk kann ein Versagen oder Untauglichwerden fast nicht vorkommen und zeichnet sich zugleich seine Herstellung durch grosse Billigkeit aus.

Zur Erklärung der Construction, bezw. der Wirkung dieses Läutewerks wird auf das Beispiel des klappernden Deckels eines am Feuer befindlichen Kochtopfs hingewiesen, welches auch die Veranlassung seiner Erfindung gegeben haben soll.

Der Deckel ist ein Ventil mit verhältnissmässig grossem Querschnitt; dessen erfolgende Oeffnung lässt jedesmal mehr Dampf ausströmen, als sich in gleicher Zeit erzeugt. Die momentane Entlastung lässt den Deckel wieder zufallen; die Trägheit der Masse des Deckels wirkt mit für Oeffnen und Schliessen. So entsteht das gleichmässige Oeffnen und Zufallen des Topfdeckes, welches als Klappern hörbar ist.

Bei dem vorliegenden Läutewerk ist dieselbe Wirkung dadurch erzeugt, dass in ein Gefäss durch eine enge Oeffnung Dampf einströmt, welchem der Ausgang durch eine weite Oeffnung bleibt, und welche mit einer Klappe bedeckt ist, die den Hammer trägt, bezw. hierdurch belastet ist. Der Hub des Hammers ist dadurch noch vergrössert, dass die Klappe in dem Raum der von ihr bedeckten Oeffnung eine Verstärkung a Fig. 5 Taf. XII hat und hierdurch erst bei einem gewissen Hube die Oeffnung frei werden lässt, bis dahin nur eine ringförmige Oeffnung herstellt. Es hat sich nun herausgestellt, dass der Hammer, ziemlich unabhängig von der Kesselspannung, 200—220 Schläge pro Minute macht, und dass der Hammer bei geringerer Spannung schneller schlägt.

Der Arbeits-Widerstand des Latowski'schen Läutewerks während des Ganges ist nur  $\frac{1}{4}$  Atmosphäre, während der des als Dampfmaschine construirten Pohl'schen Läutewerks\*) mindestens  $\frac{1}{2}$  Atmosphäre beträgt. Es stellt sich somit heraus, dass für einen so untergeordneten Kraftverbrauch, wie ein Locomotiv-Läutewerksignal, die Reibungs- und Massenwiderstände des als Dampfmaschine mit Schieber und Kolben construirten Motors mit gleichem Resultat akustischer Wirkung, viel zu gross sind, und, während bei oberflächlicher Betrachtung des Latowski'schen Läutewerkes, Dampfverbrauch gegenüber dem Pohl'schen Läutewerk vermuthet wird, dies dennoch nicht der Fall ist.

Bei 2 Atmosphären Kesselspannung schlägt ersteres noch vollkommen als Signal; dasselbe geht im Moment des Dampfzulassens an und bleibt stets in gleichem Tempo und gleich laut. Der Hammer hebt zwischen 70 und 90<sup>mm</sup> aus und schlägt von Aussen gegen die Glocke, während das Pohl'sche wie auch das Schichau'sche an die Innenseite der Glocke schlagen. Die Glocke wird aber auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen, während bei dem Latowski'schen Läutewerke auf rück-

wirkende. Es sind folglich die Glocken derselben weniger leicht dem Springen ausgesetzt.

Dieses Läutewerk wird am zweckmässigsten auf dem Dache des Führerstandes zunächst der Mitte zu montirt, damit der ausströmende und sich frei expandirende Dampf dem Locomotivpersonal die Aussicht nicht behindert, oder die Fenster des Führerstandes nicht beschlagen, sowie auch, damit das Werk bei Stillstand sich stets entwässere. Die dreieckige Fussplatte wird durch Hartholz-Leisten, soweit die Schräge, bezw. die Wölbung des Daches es erfordert, seitlich unterlegt und durch 3 Schrauben mit dem Dache derart befestigt, dass der Läutehammer rechtwinkelig zur Locomotiv-Längsachse anschlägt und in normal gerichteter Ebene schwingt. Das Dampfzuleitungsrohrchen von 7—8<sup>mm</sup> lichter Weite wird unter dem concaven Boden bei c angeschraubt und durch eine bezügliche herzustellende Oeffnung des Daches geleitet, jedenfalls nicht mit solchen Biegungen, dass sich Condensationswasser in demselben ansammeln kann. Das Dampfzuleitungsrohrchen wird ferner durch einen Hahn von 7—8<sup>mm</sup> weitem Durchgang mit dem Dampfraum des Stehkessels (Feuerbüchse) der Locomotive verbunden. Der Hebel des Hahnes zeigt sowohl in der geöffneten Stellung (Fig. 8 Taf. XII), wie auch in der der geschlossenen Stellung (Fig. 7) nach Oben. Eine einfache Zugstange von 10<sup>mm</sup> starkem Rund-eisen, welche durch eine an dem Eckblech der Verkleidung befestigten Führungsöse gleitet und für die beiden Begrenzungen der Hahnstellungen versplindet ist, reicht nach der Führerseite. Der Hahnkegel und das Hahngehäuse ist wie in Fig. 7 und 8 Taf. XII gezeichnet, zu durchbohren, damit das Läutewerk und das Dampfzuleitungsrohrchen in der geschlossenen Hahnstellung sich stets entwässere.

Der Hammer soll bis zum Anschlagen der Feder des Hammerstieles an das Gehäuse ausheben. Bei Anwendung von sehr nachgiebigem Dichtungsmaterial ist darauf zu achten, dass keine Querschnittsverengung stattfindet. Fig. 6 stellt die obere Ansicht des Befestigungsringes b für die Glocke dar, derselbe ist innerhalb mit Muttergewinde versehen. Für die Schallfähigkeit der Glocke ist es nicht günstig, wenn dieselbe mit Farbe angestrichen wird.

Diese Dampfpläutewerke kosten nur 43 Mk. pr. Stück incl. Emballage ab Oels, und eine etwas grössere Sorte 45 Mk. Dieselben sind bei grösserer Wirkung um ca.  $\frac{1}{5}$  billiger als das Pohl'sche und ca.  $\frac{1}{3}$  billiger als das Schichau'sche Läutewerk; ausserdem bestehen die Vorzüge des ersteren zunächst darin, dass es keiner Beaufsichtigung und einer kaum nennenswerthen Abnutzung unterworfen ist. Ein Versagen ist, so lange die Maschine Dampf hat, nicht möglich.

Die Latowski'schen Dampfpläutewerke können daher für Locomotiven von Secundär- und Dampfstrassenbahnen, für Fabrik- und Grubenbahn-Locomotiven, für Dampfwinden, Dampfkrahne und Dampfschiebebühnen, sowie für jede Art Dampf-

\*) Abgebildet und beschrieben im Organ 1879 S. 38.

maschinen, bei welchen ununterbrochener oder periodisch für die Bedienung der betriebenen Maschinen gefährlicher Betrieb stattfindet und das Haftpflicht-Gesetz besonders zur Geltung kommt, bestens empfohlen werden. — Da in neuerer Zeit verschiedene Hauptbahnen secundär betriebene Flügel- oder Verbindungsbahnen haben, für welche die Beschaffung besonderer Locomotiven, namentlich mit Rücksicht auf die gewöhnlich

dafür disponibeln geringen Mittel nicht immer angezeigt, so wurden diese Dampfbläutewerke vielfach für zahlreiche Zuglocomotiven der gemischten und Güterzüge beschafft, welche den Dienst auf diesen secundären Linien neben dem auf den Hauptbahnen versehen, so dass von diesen Bläutewerken in  $1\frac{1}{2}$  Jahren bereits ca. 300 Stück abgesetzt wurden.

## N. Henzel's Patent-Brückenwaage für Eisenbahn-Fahrzeuge ohne Gleisunterbrechung.

(Hierzu Fig. 1—7 auf Taf. XV.)

Zu unsern Mittheilungen über diese Construction im Ergänzungshefte des Organs 1882 S. 253 sind wir jetzt in der Lage auf Taf. XV die versprochenen genauen Zeichnungen mit Maassangaben zu liefern und noch folgendes zur weiteren Erläuterung beizufügen.

Diese Brückenwaage kann entweder, wie in der vorliegenden Zeichnung mit gusseisernem Fundamente, oder auch mit gemauertem Fundamente hergestellt werden.

Die Fig. 1 stellt den Längenschnitt der Waage nach A—B dar; hieraus ersieht man die Anordnung der Waaghebel und die Hebung der ganzen Brücke mittelst Excentrik, an dem Vereinigungspunkte der beiden Waaghebel gelegen.

In dem Grundriss Fig. 2 ist der Brückenbelag zum Theil abgenommen, um den Mechanismus zu zeigen; aus demselben geht auch hervor, dass die Schienen gänzlich unabhängig von der Hebevorrichtung sind.

Aus Fig. 3, einem Querschnitt nach C—D ist der Vereinigungshebel sammt der ganzen Waagbrücke mit ihren Längsträgern aus Doppelt-T-Eisen, sowie die Auffahrt der Spürkränze der zu wägenden Fahrzeuge in gehobenem Zustande zu ersehen; ausserdem enthält diese Figur auch die Welle mit dem Excentrik O, welches mit Support P die Hebevorrichtung bildet.

Der Querschnitt nach E—F—G—H (Fig. 4) zeigt neben der Waagbrücke auch die Anordnung der Auflagerung der doppelten Waagebalken.

Fig. 5, Schnitt nach K—L enthält die Schraube ohne Ende, welche zur Drehung des Excentrik resp. Hebung der Waagbrücke dient.

Der Schnitt M—N (Fig. 6) zeigt den Querschnitt des gusseisernen Fundamentkastens mit der Schraube ohne Ende und dem Antrieb an die Hauptexcentrik-Welle.

Fig. 7 stellt die Säule mit Indicator und doppeltem Laufgewicht in der Seitenansicht dar. Die obere graduirte Schieb-

stange ist von 5 kg zu 5 kg bis zu 1000 kg eingetheilt, während der Waagebalken von 1000 kg bis zu 19000 kg eingetheilt ist.

Aus dieser Zeichnung geht hervor, dass die eigentlichen Gleiseschienen vollkommen fest fundirt sind und der Verkehr nur auf diesen allein stattfindet, daher kann nicht wie bei den bisher gebräuchlichen Centesimalwaagen für Eisenbahnfuhrwerke, wo die Schienen auf der Brücke befestigt sind, beim Befahren eine Störung des Waagenmechanismus erfolgen.

Die innerhalb der Gleiseschienen knapp an den Schienenköpfen angebrachten Tragschienen aus Flacheisen mit Verstärkungsrippen sind entsprechend fest mit einander verbunden und ruhen mit stählernen Schneiden in Stützpunkten. Die Oberkanten dieser Tragschienen befinden sich im Zustande der Ruhe unter dem Niveau der Gleiseschienenköpfe und zwar so tief, dass sie beim Befahren der Gleise, selbst von den ausgefahrensten Radreifen nicht berührt werden.

Soll nun gewogen werden, dann wird zur Erzielung des zum Spiel der Waage nothwendigen Zwischenraumes die Waage wie bei den bisher angewendeten Constructionen ausgelöst, wodurch die Tragschienen so hoch aus ihren Stützpunkten gehoben werden, dass die Räder der abzuwiegenden Fahrbetriebsmittel von den Gleiseschienen isolirt werden und die letzteren die Abwaage nicht beeinflussen können.

Nach der Abwaage wird die Auslösevorrichtung zurückgebracht, die Brückenträger gehen in ihre Lage unter das Niveau der Schienenköpfe zurück, so dass die Räder wieder auf die Schienen zu stehen kommen, und das Fahrzeug anstandslos weiterfahren, sowie auch jeder beliebige Verkehr ohne Nachtheil für den Waagenmechanismus auf dem Gleise stattfinden kann. Diese Waage kann auch zum Abwägen gewöhnlicher Fuhrwerke benutzt werden.

Im Uebrigen wird auf die Beschreibung dieser Waage auf S. 253 des vorigen Jahrgangs vom Organ verwiesen.

## Bestimmung der Zugsgeschwindigkeit.

Um dem auf einer Locomotive Stehenden ein leicht zu merkendes Mittel zum raschen Bestimmen der Zugsgeschwindigkeit zu bieten, empfiehlt sich nachstehende Regel:

Man nehme den Durchmesser des Triebrades, in Decimetern gemessen, addire ein Achtel des-

selben hinzu und erhält eine Zahl von Secunden, während welcher das Triegrad ebenso viele Umdrehungen macht, als die Geschwindigkeit des Zuges in Kilometern pro Stunde beträgt.

Beispiel. Der Durchmesser des Triebrades sei 15 Deci-

meter, beobachtet man durch  $15 + \frac{15}{8} = 17$  Sekunden 42 Umdrehungen desselben, so fährt der Zug mit 42 km pro Stunde.

Die Begründung der Regel ist einfach. Bezeichnet für einen Triebraddurchmesser in Decimeter,  $u$  die Anzahl der Umdrehungen in  $t$  Sekunden, so ergibt sich für die Stunde  $\frac{u}{t} \cdot 60 \cdot 60$  Umdrehungen, also ein Weg  $v$  in Kilometern pro Stunde  $v = \frac{u \cdot 60 \cdot 60}{t} \cdot \frac{\pi d}{10000} = \frac{1,131 d}{t} u$ . Soll  $v = u$  werden, so muss  $t = 1,131 d$  sein, setzt man hierfür, der obigen Regel entsprechend  $t = 1,125 d$ , so wird  $v = 1,005 u$ ; der Fehler beträgt mithin nur 0,5%, die Genauigkeit ist eine für die Praxis weitaus genügende. Für englisches Maass lautet die Regel: man nehme  $\frac{2}{11}$  des Triebraddurchmessers in Zollen (engl.) und hat eine Zeit in Sekun-

den während welcher das Rad ebensoviel Umdrehungen macht, als die Geschwindigkeit des Zuges in englischen Meilen für die Stunde beträgt.

Das seiner Locomotive entsprechende Zeitintervall markirt der Führer am besten durch rothe Striche am Sekundenblatt seiner Taschenuhr.

Den Impuls zur Aufstellung dieser Regel verdanke ich Herrn M. Fuchs, Oberingenieur der böhm. Nordbahn, welcher auf empirischem Wege gefunden hat, dass  $t$  für die praktisch vorkommenden Werthe durch  $d + 2$  (in Decimeter) sich ausdrücken lasse, bei welcher Annahme jedoch der Fehler für kleine Werthe von  $d$  bis zu 6% beträgt, weshalb die obige Formel vorzuziehen sein dürfte. \*)

Prag, am 21. Januar 1883.

D.-Ing. Friedrich Steiner, o. ö. Professor.

\*) Es ist leicht, wie Fuchs dies neuestens gethan, das genannte Princip auch für die Bestimmung im Coupé auszudehnen und bei bekannter Schienenlänge jene Zahl der bei Passiren der Lücke während einer bestimmten Zeit entstehenden Stösse zu rechnen, welche direct der Zuggeschwindigkeit in Kilometern für die Stunde entspricht.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

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

#### Eiserner Querschwellen-Oberbau, System Heinrich Schmidt.

(Hierzu Fig. 9—15 auf Taf. IX.)

Der Ober-Ingenieur und General-Inspector der österr. Staats-eisenbahn-Gesellschaft Schmidt construirte eine zweckentsprechende eiserne Querschwelle, sowie eine thunlichst einfache, feste und allen Anforderungen möglichst vollkommen genügende Befestigungsart der Schienen auf dieselbe.

Die Form der Querschwelle ist aus Fig. 9—11 zu ersehen. Die obere Breite beträgt 150, die untere 260<sup>mm</sup>; die Dicke des Schwellenrückens, sowie der Fussflantschen ist 8<sup>mm</sup>, diejenige der Seitenwandungen jedoch nur 7<sup>mm</sup>; die Höhe der Schwelle ist 80<sup>mm</sup>. Die Höhe wurde so gross gewählt, dass die unten näher beschriebenen Futterstücke ohne Schwierigkeit eingesetzt und befestigt werden können und die abgelenkten Schwellen dem Bestreben des Gradenbiegens durch die Verkehrsmittel einen grösseren Widerstand entgegensetzen, damit keine Spurerweiterungen entstehen. Die Länge der Schwellen wurde auf das Minimum von 2,2<sup>m</sup> reducirt und wird dieselbe an beiden Enden durch an die Fussflantschen angenietete  $\perp$ -Eisen abgeschlossen.

Ein solcher Abschluss ist einfacher und billiger zu bewerkstelligen, als durch Umbiegen oder Vernieten der Schwellenden und giebt zugleich dem unten geöffneten Schwellenkasten eine grössere Festigkeit gegen Ausweitung; ferner ist die Schwelle in je  $\frac{1}{3}$  zwischen den Endabschlüssen nochmals durch Winkel- oder  $\perp$ -Eisen abgetheilt, wodurch sich Kasten bilden, welche den unter den Schienenauflagern festgestopften Schotter zusammenhalten, während der mittlere Theil nicht fest unterstopft wird, um das Weiten der Schwellen zu verhüten. Endlich ist die Schwelle auf je 530<sup>mm</sup> vom Ende so abgelenkt, dass die verlangte Schienenneigung hergestellt ist.

Die Schwelle ist mit Fussflantschen versehen, damit sie sich nicht schneideartig in das Schotterbett einarbeitet, auch

die End- und Zwischenabschlüsse bequem angenietet werden können.

Bei der Construction der Befestigungsart der Fahr-schienen auf die eiserne Schwelle wurde nicht nur die Festigkeit der Verbindung im Allgemeinen und die absolute Sicherung der verlangten Spurweite erstrebt, sondern auch insbesondere darauf Bedacht genommen, dass das Kleinmaterial möglichst einfach und wenig mannigfaltig wird.

Wie aus Fig. 11 zu ersehen, sind die Schwellen derart gelocht, dass zu beiden Seiten des Schienenfusses sich längliche Schlitzlöcher von 21<sup>mm</sup> Breite und 42<sup>mm</sup> Länge befinden, in welche Schraubenbolzen mit 40<sup>mm</sup> langen, 20<sup>mm</sup> breiten Köpfen und einem halb quadratischen, halb gerundeten 8<sup>mm</sup> hohen Ansatz (Fig. 13) eingeführt werden können, die dann um 90° zu drehen sind; ausserdem haben die an der Aussenseite befindlichen Längsschlitzlöcher noch Querschlitzlöcher von je 10<sup>mm</sup> Länge und 8<sup>mm</sup> Breite, in welche entsprechende Ansätze (c—f) an den Bolzen eingreifen (Fig. 13) und dadurch eine Ortsveränderung der einmal eingesetzten Bolzen durchaus unmöglich machen. Wenn nun die Schiene auf die Schwelle gelegt und die Bolzen eingesteckt sind, werden entsprechend gelochte Klemmplatten mit Ansätzen so eingelegt, dass die Ansätze die hinter den Bolzen verbleibenden offenen 22<sup>mm</sup> langen Schlitzlöcher vollständig und dicht ausfüllen. Die durch Federringe gegen Zurückdrehen gesicherten Muttern werden darauf fest angezogen.

Damit die Befestigungsbolzen zu jeder Zeit und bei jeder Witterung leicht eingesetzt und gedreht, auch ohne Schwierigkeit wieder ausgelöst werden können, sind wie aus Fig. 9 und 10 zu ersehen unter den Befestigungsstellen der Schienen Futterstücke F angebracht. Diese Futterstücke versteifen und verstärken die Schwelle gerade an den Stellen, an welchen sie die Lasten aufzunehmen haben, also am meisten in Anspruch genommen sind, und verhüten bei nicht unterstopfter Schwelle

das Durchfallen, bei gestopfter Schwelle das Beschädigen und Einklemmen der Bolzen durch den Schotter.

Die Klemmplatten stehen mit ihren zurückspringenden Seitenflächen fest am Schienenfusse, sowie mit der rückwärtigen Fläche der Ansatzstücke (Wulste) in den Längsschlitzten des Schwellenrückens dicht an, der Schienenfuss kann somit den Bolzen nie beschädigen oder ausreiben und verschwächen, sondern überträgt die Stösse direct auf die Klemmplatte und durch dieselben auf die Querschwellen, es ist daher trotz des nur 8<sup>mm</sup> dicken Schwellenrückens ein Ausleiern der Befestigungs-Bestandtheile nicht möglich.

Die Lochungen der eisernen Schwellen sind nach 3 Typen herzustellen.

1. Für Schwellen an beiden Seiten eines Schienenstosses mit je zwei äusseren und einem inneren Schlitz an jedem Ende.

2. Für Zwischenschwellen in der Geraden mit je zwei versetzten Schlitzten an jedem Ende.

3. Für Zwischenschwellen in Curven mit je fünf Schlitzten, drei für den äusseren und zwei für den inneren Schienenstrang.

Es werden zwei Sorten Klemmplatten (Fig. 12), für die Doppelschlitzte von 140<sup>mm</sup> Länge, und für die einfachen Schlitzte von 70<sup>mm</sup> Länge, sowie zwei Sorten Befestigungsbolzen, die einen mit Seitendornen (Fig. 13), die anderen ohne solche verwandt. Die Erfahrung wird zeigen, ob die in den nach aussen liegenden Schlitzten und Bolzen angebrachten Seitendorne durchaus nothwendig sind, oder ob dieselben weggelassen werden können, oder aber, ob sie bei den nach der Gleismitte hin liegenden Schlitzten ebenfalls angebracht werden sollten. In beiden Fällen ist dann nur eine Sorte von Befestigungsbolzen erforderlich.

Dieses Oberbausystem ist probeweise zur Ausführung gekommen und sind die mit demselben gemachten Erfahrungen recht gute.

Als sehr zweckmässig zeigen sich die Endabschlüsse, die so angeordnet sind, dass zwischen den Vertikalschenkeln derselben und dem Schwellenrücken eine Lücke von 4 bis 5<sup>mm</sup> verbleibt, durch welche die Luft circuliren kann. Dadurch wird verhindert, dass beim Erheben der entlasteten, zuvor in den Schotter eingedrückten Schwelle Wasser angesogen wird, welches im Sommer die Schlammtheile des Schotters aufzieht und die Entwässerung und Austrocknung des Gleisbettes erschwert, im Winter aber Veranlassung zu Eisbildung und dadurch zur Deformirung der Gleislage giebt, wie sich dies bei allen eisernen Querschwellen zeigt, welche an den Enden so abgebogen sind, dass sie einen hermetisch abgeschlossenen Kasten bilden.

Obschon der Constructeur in der verschiedenen Lochung der Querschwellen für Curven keine so grosse Schwierigkeit erblickt, so giebt derselbe doch zu, dass der Oberbau noch mehr vereinfacht, praktischer und handlicher wird, wenn man die Lochungen der Schwellen für alle Curven, auch für die verschiedenen Uebergangscurven, ganz gleich machen kann und auch nur eine Sorte von Befestigungsplatten und Bolzen nöthig hat. Dies lässt sich erreichen, wenn man das System der Ansätze an die Klemmplatten in Verbindung bringt mit den von Ober-Ingenieur Lazar vorgeschlagenen polygonalen Klemm-

platten, deren Seitenflächen vom Mittelpunkte der Befestigungsbolzen ungleich entfernt abstehen (siehe Organ 1879, pag. 130).

Die Fig. 14 u. 15 zeigen die Formen solcher Klemmplatten in oberer und unterer Ansicht, sowie im Durchschnitt, sammt der Lochung der Querschwellen und der Form der Befestigungsbolzen.

(Nach Zeitschr. d. Oesterr. Ing.- u. Archit.-Vereins 1881, S. 91).

#### Anwendung von Asphaltpapier als Zwischenlage für eisernen Oberbau.

Nach einer Mittheilung von E. W. Webb (Engineering 1882, 33. Bd., S. 156) hat die London und North-Western Railway in der letzten Zeit die Einführung eiserner Querschwellen versucht. Die Schienenstühle waren von Stahl. Durch die mit dem Betrieb nothwendig verbundene Erschütterung und Reibung nutzten sich die aufeinander befestigten harten Metallflächen dermaassen ab, dass die ganze Einrichtung der eisernen Schwellen als verfehlt galt und wieder aufgegeben werden sollte. Da kam man auf den Gedanken, zwischen die Schiene und den Stuhl, sowie zwischen den letzteren und die Schwelle, vor der Vernietung ein Futter von Asphaltpapier (bitumemized brown paper) einzufügen. Der Seitenverschluss wurde in der bei Stuhlschienen allgemein üblichen Weise mit einem hölzernen Keil bewirkt, welcher sich durch Anschwellen derart zwischen der Stuhlflantsche und der Schiene festsetzt, dass beim Betriebe keinerlei Lockerung eintritt, und doch eine völlig elastische, hinreichend nachgiebige Lagerung erzielt wird. A. a. O.

#### Eiserne Querschwellen.

Die Frage, wie sich eiserne Querschwellen beim Oberbau der deutschen Eisenbahnen bewähren, wurde am 7. Juni 1882 in der Versammlung des Aachener Bezirksvereins deutscher Ingenieure einer eingehenden Besprechung unterzogen. Es wurde darauf hingewiesen, dass die Befürchtung eines plötzlichen Bruches in Folge von Molecularveränderungen, welche durch fortwährende Erschütterungen hervorgerufen werden, nicht begründet sei. Zwar seien allerdings Fälle vorgekommen, bei welchen das Material durch abwechselnde Zug- und Druckspannungen in seiner Structur verändert wurde; eine solche Structurveränderung habe jedoch bis dahin bei Querschwellen noch nicht nachgewiesen werden können. Dass den eisernen Schwellen der Vorzug vor hölzernen gebühre, zeige sich schon aus dem zunehmenden Gebrauch der ersteren. Dieselben seien mit Rücksicht auf deren Dauer nicht nur ökonomischer, sondern wegen der sicheren Befestigung der Schienen auch zuverlässiger im Betrieb.

#### Ueber den Oberbau und die Bahnerhaltung der Oesterr. Nordwestbahn.

Einem Berichte des Baudirectors Hohenegger über die Thätigkeit der Direction für Bau- und Bahnerhaltung auf dem garantirten Netze der österr. Nordwestbahn in den Jahren 1871—1881 entnehmen wir die nachstehenden höchst interessanten Angaben. — In Betreff des zuuächst in Betracht kommenden Oberbaues finden wir, dass die 626,3 km lange Stammbahn ursprünglich mit Eisenschienen und (nicht imprägnirten)

Weichholzschnellen belegt war. Letztere, im Ganzen 429075 Stück Kiefernschnellen, eingelegt im Jahr 1871, sind nun nach 10 Jahren völlig ausgewechselt, und zwar waren ersetzt, im ersten Jahre ca. 0,8 %, im zweiten 15 %, im dritten 42 %, im vierten 66 %, im fünften 82,3 %, im sechsten 92 %, im siebten 96 %, im achten 98 %, im neunten 98,5 % und im zehnten 99,48 %. Die mittlere Dauer kann also auf  $3\frac{1}{3}$  Jahre angenommen werden. Von den im Jahr 1876 zum Ersatz eingelegten 28696 mit Zinkchlorid imprägnirten Kiefernchnellen waren bis Ende 1881 nur 0,031 %, von den im Jahr 1875 eingelegten 181695 Stück unpräparirten Eichenschnellen 12,67 % und von den 1877 verwendeten 73656 Stück mit Theeröl imprägnirten Eichenschnellen Ende 1881 noch keine ausgewechselt.

Die Eisenschnellen sind (abgesehen von den in den Stationen verlegten) Ende 1881 bis zum Betrage von 52,5 % durch Stahlschnellen ersetzt; die Auswechslungen begannen in grösserem Maasse im vierten Jahre, und vertheilten sich auf die einzelnen Jahre ziemlich gleichmässig. Hierbei ist zu bemerken, dass ca. 140 km Zweiglinien noch durchgängig Eisenschnellen haben, resp. mit den aus der Hauptbahn entfernten alten Schnellen erhalten werden. Die Auswechslungen begannen in den Strecken mit stärkerer Steigung von 10 resp. 14,5 % und es sind diese nun ganz mit Stahlschnellen versehen. Wegen des grossen Unterschieds in der Güte des Materials ist auch eine Zusammenstellung des Verschleisses der Schnellen (zunächst der Eisenschnellen) nach den Fabrikationsorten sehr interessant. Das Auswechslungsprocent am Ende des zehnten Jahres nach Einlegung der Schnellen variirt zwischen 12 und 71,6 % des ursprünglich verwendeten Quantum. Die obere Grenze bildet ein englisches und die untere ein böhmisches Schnellenwerk, dazwischen liegen von 23 bis 56 % lothringische, mährische und ungarische Schnellen. Auffallend ist namentlich das Ergebniss bei den Engländern, welche sich auf das bedeutende Quantum von 755 490 l. Meter bezieht. Die Stahlschnellen, welche 1874 bis 1877 in Verwendung kamen, zeigen Ende 1881 Auswechslungen von 0,43 % bis bezw. 0,26 %. Die Abnutzung des Schnellenkopfes beträgt für 10,5 Millionen Brutto Tonnen darüber gerollter Last in horizontalen Strecken in der Schnellenachse: in der Geraden 1,53<sup>mm</sup>, in Curven am äusseren Schnellenstrang 0,90<sup>mm</sup>, am innern Schnellenstrang 1,43<sup>mm</sup>; am obern Anschluss des gegen die Gleismitte liegenden Abrundungs-

bogens: bezw. 1,27<sup>mm</sup>, 1,03<sup>mm</sup> und 0,97<sup>mm</sup> und in der Mitte dieses Bogens: bezw. 0,73<sup>mm</sup>, 1,33<sup>mm</sup> und 0,31<sup>mm</sup>; die Maxima der Abnutzung sind also in der Schnellenachse des geraden und inneren Curven-Stranges und in der Mitte des Abrundungsbogens am äusseren Curvenstrange, wobei zu bemerken ist, dass die Oesterr. Nord-Westbahn sehr starke Ueberhöhungen des äusseren Schnellenstranges (in Curven von 300<sup>m</sup> Radius 175<sup>mm</sup>) anwendet. — Ausserdem enthält der Bericht nähere Angaben über die Constructionen des eisernen Langschnellen-Oberbaues, System Hohenegger, von welchen die älteste Construction im Jahre 1876 auf eine Länge von 4055 Gleismeter bei der Stammbahn zur Ausführung gelangte und 17 fl. 97 kr. pro Gleismeter kostete, während eine andere Construction mit Langschnellen aus zusammengeschweissten Altschnellen in den Jahren 1877 bis 81 auf eine Länge von 16837 Gleismeter bei dem Ergänzungsnetze zur Anwendung kam und nur 14 fl. 76 kr. resp. 11 fl. 71 kr. pro Gleismeter kostete.\*)

Ferner sind die Leistungen für definitive und provisorische Schneeschnelzbauten bemerkenswerth, da diese Bahn besonders in dem böhmisch-mährischen Hügellande sehr den Schneeschnelzungen ausgesetzt ist. Es sind solche Schnelzbauten auf eine Länge von 50600<sup>m</sup> (8 % der ganzen Länge) ausgeführt, und bestehen dieselben meist aus Schnelzämmen (ca. 29000<sup>m</sup>) und aus Hurden (Tafeln und Weidengeflecht 2<sup>m</sup> hoch) 19223<sup>m</sup>. Ausserdem sind auch Bretterblanken und Flechtzäune in geringerer Menge in Gebrauch. Die Kosten für Schneeschnelzbauten haben im Jahr 1881 die hohe Summe von 27009 fl. erreicht.

Die Kosten der Bahnunterhaltung, welche in überwiegendem Maasse aus den Kosten für die Oberbauerneuerung bestehen, waren in Folge dieser, während alle andern Ausgaben fast constant blieben, für den Betriebskilometer im Jahre 1874 auf 2422 fl. angestiegen, sind aber seither in stetigem Abnehmen auf 1370 fl. im J. 1880 und 1650 fl. im Jahre 1881 gekommen und es steht zu erwarten, dass sie in Folge der Verwendung von Oberbau-Material der besten Qualität trotz des stetig wachsenden Verkehrs bei dem jetzigen niedrigen Stande verbleiben werden.

A. a. O.

\*) Ausserdem hat Herr Baudirector Hohenegger von seiner neuesten Construction des Stahlschnellen-Oberbaues im Jahre 1882 weitere 20 Kilometer auf der Oesterr. Nord-Westbahn zur Ausführung gebracht. Vergl. Organ 1883 S. 2.

## Bahnhofsanlagen.

### Stationen und Hochbauten auf der Grevskabsbahn in Norwegen von O. Schönheyder.

Auf Taf. XIV. sind einige der auf der Grevskabsbahn ausgeführten Hochbauten enthalten. Zur Orientirung über die innere Einrichtung der Gebäude, mögen folgende Erläuterung dem Leser vom Interesse sein.

Für sämmtliche kleinere Stationen des Hinterlandes ist eine der drei Typen, welche auf Taf. XIV mit 2ter, 3ter, 4ter Classe Zwischenstation bezeichnet sind, angewendet worden,

wenn nicht zufällig erworbene Häuser zu Stationsgebäuden verwendet und umgeändert sind. Die 3te Classe ist zum Theil wie die Zeichnung angeht, zum Theil aber mit freistehender Retirade, also nicht wie hier, unter der Ueberdachung des angebauten Güterschnuppens, und zum Theil sind sowohl Retirade als Güterschnuppen von dem Empfangsgebäude getrennt.

Da man bei den früheren Bahnanlagen die Erfahrung gemacht hat, dass alle irreguläre Grundrisse mit mehreren ein-

springenden Winkeln in die Wände und Dächer für das nordische Klima weniger zweckmässig und dazu theurer sind, ist man hier bestrebt gewesen, dem Grundriss eine rechteckige Form zu geben. Dass man hierbei davon absehen musste, den Gebäuden ein ansprechendes Aeussere zu geben, welches sonst möglich gewesen wäre, war nicht zu vermeiden, und umso mehr nicht, als das aufgestellte Programm nichts ausser den höchst nothwendigen äusseren Vorsprüngen zulies. Eine an der Giebelseite der 2ten und 3ten Classe angebrachte kleine Veranda trägt doch dazu bei, das sonst ziemlich einförmige Aeussere dieser Gebäude etwas zu beleben.

Was nun die Eintheilung dieser Stationen des Hinterlandes angeht, so ist man davon ausgegangen, dass die Gepäckexpedition auf dem Perron geschehen soll, und dass deswegen die Wartezimmer nur von hier zugänglich sind. Zu dem übrigen Theil der Gebäude, welcher als Wohnung für den Vorsteher und den Telegraphisten dient, kommt man nur von der Rückseite. Bei der 4ten Classe Stationen hat der Vorsteher auch den Telegraphendienst zu verrichten, daher für diesen kein besonderes Zimmer eingerichtet ist.

Bei sämtlichen Stationen der Städte ist die Einrichtung eine andere, da der Perron abgesperrt ist. Der Haupteingang für das Publikum ist hier an der Rückseite in das Vestibule, in welchem der Billetverkauf, sowie die Gepäckexpedition stattfindet, und von wo aus man zu den verschiedenen Büreaux, dem Portierzimmer und den Wartezimmern kommen kann. Um so viel als möglich die Expeditionslokale in die Mitte der Gebäude zu concentriren, wodurch die Expedition sowohl für das Publikum als für das Stationspersonal erleichtert wird, ist man angewiesen gewesen, die Wartezimmer in die äusseren Enden zu legen. Dieses Arrangement hat sowohl Nachteile als Vortheile, doch scheinen die letzteren bei den kleinen und mittleren Stationsgebäuden vorzuwiegen. Bei den grössten Stationen hat man dieses Arrangement aufgeben müssen, da die Wartezimmer in diesem Falle zu weit vom Centrum entfernt wurden. Die I. Etage in den Empfangsgebäuden der Städtestationen ist ausschliesslich als Wohnung für den Vorsteher — eventuell auch für den Telegraphisten, welches doch in den Städten für weniger nothwendig erachtet worden ist — bestimmt. Bei der Anordnung der Treppen ist man davon ausgegangen, die Familie des Vorstehers möglichst fernzuhalten von den für das Publikum bestimmten Localen. Nur eine der Stationen weicht in der Einrichtung wesentlich von den vorgenannten Typen ab, nämlich (Fig. 3) das Stationsgebäude in Skopum, welches nothwendig wurde, weil die Bahn nach Horten von hier abzweigt, und das Stationsgebäude zwischen beiden Bahnen gelegt ist, — um von beiden Seiten Zugang zu den Wartezimmern und Expeditionslocalen zu bekommen. Eine andere Abweichung von der Normaltype zeigt das Empfangsgebäude in Horten (Fig. 2), theils weil hier die Endstation ist, theils aber, weil das Zollhaus abgebrannt war, und man sich daher entschloss, das Zollamt in das Empfangsgebäude zu legen. Ausser den Aenderungen, welche hierdurch nothwendig wurden, entschloss man sich, versuchsweise die Anordnung anzuwenden, welche bei den Empfangsgebäuden der schwedischen Eisenbahnen sehr allgemein ist, dass das Vestibule zugleich Wartezimmer für III. Classe ist, eine

Einrichtung, wobei Raum erspart wird, und welche daher etwas für sich haben dürfte.

Sämmtliche Empfangsgebäude haben hervorspringende Dächer mit Ausnahme an den Stationen, wo eine besondere Halle vorhanden ist, wie z. B. Horten, Laurvig og Skien.

Ausser vorgenannten Gebäuden sind Zeichnungen von zwei Wärterhäusern und einer Wasserstation beigelegt, bei welchen jedoch nichts zu erwähnen ist.

Nachstehende Tabelle enthält einige Erfahrungspreise bei der Ausführung dieser und mehrerer Hochbauten in der Periode 1879—82. Da alle hier angeführten Hochbauten zum grösseren Theil im Entreprise durch öffentliche Submission ausgeführt sind, und nur einzelne Arbeiten, wie Grundmauern, Dachdeckerarbeiten etc. in Regie und hier nach Berechnung hinzugefügt sind, dürften die Preise der Wirklichkeit ziemlich nahe kommen.

	Grundfläche qm	Preis in Kr.		Bemerkung.
		Kro- nen**)	pro qm	
<b>Empfangsgebäude:</b>				
Station Laurvig . . . . .	356	40000	112,5	Die Verandas sind in der Grundfläche nicht, aber im Preise enthal- ten.
für den Theil mit Parterre und I. Etage . . . . .			127,0	
für den Theil mit nur Parterre			92,0	
Station Tönsberg . . . . .	322	36000	—	
„ Holmestrand . . . . .	211	23500	111,5	
II. Classe Zwischenstation . .	123	13000	106,0*	
III. „ „ ohne				
angebauten Güterschuppen .	98,5	10500	107,0*	
IV. Classe Zwischenstation . .	63	7100	113,0*	
Station Bergen mit Parterre, I. Etage und Erkerzimmer ohne Keller . . . . .	406	67000	165,0	
<b>Station Trondheim</b>				
für Parterre und I. Etage . .	597	98500	165,0	
„ II. Etage . . . . .	141	6500	46,0	
<b>Anderer Hochbauten:</b>				
Güterschuppen in Skien Fachwerk	286	7000	24,5	
„ in Bergen . . . . .			31,0	
„ für die Grevskabsbahn	115,5	4500	29,0	
Freistehende Retiraden . . . .			76,0	
Offene Halle in Horten . . . .	287,0	4700	16,36	
„ „ auf Vossevangen . . . .	430,0	8950	20,70	
„ „ in Trondheim . . . . .	1905,0	24100	12,70	
Locomotivschuppen auf Vosse- vangen, Fachwerk . . . . .	136,0	9350	68,7	sehr hoch
Locomotivschuppen in Fredriks- hald, massiv und auf Pfahlrost fundirt . . . . .	413,0	19100	46,5	billig
ohne Pfahlrost fundirt . . . .			39,4	
Locomotivschuppen in Trondheim, massiv . . . . .	546	23500	43,0	
Wagenschuppen in Fredrikshald, Fachwerk . . . . .	262	5900	22,5	
Wagenschuppen in Trondheim, Fachwerk . . . . .	540	8500	15,7	

\*) Bei der Smoolensbahn kosteten solche Gebäude 112—140 Kronen pro qm und bei der Rørbahn 180 Kronen pro qm.

\*\*\*) 4 Kronen gleich 4,50 Mark.

	Grund- fläche qm	Preis in Kr.		Bemerkung.
		Kro- nen	pro qm	
Reparaturwerkstatt in Trondheim, massiv 1½ Stein stark . . .	1615	48000	29,7	theuer
Reparaturwerkstatt in Bergen .	510,0	25000	49,0	
Wagenwerkstatt in Bergen, Fach- werk . . . . .	390,0	14000	36,0	
Wagenwerkstatt in Trondheim, massiv . . . . .	921,0	26800	29,2	

Sämmtliche Gebäude sind mit schwedischen Schiefeln gedeckt.

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass die Preise wesentlich höher sind, als man, durch den Vergleich mit den Kosten für Gebäude in Christiania, die in derselben Zeit erbaut sind, hätte glauben annehmen zu dürfen. Der Grund hierzu muss darin gesucht werden, dass die Stationen des Hinterlandes nur kleine Objecte umfassen, und dass der Materialtransport verhältnissmässig grosse Kosten verursacht hat. Diese Gründe fallen jedoch bei den Stationen der Städte weg, welche ja wesentlich grösser sind und auch in Bezug auf den Transport der Materialien günstiger liegen. Hier müssen die hohen Preise dadurch entstanden sein, dass man die Unternehmer, welche die ganze Ausführung — und was auch in der Regel erwünscht ist — an Ort und Stelle nicht haben können, sondern solche von Auswärts hat kommen lassen müssen.

(Polyteknisk Tidsskrift. 1882. 5. Heft.)

### Pulsometer als Ersatz für Wasserstationen.

Auf Bahnhof Schmiedeberg in Schlesien, dem Endpunkte der etwa 15 km langen Secundärbahn Hirschberg-Schmiedeberg, welche von dem Bahnhof Hirschberg der Schlesienschen Gebirgsbahn abzweigt, ist eine Einrichtung zur Wasserentnahme für Locomotiven getroffen, die eine kurze Erwähnung verdient. In einem 4,8<sup>m</sup> tiefen Brunnen von 1,6<sup>m</sup> Durchmesser, über dem eine eiserne Weichenstellerbude aufgestellt ist, befindet sich etwa 2,5<sup>m</sup> über dem Wasserspiegel ein Pulsometer, welches das aufgesaugte Wasser durch ein 60<sup>mm</sup> weites Rohr zur Locomotive drückt. Das Rohr ist an der Seitenwand der Bude befestigt, durch das Dach hoch geführt, und hier als drehbarer Krahn ausleger ausgebildet. Das Dampfzuleitungsrohr von 15<sup>mm</sup> Lichtweite, durch welches der Dampf von der wassernehmenden Maschine dem Pulsometer zugeführt wird, ist am Krahnrohr und Ausleger befestigt und mit diesem drehbar. Das Pulsometer, ein Hall'scher Apparat No. 4, liefert bei durchschnittlich 55 Pulsationen 330 bis 340 Liter in der Minute. Die Wasserentnahme findet nur in Ausnahmefällen statt, da die auf der Secundärbahn laufenden Tendermaschinen von etwa 4 cbm Inhalt nach der Bergfahrt, von Hirschberg nach Schmiedeberg in der Regel noch 1,6 cbm Wasser besitzen, womit sie für die Thalfahrt vollständig ausreichen. Der Höhenunterschied der Endstationen beträgt 99,29<sup>m</sup>, die durchschnittliche Steigung der Strecke also ungefähr 1 : 150.

(Centralbl. der Bauverw. 1882. S. 458.)

## Maschinen- und Wagenwesen.

### Webb's neues Locomotivsystem.

(Hierzu Fig. 5 auf Taf. XI.)

Der Chef des Maschinenwesens der London- und North-western-Eisenbahn und Director der grossartigen Werkstätten zu Crewe, Herr Fr. W. Webb hat ein neues Locomotivsystem ausgedacht und bereits bei einer Eilzugmaschine, wofür es sich speciell eignet, zur Anwendung gebracht. Die betreffende Maschine, welche man beim ersten Anblick als eine zweifach gekuppelte Eilzugmaschine (mit vorderer Laufachse) bezeichnen möchte, hat thatsächlich statt eine Treibachse, deren zwei, welche durch keine Kuppelstangen verbunden sind. Die vor der Feuerbüchse liegende vordere Treibachse hat eine in der Mitte ausgekröpfte Treibkurbel, auf welche ein vorn unter dem Rauchkasten, in der Mittellinie der Maschine, liegender Cylinder arbeitet, während die zwei in gewöhnlicher Weise ausserhalb des Rahmens befestigten Cylinder auf die den hinteren Treibrädern eingepressten Treibzapfen einwirken. Letztere sind unter 90° gegen einander versetzt, um in jeder Stellung ein Anfahren der Maschine zu ermöglichen, während die vordere Treibachse eine ganz beliebige Stellung zur hinteren Achse annehmen kann und auch zweifellos in Folge des wechselnden Rädergleitens nach und nach alle erdenklichen Stellungen einnehmen wird. In Folge dessen muss selbstverständlich jede Treibachse ihre besondere Steuerung besitzen, welche entweder durch ge-

wöhnliche Excenter, oder durch einen an die Treibstangen angehängten Lenkermechanismus (nach System Brown, Joy oder Andern) besorgt wird. Das Vorhandensein von 3 Cylindern legt selbstverständlich die Anwendung des Compoundsystems nahe, das ja auch bei genügend grossen Zwischenkammern von den wechselnden relativen Kurbelstellungen nicht wesentlich beeinflusst wird. Es ist jedoch auch das direkte Arbeiten aller drei Cylinder vorgesehen und als Hauptvorthell der neuen Erfindung das Wegfallen der Kuppelstangen bezeichnet, welche bei grossen Rädern stets sehr lang werden und bei aussergewöhnlichen Geschwindigkeiten am ehesten Veranlassung zu Brüchen geben können. — Diese Webb'sche Construction ist auch im Deutschen Reich unter Klasse 20, No. 19257 vom 4. August 1881 ab patentirt.

### Herstellung der Eisenbahnwagenräder aus Papierstoff.

In den Werkstätten der Allen Paper Carl Wheel Company in Pullmann, Illin., Nordamerika, benutzt man zur Herstellung der Papierstoff-Räder gewöhnliche Strohnappe, welche auf Maschinen zu runden Scheiben mit einem Loch zum Durchstecken der Naben geschnitten werden. Diese Scheiben sind im Durchmesser ein wenig grösser, als für Räder von 26" (660<sup>mm</sup>), 33" (838<sup>mm</sup>) beziehw. 42" (1067<sup>mm</sup>) erforderlich ist. Je 3 dieser Scheiben werden mit Mehlkleister, den man mit

Handbürsten aufträgt, zusammengeklebt; dann bildet man aus diesen dicken Scheiben Stösse von 915 bis 1220<sup>mm</sup> (3 bis 4 Fuss) Höhe und bringt sie 3 Stunden lang in einer hydraulischen Presse unter 650 t Druck. Dadurch werden die 3 Blätter zu einer einzigen soliden Scheibe vereinigt, welche in einem auf etwa 50° erwärmten Raum langsam, etwa 2 Wochen lang, getrocknet wird. Um diese Scheiben noch weiter zu verdichten, presst man sie von neuem, klebt dann mehrere zusammen, presst und trocknet, wie vorher, und setzt dies so lang fort, bis die erforderliche Dicke erreicht ist. Die fertigen Scheiben haben je nach dem Durchmesser eine Dicke von 4 bis 5" (100 bis 125<sup>mm</sup>). 117 Blätter gehören zur Scheibe eines Rades von 838<sup>mm</sup> und 100 Blätter zur Scheibe eines Rades von 660<sup>mm</sup> Durchmesser.

Die nächste Arbeit ist das Abdrehen der Scheiben auf einen Durchmesser, der etwas grösser ist, als die lichte Weite des Radreifens, sowie das Ausbohren des Nabenloches, etwas kleiner als der Durchmesser der Nabe. Hierauf erhalten die Scheiben auf beiden Seiten einen Anstrich; dann folgt das Einpressen in den Radreifen mit einer hydraulischen Presse bei einem Druck von 210 kg, wodurch Reifen und Scheiben fest miteinander vereinigt werden. Nach dem Einziehen der Nabe und dem Verschrauben der kräftig gehaltenen eisernen Seitenplatten ist das Rad fertig. Ein 1067<sup>mm</sup> Rad wiegt etwa 515 kg, welches Gewicht sich folgendermaassen vertheilt: Papierstoff 82 kg, Reifen 250 kg, Nabe 90 kg, Bolzen 25 kg, und Seitenplatten 68 kg. Die Reifen sind aus dem besten Krupp'schen Stahl.

Das oben genannte Werk beschäftigt gegenwärtig 80 Arbeiter und liefert 24 bis 26 Räder im Tag. Ein 838<sup>mm</sup> Rad mit Papierscheibe kostet etwa 340 Mark, ein eisernes Schalen-gussrad etwa 64 Mark. Die Mehrkosten sollen durch die viel längere Dauer der Papierräder wieder aufgewogen werden. Achsen mit eisernen Rädern sollen im Maximum nur 160 000 km, Achsen mit Papierrädern 650 000 km und mehr durchlaufen können, welche grosse Leistung eine Folge der Elasticität der Papierscheibe ist.\*) (Scientific American 1882. Bd. 46. S. 218.)

#### Zugfreie Lüfterneuerung für Eisenbahnwagen

von W. Born, Ingenieur in Magdeburg.

Das Königliche Betriebs-Amt Wittenberge-Leipzig hat die Freundlichkeit gehabt, mir zwei Personenwagen zur Vornahme von Versuchen zu überlassen, der eine Wagen IV. Classe hatte Ofen, der andere III. Classe hatte Einzelcoupéheizung. Beide Wagen wurden mit Einblasern und Absaugern versehen, und ergaben die zum Theil bei sehr stürmischem Wetter angestellten Versuchsfahrten die nachstehenden Thatsachen:

1. Die Einblaser, (oben auf Wagen angebracht, wo es am wenigsten Staub und die beste Luft giebt) liefert einen überaus kräftigen Luftstrom, der vertical aufsteigend die sonst stagnirende Wärme der Heizvorrichtungen sehr rasch und ohne fühlbaren Zug im Wagen vertheilt.

\*) In Deutschland fertigen Gebrüder van der Zypen in Deutz solche Waggonräder aus Papierstoff zum Preise von 455 Mark pro Satzachse.

2. Die Absauger, eine erstaunlich einfache und billige Construction, ergaben bei jeder Windrichtung eine solche Wirkung, dass ein untergehaltenes Papier angesogen wurde, dass grössere Stücke Papier hinausflogen, ein Stearinkerzenlicht erlöschte, dass Rauch, mittelst Salmiak auf heissem Eisen erzeugt, in starkem Strome hinausflog, dass angeheftete Papierstreifen dauernd hineingezogen wurden.

Die technische Leistungsfähigkeit der angewendeten hocheinfachen Apparate steht also ausser allem Zweifel und es sind diese Absauger zugleich die besten Schornstein-Aufsätze für Eisenbahnwagen.

3. Das Hauptergebniss ist, dass diese verticale Lüfterneuerung nicht den geringsten fühlbaren Zug veranlasst.

Das System repräsentirt hiernach einen ausserordentlichen Fortschritt für die Gesundheitsinteressen der Reisenden, die künftig nicht mehr dem schädlichen, horizontalen Zuge und den Unannehmlichkeiten der seitlich geöffneten Fenster, Schieber und Klappen ausgesetzt, und dennoch der zum Athmen erforderlichen reinen Luft nicht beraubt sein werden.

Die Beamten sagten mir, dass in IV. Classe oft eine so pestartige Luft sei, dass es auf den Trittbrettern aussen nicht auszuhalten sei, mit einem wahren Entsetzen hat man mir diese Luft geschildert, insbesondere z. B. bei den Arbeiterzügen, die von Landsberg a./W. aus hier durchkommen!

Der Tabakrauch wird mit Leichtigkeit entfernt und besondere Abtheilungen für Nichtraucher sind überflüssig!

Die Uebelstände der jetzigen Heizungen, deren Wärme unter den Bänken stagnirt, oder am Ofen ein Samum von 80° giebt, die in der Nähe eines solchen Ofens befindlichen Personen auf das Aeusserste belästigt, die entfernt sitzenden Reisenden nicht genug erwärmt, fallen fort, weil die verticale Lüfterneuerung die Wärme in der angenehmsten Weise im Wagen vertheilt.

Die Brennstoffe werden besser ausgenutzt und weniger davon verbraucht.

Das System ist überall mit Leichtigkeit und ohne erhebliche Kosten anzubringen, so dass man wohl erwarten kann, dass so grosse Vortheile, die namentlich auch für Kriegszeiten für Truppen- und Kranken-Transporte von höchster Wichtigkeit sind, eine weitergehende Beachtung finden.

Seither ist in dieser Richtung schon Manches geschehen, leider aber ohne eingehende «Untersuchung der Leistungen.» Es giebt wohl in der ganzen Eisenbahnliteratur keine Zahlen über die Anzahl Cubikmeter Luft, welche die Ventilationseinrichtungen aus- und eintreten lassen. Dies ganze Gebiet erscheint noch in voller Unordnung, ohne leitende Grundsätze den wunderbarsten Zufällen preisgegeben. Bald sind diese Vorrichtungen an der Seite, bald oben; bisweilen ist der Wagen erhöht und mit vielen Klappen versehen; im Allgemeinen ist aber fortwährend Streit unter den Reisenden, von denen der eine sich vor Erkältung, der andere vor schlechter Luft fürchtet, der eine Fenster und Klappen schliesst, der andere sie öffnet

— Uebelstände, die sämmtlich in meinem System der vertikalen Lufterneuerung fortfallen.

Letzt sah ich auf dem Perron an einem Wagen Apparate von Viehoff & Voss in Hamburg, ich stieg ein und beobachtete die Wirkung während der Fahrt, dieselbe war sehr gering, jedenfalls in Folge eines feinen Siebes, welches den Staub abhalten sollte, wenn das geschieht, den Apparat zu einem werthlosen Stück alten Eisens macht, da jede Leistung dann selbstverständlich aufhört; an jedem Coupé waren 2 solcher Apparate. Würde man mit Anemometer solche Apparate vorher untersuchen, so gelangten sie sicher nicht zur Anwendung!

Mein Einblaser ist mit einem leistungsfähigen und bequemen Ofen verbunden, der zugleich als Ausscheider für Ableitung von eingetriebenem Schnee und Wasser eingerichtet ist, sodass alle berechtigten Anforderungen berücksichtigt sind, und die Heizfrage mit Lufterneuerung in einer sehr einfachen Weise auch für diese Zwecke als erledigt erscheint.

Die Anlagekosten sind sehr gering und die betreffenden Versuche sind um so leichter zu machen, als ich bereitwilligst die erforderlichen Apparate zur Verfügung stelle, damit in Praxis die vollste Ueberzeugung von den hier gemachten Behauptungen nachgewiesen werden kann.

Magdeburg, im Januar 1883.

#### Eisenbahnwagen-Bremse ohne Benutzung der Radreifen.

Der anerkannt schädliche Einfluss, welchen das Bremsen der Radreifen auf deren Erhaltungszustand und Dienstdauer ausübt, veranlassten J. J. Heilmann in Mülhausen der Société industrielle de Mulhouse eine principielle Aenderung des bisherigen Bremssystems vorzuschlagen, bei welcher die Radreifen und Lagerhülse bei weitem mehr geschont werden. Zu diesem Behufe wird beiderseits zwischen den Rädern je eine Reibungsscheibe auf die Achse gepresst, zwischen denen zwei Muffen angeordnet sind, welche mit ihren Stirnflächen durch eine beliebige Gabelconstruction an die Reibungsscheiben angepresst werden. Diese Muffen sind mittelst seitlicher Nasen in Querverbindungen der Lagerführungen gehalten und müssen daher, da sie mit dem Gestelle über der Achse auf- und abwärts federn, einen entsprechenden Spielraum gewähren. Der zum Anpressen der beiden Muffen an die Reibungsscheiben ausgeübte Druck hebt sich im Achsenschaft vollständig auf, sodass weder in den Lagerführungen, noch in den Lagerhälsen durch das Bremsen irgend eine vermehrte Beanspruchung eintritt. Zur Ausübung des Bremsdruckes eignet sich am besten ein Kniehebelsystem, welches sowohl von der Bremsspindel, als auch von dem Cylinder einer continuirlichen Bremse in einfachster Weise bethätigt werden kann.

(Revue industrielle 1882. S. 273.)

#### Ed. Holzapfel's Schmiervorrichtung für bewegte Lager, insbesondere der Locomotivgestänge.

(Hierzu Fig. 6 auf Taf. XI.)

Diese Schmiervorrichtung gestattet eine Regulirung des Oelzufflusses bei bewegten Lagern. Die Schmierröhre a ist bei b mit einem horizontalen Schlitz versehen, unter welchem eine

ringsum laufende Pfanne i befestigt ist. In der Röhre a befindet sich ein dicht anliegendes, von b abwärts zur Hälfte abgetheiltes Stahlröhrchen c; dasselbe kann mittelst des Knopfes d gedreht und durch die in eine gezahnte Scheibe eingreifende Feder e in jeder beliebigen, an einer Skala m abzulesenden Stellung festgehalten werden. Bei einer starken Bewegung des Schmiergefässes wird das Oel in die Pfanne i geschleudert und gelangt von dort aus in einer der Spaltöffnung entsprechenden Menge an die zu schmierenden Theile. Der Apparat wurde im deutschen Reiche unter Klasse 47 No. 19370 vom 5. Febr. 1882 patentirt.

#### Ueber die Fabrikation der Locomotiv- und Wagen-Radreifen in Frankreich

berichtet Genie civil, T. II. No. 10, dass dieselben jetzt beinahe ausschliesslich von Bessemer- und Martin Stahl mit grösserem oder kleinerem Kohlenstoffgehalte fabricirt werden, je nachdem der Abnehmer hartes Material mit wenig Abnutzung aber grösserer Zerbrechlichkeit, oder weiches, zähes Material verlangt. Es haben z. B. die von St. Chaumont 0,2 bis 0,25 % C, von St. Etienne 0,45 bis 5 % C.

Die Bahngesellschaften verlangen meist Schlagproben auf den vertical stehenden Reif mit folgenden Bedingungen:

Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahn. Schläge mit 600 kg von 4,5 Höhe für Locomotivradreifen; 2 Schläge ohne sichtbare Verletzung; 55 bis 60 kg pro 1 qmm Bruchbelastung, 15 % Dehnung; für Wagenradreifen 3 Schläge, 40 kg pro 1 qmm, 20 % Dehnung.

Französ. Ostbahn-Gesellschaft. Die in gleicher Weise wie beim Aufziehen erwärmten und abgekühlten Radreifen von 60<sup>mm</sup> Dicke erhalten, wenn der Durchmesser 1500<sup>mm</sup> und darunter, einen Schlag mit 1000 kg Gewicht von 4,4<sup>m</sup> Höhe, bei grösserem Durchmesser mit 1000 kg Gewicht von 3,5<sup>m</sup> Höhe; sie sollen keinerlei Verletzung zeigen und soll sich der Durchmesser um nicht mehr als  $\frac{1}{16}$  verringern.

Französ. Nordbahn-Gesellschaft. Dieselbe Probe mit einer Verringerung des Durchmessers von  $\frac{1}{16}$  bis  $\frac{1}{25}$ .

Französ. Südbahn-Gesellschaft. Der Radreif wird durch hydraulischen Druck nach zwei auf einander senkrechten Durchmessern je um  $\frac{1}{20}$  zusammengedrückt und soll hierbei keinerlei Beschädigung zeigen.

Was die Anfertigung anbelangt, so wird der rohe Block achteckig oder rund massiv gegossen, ringförmig hat sich nicht bewährt.

Für Hämmern, Lochen, Ausstrecken und Walzen waren anfangs 5 Hitzten mit je 3 % Abgang erforderlich, jetzt nur noch 2 oder 3 Hitzten mit zusammen 7 bis 10 % Abgang.

Den Arbeitsprocess z. B. für einen Radreif mit 824<sup>mm</sup> lichte Weite veranschaulicht die Skizze Fig. 11—15 auf Taf. X.

Von der Walze kommt der Ring auf einen aus 8 oder 12 Segmenten gebildeten Dorn, der mit Keil oder hydraulischem Apparat auf den gewünschten Durchmesser ( $\frac{1}{2}$  % mehr als der fertige) gestellt werden kann, und auf dem der Reif genau rund wird. Das Abnehmen von diesem Dorn geschieht noch im warmen Zustande und folgt langsames Erkalten lassen.

Die Kosten sollen bei einer Production von 100 bis 120 Reifen pro Tag betragen an:

Arbeitslöhnen 24 Mann . . . 100 Frcs.

Kohlen . . . . . 130 "

zusammen pro Radreif 2 Frcs., d. h. 4% vom Verkaufspreise, daher sind für den Preis hauptsächlich die hohen Anlagekosten der Werke maassgebend. Die Preise waren und sind: (Siehe nebenstehende Tabelle.)

Radreifen von besonders guter Qualität, welche theils durch Auswahl des Materials, theils durch längeres Schmieden erreicht wird, werden angefertigt in Deutschland von Fr. Krupp mit 75 kg pro 1 qmm Bruchfestigkeit, 20% Dehnung aus Tiegelstahl, in England von Cammel mit 58 kg und mit 25% Dehnung, von Vickers mit 67 kg und mit 15% Dehnung. In Frankreich ist diese Fabrikation noch nicht eingeführt, auch

hat sich gezeigt, dass bei den Schlagproben die bessere Qualität derselben nicht so sehr hervortritt.

Werk	Eiserne Radreifen pro 100 kg			Stählerne Radreifen pro 100 kg				
	Frcs.			Frcs.				
	1871	1873	1875	1873	1875	1877	1879	1880
Ougrée . . .	—	40	31	—	—	—	—	—
Petin Gaudet	46	58	38	—	—	—	26,85	34,50 bis 32
St. Etienne .	47	47,50	—	—	41	—	26,80	26,80 bis 34,5
Creuzot . . .	—	—	—	55	—	32	30,50	26,58 bis 32

A. a. O.

## Allgemeines und Betrieb.

### Geschwindigkeit von Eisenbahnzügen.

Folgende der Verkehrs-Zeitung entnommene Zusammenstellung über die Geschwindigkeiten der raschesten europäischen Züge ist nicht ohne Interesse. Unter sonst gleichen Verhältnissen wird derjenige Zug am raschesten fahren können, welcher die geringsten Steigungsverhältnisse und gar keine Curven oder solche von möglichst grossem Radius zu überwinden hat und der auf eine möglichst lange Strecke seine Fahrgeschwindigkeit ausnutzen kann. Es muss demnach in gebirgigen Ländern, wo Steigungen und Curven von kleinen Radien unvermeidlich sind, die Fahrgeschwindigkeit der Bahnzüge verhältnissmässig gering sein; weiter wird ein Zug, dessen Anhaltepunkte weit von einander liegen, unter sonst gleichen Umständen, in gegebener Zeit eine grössere Entfernung zurücklegen als ein anderer, bei welchem dies nicht der Fall ist. Selbst wenn der letztere nicht auf jedem Bahnhofe hält, verliert er gegenüber jenem an Geschwindigkeit; denn auch diejenigen Bahnhöfe, auf denen er nicht hält, muss er vorgeschriebenermaassen wegen der Weichen u. dgl. langsamer durchfahren.

Für die auf freier Strecke, also ausserhalb der Bahnhöfe, erlaubten Geschwindigkeiten gelten nun in Deutschland — ähnlich auch in Frankreich und Oesterreich-Ungarn, während England weniger streng verfährt — folgende Vorschriften (§ 26 des Bahnpolizei-Reglements für die Eisenbahnen Deutschlands): »Die grösste Fahrgeschwindigkeit, welche auf keiner Strecke überschritten werden darf, wird bei Neigungen von nicht mehr als 5‰ und Radien von nicht weniger als 1000<sup>m</sup> für Schnellzüge auf 75 km in der Stunde, für Personenzüge auf 60 km, für Güterzüge auf 45 km festgesetzt; auf stärker geneigten oder mehr gekrümmten Strecken muss diese Geschwindigkeit angemessen verringert werden. Ausnahmsweise können grössere Geschwindigkeiten für Schnellzüge bis 90 km in der Stunde unter besonders günstigen Verhältnissen zugelassen werden; sie bedürfen der ausdrücklichen Genehmigung der Aufsichtsbehörde.« Die grösste zulässige Geschwindigkeit für Schnellzüge ist hiernach in Deutschland (und den benachbarten Ländern) die von

90 km in der Stunde, d. h. der Zug kann 1 km in 0,67 Minuten zurücklegen. Eine derartige Geschwindigkeit wird nun allerdings, auch wenn man längere Strecken ohne Zwischenstation in Betracht zieht, nirgends erreicht, wie das Nachstehende zeigt. In der hier folgenden Zusammenstellung sind nur deutsche, österreichische, belgische, französische und englische Züge berücksichtigt, weil in den anderen europäischen Ländern erheblich langsamer gefahren wird. Da auf langen Strecken die Fahrgeschwindigkeit an und für sich zwar dieselbe bleibt, aber naturgemäss oft mehr Haltepunkte innerhalb sehr grosser Strecken vorhanden sind als innerhalb kleiner, so sind die Züge nach der durchlaufenen Gesamtkilometerzahl in Gruppen betrachtet.

Von Zügen, welche eine Gesamtstrecke von mehr als 500 km durchlaufen, ist der schnellste der Expresszug London-Sheffield-Edinburgh. Er hat, die englische Meile zu 1,609 km gerechnet, 669,34 km zu durchheilen und braucht dazu — hier wie auch bei allen noch zu nennenden Zügen sind die Aufenthalte mitgerechnet — für je 1 km 0,91 Minuten. Diesem Zug am nächsten kommt der Expresszug Berlin-Köln. Er braucht für 1 km der 570,26 km langen Strecke 1,01 Minute. Dann folgen die Rapidzüge Paris-Bordeaux (558 km) und Paris-Lyon (525 km) mit je 1,03 Minuten für 1 km; dann der Rapidzug Paris-Marseille (863 km) mit 1,08 und der Eilzug Bodenbach-Wien (540 km) mit 1,19 Minute für 1 km; endlich der Rapidzug Paris-Toulouse (751 km) mit 1,27, der Courierzug Berlin-Eydtkuhnen (741,9 km) mit 1,29 und der Schnellzug Strassburg-Paris (501,9 km) mit 1,33 Minuten für 1 km.

Von den Zügen, welche eine Gesamtstrecke von 400 bis 500 km durchlaufen, sind die beiden schnellsten der Courierzug Köln-Bremen-Hamburg (446,99 km) mit 1,12 und der Eilzug Krakau-Wien (413 km) mit 1,37 Minuten für 1 km. Die Züge mit einer Gesamtstrecke von 300 bis 400 km reihen sich der Schnelligkeit nach, wie folgt: Expresszug London-Salisbury-Plymouth (370,07 km) für 1 km 1,00, Expresszug London-Bristol-Plymouth (397,42 km) 1,02, Schnellzug Paris-Longuyon

(334 km) 1,18, Courierzug Hamburg-Cassel (347,4 km) 1,21, Holzminden-Aachen (327,7 km) 1,25, Mainz-Basel (352,03 km) 1,26, Berlin-(Kohlfurt-)Breslau (359,9 km) 1,27, München-(Nürnberg-)Hof (387,9 km) 1,43 Minuten. An der langen Dauer der Fahrzeit dieses letzteren Zuges sind ausser den vielen Haltepunkten, auf welche im Interesse der Bahneinnahmen nach Lage der Sache nicht verzichtet werden kann, die ungünstigen Terrainverhältnisse schuld.

Die Züge, deren Gesamtstrecke zwischen 200 und 300 km lang ist, sind folgendermassen zu ordnen: Expresszüge Paris-Boulogne-Calais (297 km) mit 1,01, Berlin-Hamburg (285,7 km) mit 1,06, Rapidzüge Paris-Rouen-Havre (228 km) und Paris-Le Mans (211 km) mit je 1,13, Expresszug Bremen-Magdeburg (262 km) mit 1,18 und Brüssel-Calais (215 km) mit 1,22 Minuten für 1 km.

Einen etwas höheren Grad von Schnelligkeit weisen die nachfolgend bezeichneten Züge, welche zwischen 100 und 200 km Gesamtstreckenlänge haben, auf: Die Expresszüge London-Sittingbourne-Dover (125,5 km) mit 0,837 Minuten für 1 km und London-Tunbridge-Dover (105 km) mit 0,86, der Courierzug Berlin-Jüterbog-Dresden (187,75 km) mit 0,98, der Expresszug London-Norwich (183,82 km) mit 1,01, die Courierzüge Dresden-Zossen-Berlin (174,17 km) mit 1,03, Cassel-Frankfurt (198,79 km) mit 1,10 und Breslau-Oderberg (180,9 km) und Berlin-Leipzig (162,98 km) mit je 1,15 Minuten für 1 km, endlich der Courierzug Stargard-Stettin-Berlin (169,03 km) mit 1,18 Minuten. Einen geringeren Grad von Schnelligkeit haben dagegen verhältnissmässig wieder die süddeutschen Strecken Darmstadt Heidelberg (60,7 km) mit 1,07 und Mainz-Aschaffenburg (74,6 km) mit 1,23 Minuten für 1 km.

Begreiflicher Weise hat ein grosser Theil der obigen Züge auf den einzelnen Theilen der Gesamtstrecke verschiedene Geschwindigkeiten. Stellt man diese zusammen, so ergeben sich die folgenden Theilstrecken als die schnellsten: Expresszug Stendal-Lehrte (134,17 km) mit 0,838, Spandau-Stendal (92,17 km) mit 0,86, Hannover-Oebisfelde (88,04 km) gleichfalls mit 0,86, Berlin-Falkenberg (111,94 km), Jüterbog-Berlin (62,83 km) und Frankfurt-Guben (48,38 km) mit je 0,91 Minuten für 1 km. Sodann Neustadt a. d. Dosse-Spandau (63,70 km) mit 0,93, Berlin-Luckenwalde (49,61 km) mit 0,95, Zossen-Dobrilugk-Kirchhain (70,03 km) mit 0,97, Stettin-Angermünde (68,76 km) mit 1,00, Hannover-Köln (327,82 km) mit 1,04 und schliesslich Berlin-Küstrin (82,7 km) mit 1,05 Minuten für 1 km.

Aus allen diesen Angaben ergibt sich: Die schnellsten Züge auf längeren Strecken sind London-Edinburgh mit 0,91 und Spandau-Köln mit 1,01 Minute für 1 km. Die schnellsten Züge auf Strecken von mittlerer Länge sind Berlin-Jüterbog-Dresden mit 0,98, London-Salisbury-Plymouth mit 1,00 und Paris-Boulogne-Calais mit 1,01 Minute für 1 km. Die am raschesten durchlaufenen kleineren Strecken sind London-Sittingbourne-Dover mit 0,837 und Stendal-Lehrte mit 0,838 Minuten für 1 km. Sonach verkehren die beiden schnellsten Züge der Erde (in Amerika wird bekanntlich viel langsamer gefahren) in Deutschland und England.

A. a. O.

#### Gebälseeinrichtungen zum raschen Anheizen von Locomotiven.

(Hierzu Fig. 9—13 auf Taf. XII.)

Zur Verminderung des nicht unbedeutenden Kostenaufwandes, welches das Anheizen der Locomotiven mit Holz oder mit Gas (vergl. Organ 1881 S. 125) erfordert und zur Beschleunigung des Anheizens benutzt man in neuerer Zeit Gebläse, wo solche zur Verfügung stehen. Zu dem Ende sind im Deutschen Reich die folgenden Patente genommen:

J. Hahn in Holzwickede, Kreis Dortmund, hat unter No. 15972 vom 12. April 1881 ein Patent auf eine taschenförmige Düse (vergl. Fig. 9 und 10 Taf. XII) erhalten, um die Gebläseluft bequem und zweckmässig in den Feuerraum der Locomotive einführen zu können. Zu dem Zweck wird diese Düse am Ende einer S-förmig gebogenen Röhre angebracht und von unten zwischen die Roststäbe eingeschoben, während die Röhre mit dem Gebläse durch einen Gummischlauch verbunden ist.

G. Olfenius in Castel bei Mainz hat die unter No. 18818 vom 20. December 1881 patentirte Düse mit dem Roststab vereinigt, damit ein Mann bequem das Anzünden besorgen könne. Der in der Mitte des Rostes einzulegende Roststab hat die in der Fig. 11 bis 13 Taf. XII dargestellte Form. Derselbe ist mit mehreren Schlitzten versehen, von denen die mittleren beiden sich unten in einen rohrförmigen Stutzen vereinigen. An diesen kann der vom Gebläse kommende Schlauch angeschraubt werden.

#### Zahnradbahn von Königswinter nach dem Drachenfels.

Die Deutsche Local- und Strassenbahn-Gesellschaft in Berlin hat den Bau dieser Zahnradbahn übernommen und ist derselbe bereits begonnen. Die Bahn hat eine Länge von 1520<sup>m</sup> und eine Gesamtsteigung von 220<sup>m</sup>. Am unteren Anfangspunkt liegen die Gleise auf 50<sup>m</sup> Länge in der Horizontalen, so dass sich die Gesamtsteigung auf 1470<sup>m</sup> vertheilt, woraus sich eine mittlere Steigung von 1:6,7 (15%) ergibt. Die grössten Steigungen betragen 1:5 (20%) auf 93<sup>m</sup> und 1:5,5 (18,2%) auf 183 und 303<sup>m</sup> Länge. Die vorkommenden Curven haben Radien von 180<sup>m</sup> und 225<sup>m</sup>. Die Bahn wird eingleisig mit 1<sup>m</sup> Spurweite angelegt. Der untere Anfangspunkt der Bahn liegt etwa 6 Minuten von dem Bahnhof der rechtsrheinischen Eisenbahn und ungefähr 8 Minuten von der Landungsbrücke der Dampfschiffe entfernt; der obere Endpunkt ist auf der Höhe des Denkmals und der Restauration links neben der Chaussee gelegen.

Die vorgesehenen Betriebsmittel und die Anordnung der Gleise an den beiden Endpunkten ermöglichen als grösste Leistung die Beförderung von 500 Personen in der Stunde zu Berg und zu Thal, so dass auch beim stärksten Andrang eine schnelle Beförderung gesichert ist. Die Eröffnung soll wenn irgend möglich im Anfang dieses Sommers erfolgen.

#### Abt's Eisenbahnsystem.

(Hierzu Fig. 6—10 auf Taf. X.)

Nach Ingenieur Paulsen (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1882 S. 27) eignet sich Abt's combinirtes Tractionssystem für Industrie- und Secundär-

bahnen besonders für solche Strecken, welche auf kurze Entfernungen grosse Höhenunterschiede zu überwinden haben. Als Motor dienen gewöhnliche Locomotiven, welche den Verkehr auf den horizontalen und wenig geneigten Linien in der üblichen Weise besorgen. Auf den steilen Strecken erfolgt der Verkehr mit Zuhülfenahme eines Gegengewichtswagens derart, dass beim Anlangen des Zuges an dem Fusse der Steilrampe die Maschine mit einem Drahtseil, welches um eine liegende Scheibe geschlungen ist und im oberen Ende ein Gegengewicht trägt, gekuppelt wird. Bei gelöster Bremse hilft das Gegengewicht den Zug in die Höhe ziehen. Ist der Zug über die Rampe geschafft, so wird das Seil abgekuppelt und die Fahrt in gewöhnlicher Weise fortgesetzt. Bei der Thalfahrt wird der Zug abermals mit dem Drahtseil verbunden, wobei das untenstehende Gegengewicht hinaufgezogen wird.

Mit Hilfe dieses Zugsystemes ist es möglich noch auf Steigungen von 120 ‰ mit Sicherheit jene Last mit einer Geschwindigkeit von etwa 10 km zu befördern, welche Zahnradmaschinen von gleichem Dienstgewicht auf eben solcher und die Adhäsionsmaschinen auf halb so starker Steigung zu ziehen vermögen. Für Steigungen über 120 ‰ empfiehlt es sich auch hierbei, das Adhäsionssystem zu verlassen und Zahnstange und Zahnradlocomotive anzuwenden.

Die Bahn der Steilrampe hat ein einfaches Gleis mit einem Ausweichplatz in der Mitte. Durch eine geschickte Anordnung des Eisenbahnoberbaues an dieser Stelle und durch eine besondere Einrichtung der Räder des Gegengewichtswagens erfolgt das Ausweichen selbstthätig und sicher. Die Räder der Locomotive, sowie die der Eisenbahnwagen sind die gewöhnlichen mit zwischen den Schienen angebrachten Spurkränzen (Fig. 6 Taf. X). Die Spurkränze der Räder des Gegengewichtes werden entweder ausserhalb der Schienen angebracht (Fig. 7), wobei die Anordnung der Weichen nach Fig. 9 ausgeführt wird, oder es werden bei den Rädern des Gegengewichtes auf der einen Wagenseite die Spurkränze beiderseits der Schiene angeordnet, während die Räder der andern Wagenseite als

Rollen, ohne Spurkränze, construirt werden (Fig. 8); die Weichen erhalten dann die in Fig. 10 angegebene Einrichtung. Diese beiden Anordnungen verdienen aus dem Grunde eine besondere Beachtung, weil dieselben auch bei der gewöhnlichen Seilförderung auf geneigten, eingleisigen Bahnen mit einem Ausweichplatze in der Mitte mit Vortheil angewendet werden können, indem hierbei die bisher angewendeten beweglichen Zungen, welche stets eine sorgsame Bedienung erheischen, ganz wegfallen. Durch die ausserhalb des Gleises angeordnete Seilleitung (Rollen mit horizontalen und verticalen Achsen) wird auch das lästige Ueberfahren des Seiles vermieden.

(Dingler's Journal 246. Bd. Heft 2.)

#### Die Hebewerkzeuge von J. W. Spaeth, Maschinenfabrik und Eisen-giesserei in Dutzendteich bei Nürnberg.

In unserm Bericht über das Eisenbahnwesen auf der Bayerischen Landes-Industrie-, Gewerbe- und Kunstausstellung in Nürnberg im vorigen Hefte S. 30 wurde bei Erwähnung der vorzüglichen Hebewerkzeuge von der Spaeth'schen Maschinenfabrik in Dutzendteich vergessen anzuführen, dass dieselbe mit der goldenen Medaille prämiirt worden sei und zwar lautet in dem dieser Firma ertheilten Diplom der betreffende Passus folgendermaassen:

» für sehr zweckentsprechende Hebewerkzeuge «

darunter sind ausser den auf S. 30 sub VII. a, b und c erwähnten Krahn und Winden auch noch der im Freien in der Nähe der Noell'schen einfachen Weiche über einem Seitengleise placirt gewesene Bockkrahn von 8750 kg Tragkraft (Officieller Catalog, Gruppe XIV No. 1623/58) und der in der Maschinenhalle angebracht gewesene schmiedeeiserne Wandkrahn von 600 kg Tragkraft (Gruppe XIV No. 1623/62) begriffen, welches bei den von der Bayerischen Generaldirection ausgestellten Gegenständen (S. 26) leider übersehen wurde, anzuführen.

### Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

#### Preis - Ausschreiben.

Nach einem Beschlusse des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen sollen alle 3 Jahre Prämien im Gesamtbetrage von 30000 Mark für wichtige Erfindungen im Eisenbahnwesen ausgeschreiben werden, und zwar:

A. für Erfindungen und Verbesserungen in der Construction resp. den baulichen Einrichtungen der Eisenbahnen

eine erste Prämie von 7500 Mark

« zweite « « 3000 «

« dritte « « 1500 «

B. für Erfindungen und Verbesserungen an den Betriebsmitteln resp. in der Verwendung derselben

eine erste Prämie von 7500 Mark

« zweite « « 3000 «

« dritte « « 1500 «

C. für Erfindungen und Verbesserungen in Bezug auf die

Central-Verwaltung der Eisenbahnen und die Eisenbahn-Statistik, sowie für hervorragende Erscheinungen in der Eisenbahn-Literatur

eine erste Prämie von 3000 Mark

und zwei Prämien von je 1500 «

Werden in einzelnen der drei Gruppen A. B. und C. keine Erfindungen oder Verbesserungen zur Prämiirung angemeldet, welchen der erste Preis zuerkannt werden kann, so bleibt der Prüfungs-Commission überlassen, die Summe des ersten bzw. zweiten Preises innerhalb derselben Gruppe derartig in zwei weitere Theile zu zerlegen, dass mehrere zweite oder dritte Preise gewährt werden.

Die Bedingungen der Concurrenz sind folgende:

1. Nur solche Erfindungen, Verbesserungen und literarische Erscheinungen, welche ihrer Ausführung resp. bei literarischen Werken ihrem Erscheinen nach, in die Zeit fallen,

- welche die Concurrenz umfasst, werden bei der Preisbewerbung zugelassen.
2. Jede Erfindung oder Verbesserung muss, um zur Concurrenz zugelassen werden zu können, auf einer zum Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen gehörigen Eisenbahn bereits vor der Anmeldung zur Ausführung gebracht und der Antrag auf die Ertheilung des Preises muss motivirt und unterstützt sein durch eine dem Vereine angehörige Verwaltung.
  3. Die Bewerbungen müssen durch Beschreibung, Zeichnung, Modelle etc. die Erfindung oder Verbesserung so erläutern, dass über deren Beschaffenheit, Ausführbarkeit und Wirksamkeit ein sicheres Urtheil gefällt werden kann.  
Durch die Prämiirung erwirbt der Verein das Eigenthum der eingesandten Beschreibungen, Zeichnungen und Modelle, sowie insbesondere auch das Recht, die prämiirten Erfindungen oder Verbesserungen und die zu ihrer Erläuterung gegebenen bezw. nach vorherigem Benehmen mit dem Erfinder event. nach eigenem Ermessen des Vereins festgestellten Beschreibungen und Zeichnungen zu veröffentlichen.
  4. Die literarischen Werke, für welche ein Preis beansprucht wird, müssen den Bewerbungen in mindestens 3 Druck-Exemplaren beigelegt sein.
  5. Die Prämiirung schliesst die Patentirung der Erfindung und die Ausnutzung des Patents zu Gunsten des Erfinders nicht aus. Jeder Bewerber um eine der ausgeschriebenen Prämien für Erfindungen oder Verbesserungen ist jedoch verpflichtet,

auf Erfordern des Vereins diejenigen aus dem erworbenen Patente etwa herzuleitenden Bedingungen anzugeben, welche er für die Anwendung der Erfindungen oder Verbesserungen durch die Vereins-Verwaltungen beansprucht.

In den Bewerbungen muss der Nachweis erbracht werden, dass die Erfindungen, Verbesserungen und literarischen Erscheinungen ihrer Ausführung resp. ihrem Erscheinen nach derjenigen Zeit angehören, welche die Concurrenz umfasst.

Die Prüfung der concurrirenden Anträge, sowie die Entscheidung darüber, ob überhaupt, eventuell an welche Bewerber Preise zu ertheilen sind, erfolgt durch eine vom Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen eingesetzte, aus 12 Mitgliedern bestehende Prüfungs-Commission.

Ausgeschrieben werden hierdurch Prämien für die sechsjährige Periode

vom 16. Juli 1878 bis 15. Juli 1884.

Die Erfindungen, Verbesserungen und literarischen Erscheinungen, welche prämiirt werden sollen, müssen also ihrer Ausführung resp. ihrem Erscheinen nach in diese Periode fallen.

Die Bewerbungen müssen während des Zeitraumes vom 1. Januar bis 15. Juli 1884 frankirt an die geschäftsführende Direction des Vereins eingereicht werden.

Berlin, den 3. März 1883.

Die geschäftsführende Direction.

Simon.

## Internationale electriche Ausstellung in Wien 1883.

### I.

Diese internationale electriche Ausstellung wird unter dem Protectorate Sr. k. k. Hoheit des Kronprinzen Erzherzog Rudolf in der Zeit vom Anfang August bis Anfang November dieses Jahres in Wien stattfinden.

Der ununterbrochene Reigen der electriche Ausstellung findet seine volle Begründung in den vitalen Interessen, welche die Electrotechnik in allen gesellschaftlichen Ständen sowohl in socialer als auch cultureller Beziehung erweckt hat.

Eine Naturkraft, der wir Licht und Kraft entnehmen, welche jede Entfernung bannt und unsere Gedanken in Wort und Schrift mit Blitzeseile in weite Ferne trägt, kann und muss, so oft als möglich vor das Forum der Oeffentlichkeit gebracht werden und es müssen alle die Geister, welche sich deren Ergründung und Verwerthung zur Lebensaufgabe gemacht haben, auch so oft als möglich vereint werden, um durch Austausch der Gedanken, durch eingehende Betrachtung des bisher Geschaffenen, über noch herrschende Dunkel Licht und Aufklärung zu verbreiten und die Gesetze dieser Naturkraft zu ergründen und dieselben dann in exacter Weise zum Wohle der Menschheit zu verwerthen.

In dieser Hinsicht zeigt sich das eifrigste Bestreben die diesjährige internationale electriche Ausstellung nutzbringend zu verwerthen.

Die bereits in Paris und München begommenen Unter-

suchungen sollen ergänzt und vermehrt und eingehende Studien und Untersuchungen sollen den für electriche Zwecke benutzten Kraftmotoren zugewendet werden. Ferner sollen Kraftübertragungen in grösserem Maassstabe zur Durchführung gelangen und besonders bezüglich der Vertheilung der Kraft ausgedehnte Versuche angestellt werden.

Speciell aber für den Eisenbahnbetrieb hat die Electrotechnik ihre ganz besondere Bedeutung. Schon im Stadium der ersten Entwicklung des Verkehrs gelangte dieselbe zur vollen Verwendung. Zuerst wurde die Telegraphie zu Betriebszwecken herangezogen, bald kamen auch die electriche Signale an die Reihe und alle neuen Entdeckungen auf dem Gebiete der Electricität fanden schnell, theils mit mehr theils mit weniger Erfolg, für Eisenbahn-Betriebszwecke ihre Verwendung.

Dass während der diesjährigen Ausstellung auf allen Gebieten der Electrotechnik eine reiche Auslese dem Besucher und Fachmann geboten wird, kann schon heute, nach dem Einlaufe der Anmeldungen, mit Gewissheit angenommen werden.

Die Ausstellung findet vom 1. August bis 31. October 1883 in der Rotunde im k. k. Prater in diesem grandiosen und echten Tempel der Industrie statt.

Hier werden die electriche Bogen- und Glüh-Lampen zur vollen und imposanten Concurrenz herangezogen werden können, hier wird es sich zeigen, bis zu welchem Effecte die electriche Beleuchtung gesteigert werden kann.

Tüchtige und bewährte Meisterhände haben die Durchführung dieses gemeinnützigen Unternehmens übernommen und lassen die Hoffnung auf einen erspriesslichen Erfolg als voll begründet erscheinen.

In Berücksichtigung der vom »Organ« stets verfolgten Tendenz auch den Lesern dieses Blattes über alles Neue und Bemerkenswerthe, soweit dasselbe Eisenbahn-Interessen tangirt, Mittheilung zukommen zu lassen, haben wir zum Berichterstatter

dieser Ausstellung den, den Lesern des Organes genügend bekannten Herren Oberingenieur M. Pollitzer, Vorstand der Constructions-Bureaux für Oberbau, Signalwesen und electrische Apparate der priv. österr. ungar. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft gewonnen, der sich bereit erklärt hat in Wort und Bild über alles jenes Nennenswerthe zu relationiren, was für Eisenbahn-Betriebszwecke zweckdienlich zur Verwendung gelangen kann.

## Technische Literatur.

**Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues.** Erster Theil. Die Locomotiven von Georg Meyer, Professor an der Königl. Technischen Hochschule in Berlin, Mitglied des Kaiserl. Patentamtes. Mit 473 Holzschnitten und 3 Tafeln. Berlin 1883. Verlag von Ernst & Korn. gr. 8. XII und 354 Seiten.

Das vorliegende Werk umfasst die Locomotiven, während ein zweiter demnächst erscheinender Theil die Eisenbahnwagen und ein dritter Theil die Weichen, Drehscheiben, Schiebebühnen, mechanischen Anlagen der Wasserstationen etc. behandeln wird und alle drei Theile zusammen ein abgeschlossenes Ganzes »Die Grundzüge des Eisenbahn-Maschinenbaues« bilden sollen.

Zunächst soll dieses Werk jüngeren Maschinen-Ingenieuren als Leitfaden beim Studium und auch als Hilfsmittel beim Entwerfen dienen. Es bringt in gedrängter Kürze die wesentlichen hierher gehörigen theoretischen Betrachtungen, sowie die bisher auf diesem Gebiete gemachten Erfahrungen.

Nach einer kurzen Einleitung über die Entwicklung der Verkehrsmittel und über die bei Eisenbahnen vorkommenden Motoren, sowie über Zweck und Construction der Locomotiven, deren Eintheilung, Anordnung und Leistung werden im 1. Capitel die Locomotivkessel nebst Armatur, im 2. Capitel das Gestell der Locomotive, im 3. Capitel die Widerstände der Eisenbahnen, im 4. Capitel die Anordnung der Dampfmaschine bei Locomotiven, im 5. Capitel die störenden Bewegungen der Locomotive, im 6. Capitel Bremsen, Führerstand, Führerwerkzeug und Laternen, im 7. Capitel die Tender und im 8. Capitel die Gesamtanordnung der Locomotive behandelt, sowie durch 473 in den Text gedruckte Figuren und 3 Zeichnungstafeln erläutert, auch hat der Verfasser in richtiger Auswahl nur bewährte Constructionen mitgetheilt, und jedem Capitel die in den neuesten technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen und in den Normen für die Construction und Ausrüstung der Eisenbahnen Deutschlands enthaltenen zugehörigen Bestimmungen beigelegt, so dass diese Grundzüge bestens empfohlen werden können.

H.

**Vorträge über Eisenbahnbau,** gehalten an verschiedenen deutschen polytechnischen Schulen, begonnen von Dr. E. Winkler, zweites Heft. Die Weichen und Kreuzungen von Dr. E. Winkler, Professor der Königl. Technischen Hochschule in Berlin. In dritter verbesserter Auflage bearbeitet

von Dpl.-Ingenieur Friedr. Steiner, o. ö. Professor für Ingenieur-Wissenschaften der k. k. Techn. Hochschule in Prag. Prag 1883. Verlag von H. Dominicus. gr. 8. 268 Seiten.

In der neuen Bearbeitung des vorzüglichen in früheren Jahrgängen des Organes ausführlich besprochenen Werkes hat das zweite die Weichen und Kreuzungen behandelnde Heft eine werthvolle Erweiterung durch Aufnahme neuer Constructionen und zahlreicher Holzschnitte erfahren, namentlich die Kletterweichen von Wharton, Blauel und Scheffler, Herzstücke mit ununterbrochenem Hauptgleise, die Theorie der Curven-Weichen etc. Insbesondere ist die Berechnung der Weichen und Verbindungen sehr vollständig und umfasst dieselbe eine grosse Zahl von Fällen; zweckmässige und vorzügliche Darstellungen von Details-Constructionen ergänzen diese, so dass alle mit Weichen-Constructionen und Berechnungen sich beschäftigende Ingenieure in dem vorliegenden Werke Rath und Unterstützung finden werden.

R.

**Das Eisenbahn-Bauwesen für Bahnmeister und Bauaufseher** von A. J. Susemihl. Dritte, wesentlich vermehrte Auflage. Nach des Verfassers Tod herausgegeben von G. Barkhausen, Regierungsbaumeister und Docent an der techn. Hochschule zu Hannover. Wiesbaden 1882, Verlag von J. F. Bergmann. Preis M. 4. 20 Pf.

Bevor die Herausgabe der dritten Auflage dieses schon bekannten Buches erfolgen konnte, ist der Verfasser allzu früh durch den Tod seiner verdienstvollen Wirksamkeit entzogen worden. Es war ihm jedoch noch vergönnt, die Neubearbeitung dieser dritten Auflage, unter ganz wesentlicher Vermehrung — fast um ein Viertel des früheren Umfangs — selbst zu beendigen. Diese erheblichen Vervollständigungen waren namentlich durch die vielfachen Neuerungen bedingt, welche in den letzten Jahren in der Ausführung der Eisenbahn-Oberbauten eingeführt wurden. — Der Herausgeber hat die Arbeit des Verstorbenen mit möglichster Pietät behandelt.

Dem Werke, welches einem wirklichen Bedürfnisse entspricht und das wir hiermit bestens empfehlen, wird auch in der neuen Auflage der alte Beifall bewahrt bleiben, den Bahnmeistern zu Nutz und Frommen, und zugleich zum ehrenden Andenken an den verdienstvollen Verfasser.

M.

**Les chemins de fer en Amérique** par E. Lavoigne et E. Pontzen. Paris. Dunod. Editeur 1880 und 1882. 2 Bände Text und 2 Bände Tafeln.

Das vorliegende Werk verdankt seine Entstehung den Studienreisen, welche die beiden Verfasser im Jahre 1876 durch die Vereinigten Staaten Nordamerikas unternommen haben, und legt ein glänzendes Zeugniß ab von der Beobachtungsgabe der Verfasser, ihrer richtigen Auffassung der so ganz von den hiesigen abweichenden Verhältnissen und von dem Fleisse und der Umsicht, womit das Beobachtete bearbeitet und nun dem Leser vorgeführt wird. Das Buch verbreitet sich über alle Zweige des Eisenbahnwesens und wer amerikanische Eisenbahnen studiren will, der kann keine bessere Grundlage finden, als sie in diesem Buche geboten wird. Weitere Worte der Empfehlung brauchen wir diesem ganz vorzüglichen Buche nicht mitzugeben; wir wollen nachstehend kurz den reichen Inhalt desselben angeben. Der erste Band enthält: Geographische Uebersicht Nordamerikas, historische Entwicklung der Eisenbahnen daselbst, Eisenbahntracen mit vielen Beispielen, Quer- und Längenprofile, Erdarbeiten, Eisenbahnbrücken, Fundirungen, Tunnels, Schneeschanzen, Wegeübergänge, Oberbau mit allem dazu gehörigen Detail, Haltestellen, Bahnhofsanlagen, Signalwesen, Preise der Materialien, Arbeitslöhne, Kosten der Eisenbahnlinien. Die Capitel des zweiten Theiles sind: Personen- und Güterwagen, Locomotiven und Tender, Bremsen und Geschwindigkeitsmesser, Fährboote für Eisenbahn-Trajecte, Organisation der Eisenbahn-Directionen und einzelner Dienstzweige, Bahn-Unterhaltung und -Bewachung, Betriebs- und Fahrdienst, Unfälle, Umfang des Verkehrs, Concurrenz und Coalition, Tarife, Betriebs-Einnahmen und Ausgaben, finanzielle Organisation der Eisenbahn-Gesellschaften, Finanzresultate, Eisenbahngesetzgebung, schmalspurige Eisenbahnen, Pferdebahnen, Pferdebahnen mit geneigten Ebenen, Hochbahnen in Newyork.

B . . . . .

**Die Kraftübertragung auf weite Entfernungen** und die Construction der Triebwerke und Regulatoren, für Constructeure, Fabrikanten und Industrielle von G. Meissner, Ingenieur in Kriens (Schweiz). Erste Lieferung. Mit 6 lithogr. Tafeln. Jena 1882, Verlag von Herm. Costenoble.

Die Frage der Uebertragung grösserer Betriebskräfte auf weite Entfernungen gewinnt täglich an Bedeutung und dürfte sich im Laufe der Zeit zu einer Kernfrage für unsere industrielle Verhältnisse gestalten.

Der Verfasser des vorliegenden Werkes hat sich die Aufgabe gestellt, die Frage der Kraftübertragung, sowie die Construction der Triebwerke und der Regulatoren in umfassender Weise und unter Berücksichtigung der neuesten Fortschritte zu behandeln. Eine ganz besondere Aufmerksamkeit soll der Uebertragung resp. Fortleitung der Betriebskräfte geschenkt und namentlich auch die electricische Kraftübertragung einlässlich behandelt und mit den übrigen Fortleitungsmethoden durch Draht- und Hanfseiltransmissionen, mittelst comprimierter Luft und auf hydraulischem Wege verglichen werden.

Das Werk soll hiernach enthalten:

- 1) Die Kraftübertragung auf grosse Entfernungen; deren Bedeutung für Gegenwart und Zukunft.
- 2) Die Einheit der Naturkräfte und das Gesetz von der Erhaltung der Kraft und der Materie in der Natur.

- 3) Die electricische Kraftübertragung auf kleine und grosse Distanzen.
- 4) Kraftübertragung mittelst comprimierter Luft.
- 5) Die Kraftübertragung auf hydraulischem Wege.
- 6) Die Kraftübertragung mittelst Drahtseiltransmissionen.
- 7) Die Kraftübertragung mittelst Hanfseiltransmissionen.
- 8) Vergleichung der verschiedenen Uebertragungsmethoden der Betriebskräfte.
- 9) Die Construction der Triebwerke.
- 10) Die Constructionen der Regulatoren für Triebwerke und Motoren.

Um von der electricischen Kraftübertragung, sowie auch über diejenige mittelst comprimierter Luft ein wirkliches Verständniß zu gewinnen, ist vor Allem eine klare Vorstellung über die Construction der Materie und die physikalischen Eigenschaften erforderlich, sowie eine sichergestellte Ansicht von der Einheit der Naturkräfte und dem Gesetz von der Erhaltung der Kraft und der Materie in der Natur. Obwohl hierzu schon weitergehende Kenntnisse erforderlich sind, so werden diese Grundlagen vom Verfasser als vorhanden vorausgesetzt, da der Hauptinhalt seines Buches nur praktischer Natur sein soll. Um indess dem Verständniß zu Hülfe zu kommen, sind die angeführten Grundlagen in den beiden ersten Artikeln in Erinnerung gebracht, während die Gesetze über den galvanischen Strom, die Inductionsströme und den Electromagnetismus unter dem Artikel über die electricische Kraftübertragung kurz zusammengestellt werden.

Das Werk wird 2 Bände in Lex.-Octav umfassen und in 10 Lieferungen von 4 Bogen mit je 6 lithograph. Tafeln erscheinen. Preis pro Lieferung 3 Mk.

Die sorgfältig ausgeführten Constructionszeichnungen liefern den Beweis, dass der Verfasser mitten aus der Praxis schöpft und kann das vorliegende Werk als ein sehr zeitgemässes und beachtenswerthes empfohlen werden. K.!

**Das electricische Licht** in seiner neuesten Entwicklung mit besonderer Berücksichtigung der Pariser Electricitätsausstellung 1881 von F. Holthof, königl. preuss. Hauptmann z. D. Mit 120 Holzschnitten. Halle a. S. 1882. Verlag von Wilh. Knapp. gr. 8. 135 S.

Ueber die jetzt zur Tagesfrage gelangte electricische Beleuchtung bestehen noch im Allgemeinen namentlich über die Erzeugung und Verwendung des electricischen Lichtes sehr unklare Anschauungen; diese zu berichtigen und die hierbei obwaltenden Verhältnisse klar zu legen ist der Zweck des vorliegenden Werkchens. Der Verfasser sucht diesen Zweck durch eine gemeinfassliche Darstellung über die neuesten Fortschritte und den gegenwärtigen Stand der Entwicklung des electricischen Lichtes zu erreichen, wobei der Allgemeinverständlichkeit wegen von wissenschaftlichen Erörterungen und namentlich Berechnungen Abstand genommen ist.

Nach einer kurzen Einleitung bespricht der Verfasser zunächst das Wesen und die Entstehung des electricischen Lichtes, erläutert dann die verschiedenen Maschinen zur Erzeugung desselben. Hierauf folgen Beschreibungen der electricischen Lampen (Regulatoren) und electricischen Kerzen, sowie Notizen über Her-

stellung der electrischen Kohlen. Die ferneren Capitel behandeln die electrischen Glühlichter (Incandescenz-Lampen), die Accumulatoren, die Motoren zum Betriebe der Lichtmaschine, das galvanische Element Tommasi und die angeblichen Gefahren der electrischen Beleuchtung. Zum Schluss wirft der Verfasser noch einen Blick auf die Zukunft unseres Beleuchtungswesens und ist der Meinung, dass die electrische Beleuchtung sich immer mehr verbreiten und das hierdurch verdrängte Gas seiner wahren Bestimmung als Heizmittel zugeführt werde.

Indem wir noch erwähnen, dass die zahlreichen, sorgfältig ausgeführten Holzschnitte ganz wesentlich zum Verständniss des Werkchens beitragen und der oben angedeutete Zweck desselben erreicht wird.

K.

**Bericht über die Smoke Abatement Exhibition.** London. Winter 1881—82. An das Königl. Sächsische Ministerium des Innern, in dessen Auftrage erstattet von Friedr. Siemens, Civil-Ingenieur und Glashüttenbesitzer. Berlin 1882. Verlag von Jul. Springer. gr. 8. 136 Seiten.

Das sehr rege Bedürfniss, dem schädlichen Einfluss von Rauch und Russ nach Möglichkeit Einhalt zu thun, wird immer mehr in den grossen und stets wachsenden Städten fühlbar und veranlasste auch ein Comité in London im Winter 1881—82 eine Ausstellung zu veranstalten von Apparaten, welche dazu dienen, den Rauch zu vermindern oder rauchloses Brennmaterial zu consumiren, sowie von derartigen Feuerungsmaterialien, in Verbindung mit Versuchen an den verschiedenen Apparaten und Materialien.

Vorliegender Bericht über diese Ausstellung, der ersten

ihrer Art, erstattet von einer Autorität auf diesem Gebiete, enthält ein reichhaltiges Material für Anschauung und vergleichende praktische Prüfung, wird zweifellos zur Lösung unserer Rauchfrage beitragen und neue Anregung schaffen, wenngleich die directe Uebertragung der englischen Verhältnisse auf die unsrigen nicht thunlich ist.

Nach einer kurzen Einleitung wird zunächst eine Uebersetzung des »Descriptive Catalogue« gegeben, wobei auch die in England bezüglich der Rauchverminderung erlassenen Gesetze und Verordnungen aufgeführt sind. Hiernach werden die wichtigeren der ausgestellten Einrichtungen beschrieben, kritisiert und auf ihren wahren Werth und Anwendungskreis zurückgeführt, und zwar die Kamin-, Ofen-, Küchen- und Dampfkesselfeuerungen mit Kohle, sowie mehrere auf die Sammlung resp. Ausnutzung und Entfernung des Russes bezügliche Einrichtungen. Alsdann folgen die Anlagen mit Gasfeuerung in gleicher Reihenfolge wie die für directe Feuerung. Fernere Abschnitte behandeln die Erzeugung von Gas und zwar von Leucht-, Schwel- und Wassergas, sowie eine Vergleichung des Gases mit der Electricität in Bezug als Mittel zur Beschaffung von Licht, Kraft und Wärme. Beigefügt sind noch ein »Beitrag zur Rauchfrage« von C. William Siemens in London und die Uebersetzung einer Abhandlung von Dr. Fr. T. Bond »Wie ist Gas für eine sparsame und gesunde Heizung zu benutzen?« Mit Richtigstellung einiger allgemein verbreiteter falscher Ansichten in dieser Frage und einigen Betrachtungen über die richtige Construction von Gas-Heizapparaten.

Eine grosse Zahl guter Holzschnittfiguren veranschaulichen die beschriebenen Gegenstände.

K.

In C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden ist erschienen und durch jede Buchhandlung zu beziehen:

## Die Strassen- und Zahnrad-Bahnen.

Mittheilung

von

### Erfahrungs-Resultaten

über

Bau und Betrieb derselben.

Nach aufgestellten Fragebeantwortungen im Auftrage der Commission für technische und Betriebs-Angelegenheiten des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zusammengestellt von der

**Subcommission für Strassen- und Zahnradbahnen.**

Mit 24 Zeichnungstafeln und 49 Holzschnitten. Preis: 14 Mark.

Zugleich Supplementband VIII zu dem »Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens in technischer Beziehung.«

C. W. Kreidel's Verlag in Wiesbaden.

(Durch jede Buchhandlung zu beziehen.)

## DIE TECHNOLOGIE DER EISENBAHN-WERKSTÄTTEN.

Lehrbuch für Maschinen-Techniker

von

F. Oberstadt,

Obermaschinenmeister und Director der Centralwerkstätten der Niederländ. Staatsbahnen.

Mit Vorwort von

Dr. E. Hartig,

K. Regierungsrath und Professor an der technischen Hochschule in Dresden.

Kl. Quart, mit 21 lithographirten Foliotafeln. Preis 12 Mark.

Verlag von Baumgärtner's Buchhandlung, Leipzig.

(Zu beziehen durch jede Buchhandlung.)

# Vorträge über Eisenbahnbau

von A. von Kaven,

Geh. Reg.-Rath und Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

I. Disposition von Brücken und praktische Details.	20 Tafeln mit eingeschriebenem Text. Folio . . . . .	6 Mark.
II. Stützmauern und Steinbekleidungen.	Text in gr. 80. mit Atlas von 7 Tafeln in Folio . . . . .	4 „
III. Traciren von Eisenbahnen.	30 Tafeln nebst Text. Folio . . . . .	10 „
IV. Vorarbeiten zu Eisenbahnen.	Text mit 5 Tafeln. Folio . . . . .	8 „
V. Erdarbeiten bei Eisenbahnen.	37 Tafeln mit Literaturbericht . . . . .	12 „
VI. Traciren und Projectiren von Eisenbahnen.	Mit 3 Figurentafeln. Gr. 80. . . . .	6 „
VII. Baustatistik einer ausgeführten Eisenbahn.	Text gr. 80. mit Atlas von 16 Tafeln in Folio. . . . .	8 „

Heft VIII ist in Bearbeitung und erscheint im nächsten Sommer. Jedes Heft bildet ein für sich abgeschlossenes Ganzes und ist daher einzeln zu haben.

## Die geometrische Construction der Weichen-Anlagen für Eisenbahn-Gleise

mit zahlreichen Tabellen und Rechnungsbeispielen für den praktischen Gebrauch bearbeitet von

L. Pinzger,

Professor an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

80. Brosch. Mit 73 Figuren auf 12 lithographirten Tafeln. — Preis: 6 Mark.

## Die Uebergangscurven für Eisenbahn-Gleise

mit Rechnungsbeispielen und Tafeln für den praktischen Gebrauch bearbeitet von

F. R. Helmert,

Dr. phil. und Professor der Geodäsie und sphärischen Astronomie an der Königl. technischen Hochschule zu Aachen.

80. Broschirt. Mit 31 in den Text gedruckten Holzschnitten. — Preis: 2 Mark.

## Lehre von den Eisenbahn-Curven und Ausweich-Gleisen

theoretisch und praktisch dargestellt

von Dr. A. M. Nell u. E. W. Kauffmann,

Ingenieure bei der Hessischen Ludwigsbahn-Gesellschaft.

80. Brosch. Mit einem Atlas von 17 lithogr. Tafeln in Folio. — Preis: 3 Mark.

## Die Strassenbahnen, deren Anlage und Betrieb

von D. Kinair Klark, C. J.

Mitglied der „Institution of Civil Engineers“, Verfasser von „Railway Machinery“, „Railway-Locomotives“ etc.

Autorisirte deutsche Ausgabe durch Beifügung der neuesten Verbesserungen, sowie der wichtigsten Strassenbahnanlagen Deutschlands erweitert. von W. H. Uhland. Mit vielen Holzschnitten und 21 Tafeln. — Preis: 30 Mark.

**Sammlung von Zeichnungen aus dem Gebiete des Eisenbahnbaues.** Bearbeitet von den Schülern der polytechnischen Schule zu Hannover. 39 lithographirte Tafeln gross Quer-Folio mit Text. Broschirt. Preis: 4 Mark.

## Die eiserne Eisenbahn oder einfache Eisenconstructions für Eisenbahnen.

Für Staats- und Eisenbahn-Verwaltungen u. s. w.

von E. Heusinger von Waldegg.

12 Tafeln Folio mit Text. Broschirt. — Preis: 4 Mark.

### Interessante literarische Neuheit.

In unserem Verlage erschien vor Kurzem und ist in allen Buchhandlungen vorrätzig:

## Vom rollenden Flügelrade.

Essays und Skizzen

von

Max Maria von Weber.

(Theilweise aus dem Nachlasse des Verfassers.)

Mit biographischer Skizze des Verfassers

von Max Jähns, Major im grossen Generalstabe.

Preis elegant gebunden in Halbfranz 6 Mark. — geheftet 5 Mark.

Weber's Essays sind Muster ethnographischer Darstellung, wahre Cabinetsstücke; worin Weber aber geradezu unerreichbar bleibt, das sind seine Genrebilder, Charakterfiguren und Miniaturdramen aus dem Bereich des „Rollenden Flügelrades.“ Historien wie „Rothes Glas“ und „eine Winternacht auf der Locomotive“ sind vor und nach Weber nicht wieder geschrieben worden.

Allgemeiner Verein für Deutsche Literatur  
in Berlin W. Kronenstr. 17.

Soeben erschien in A. Hartleben's Verlag in Wien, I., Wallfischgasse 1, und ist durch alle Buchhandlungen zu beziehen:

Illustriertes

## Hand- und Hilfsbuch

für den

praktischen Metallarbeiter.

Ein Vademecum für Metallarbeiter aller Branchen, für Maschinenbauer, Metallgiesser, Dreher, Klämpner, Gürtler, Galvanoplastiker, Bronceure etc. etc.

Bearbeitet von

H. Schuberth.

Mit 300 Text-Illustrationen und 15 in Farben- und Tondruck ausgeführten Tafeln.

46 Bogen. Geheftet. Preis 4 fl. 50 kr. = 8 M. 10 Pf. = 10 Fr. 85 Cts.

In Original-Prachtband 5 fl. 50 kr. = 10 M. = 13 Fr. 35 Cts.

Einbanddecke 60 kr. = 1 M. 20 Pf. = 1 Fr. 60 Cts.

Auch in 15 Lieferungen à 3 Bogen zum Preise von 30 kr. = 60 Pf. = 80 Cts.

Dieses praktisch und erschöpfend verfasste, schön ausgestattete und reich illustrierte Werk verbreitet sich über das Gesamtgebiet der Metalltechnik und (mehr oder weniger erschöpfend) über diejenigen Hilfswissenschaften, welche für den Metallarbeiter von Interesse sind. Ausführliche Prospekte stehen auf Ersuchen durch Karte gratis und franco zu Diensten.

Bei Einsendung des Betrages mit Post-Anweisung erfolgt Franco-Zuschickung des Gewünschten.

A. Hartleben's Verlag in Wien, I., Wallfischgasse 1.