

# ORGAN

für die

## FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. XLVIII. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich. Alle Rechte vorbehalten.

7. Heft. 1911. 1. April.

### Bezeichnungsweise für Lokomotiven.

#### 1. Dampflokotiven.

Die Bezeichnungsweise der Achsfolge und Art der Kuppelung der Achsen, die wir seit 1907\*) eingeführt haben, ist seitdem vom Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen mit einigen Vereinfachungen und Ergänzungen angenommen worden\*\*), und hat sich dann im Vereinsgebiete, wie auch im Auslande schnell verbreitet, so daß sie heute zu den ohne Weiteres allgemein verständlichen Bezeichnungsweisen gehört. Sie hat gezeigt, daß sie für Wort und Schrift einfach und durchsichtig ist, auch hat sie bislang gegenüber keiner gebauten Lokomotivart versagt.

Trotz der so erzielten Vereinfachung und Klärung ist die Bezeichnung der Lokomotiven aber doch noch unübersichtlich und schwerfällig, weil die oben erwähnte kurze Bezeichnungsweise nur die Achsfolge, nicht die übrigen grundlegenden Eigenschaften der Lokomotive erfafst, diese vielmehr noch mit Worten in nicht feststehender Reihenfolge angegeben werden.

Wir beabsichtigen deshalb, auf dem eingeschlagenen Wege einen Schritt weiter zu gehen, indem wir kurze Zeichen nun für alle, gewöhnlich in die Benennung der Lokomotiven aufgenommenen Eigenschaften einführen und so ein Benennungsbild gewinnen, das das Wesen der Lokomotive auf einen Blick klarlegt, ohne daß man erst zeilenlange Aufzählungen lesen muß.

Für einige Zeit werden wir diese neue kurze Bezeichnung neben die alte wörtliche Aufzählung der Eigenschaften setzen, damit der Leserkreis Zeit gewinnt, sich die kurze Bezeichnungsweise einzuprägen, später werden wir die wörtliche Aufführung fallen lassen, und nur von Zeit zu Zeit auf diese Stelle als den Schlüssel der neuen Bezeichnung verweisen.

Wir schreiten ohne Weiteres zur Anwendung einer von uns längere Zeit erprobten Bezeichnungsweise, ohne sie zuvor einer allgemeinen Frörterung zu unterstellen, weil die breite Besprechung dieser, weder bindenden theoretischen Gesichtspunkten, noch irgend einem äußern Zwange unterworfenen Frage zu einer sehr großen Zahl von verschiedenen Vorschlägen führen würde, unter denen dann doch eine mehr oder weniger gewaltsame Auswahl getroffen werden müßte. Derselbe Weg hat sich früher auch bei der Einführung der abgekürzten Bezeichnung der Achsfolge als zu schneller Einigung führend bewährt.

\*) Organ 1907, S. 234.

\*\*) Organ 1908, S. 453.

Sollten sich im Laufe der Zeit an dem jetzt Einzuführenden wirklich wesentliche Mängel herausstellen, so würde nichts im Wege stehen, diese durch Verbesserung oder Ergänzung zu heben.

Ein für die neue Bezeichnung maßgebender allgemeiner Gesichtspunkt ist die Möglichkeit des begrifflichen und lauten Lesens in allen Sprachen; es wird sich zeigen, daß diesem Gesichtspunkte bis auf einen Fall in der einzuführenden Bezeichnungsweise Rechnung getragen ist.

Die gewählten Bezeichnungen für die verschiedenen Haupteigenschaften sind die hierunter angegebenen, und zwar sollen sie stets in der hier gewählten Reihenfolge stehen.

#### I. Achsfolge und Kuppelungsart.

Für Achsfolge und Kuppelungsart wird die vom V. d. E. V. eingeführte Bezeichnungsweise\*) durchgeführt.

#### II. Zahl der Zylinder.

Die Zahl der Zylinder wird zwischen Punkten durch eine römische Zahl angegeben; die Bezeichnungsweise enthält bis dahin römische Zahlen nicht.

#### III. Dampfzustand.

Bei den heutigen Lokomotiven kommen drei Dampfzustände in Betracht, Nafsdampf, Trockendampf, Heifsdampf.

Bezeichnet wird

Nafsdampf mit . . . . . t.

Trockendampf mit . . . . . tt.

Heifsdampf mit . . . . . T.

#### IV. Dampfdehnung.

Bislang kommen nur einstufige und zweistufige Dehnung in Frage; wir bezeichnen

einstufige Dehnung, Zwillingswirkung, mit . . . | .

zweistufige Dehnung, Verbundwirkung, mit . . . | .

#### V. Verwendungszweck.

Wenn auch der Verwendungszweck nicht für alle Lokomotiven eindeutig feststeht, und deshalb nicht immer aus der Bauart der Lokomotiven hervorgeht, so ist es doch so allgemein üblich, anzugeben, welche Zugart die Lokomotive in der Regel befördern soll, daß wir diese mit in die Bezeichnungsweise aufnehmen zu sollen glauben, und zwar nach Maßgabe der deutschen Sprache. Wir bezeichnen eine

\*) Organ 1908, S. 453.

- Schnellzuglokomotive mit . . . . . S.
- Personenzuglokomotive mit . . . . . P.
- Güterzuglokomotive mit . . . . . G.

VI. Tender.

Die Frage, ob es sich um eine Tenderlokomotive, oder um eine Lokomotive mit Tender handelt, wird in den meisten Fällen ohne besondern Ausdruck selbstverständlich entschieden, so daß sie bei der Bezeichnungsweise nicht berücksichtigt zu werden braucht.

In den wenigen Fällen, in denen die Eigenschaft als Tenderlokomotive besonders hervorzuheben ist, soll das durch Ausschreiben des Wortes geschehen.

Hiermit sind die gewöhnlich in den Benennungen aufgeführten Eigenschaften der Lokomotiven erschöpft. Etwa später neu hinzukommende Eigenschaften, wie Turbinenbetrieb, werden nach Einführung zu decken sein.

Beispiele.

Eine Gelenklokomotive für Gebirg-Schnellzüge mit Dampftrockner, zweistufiger Verbundwirkung in vier Zylindern, zwei Sätzen von je drei gekuppelten Achsen mit Laufachse vorn und hinten ohne Schlepptender wird als eine:

1 C + C 1. IV. tt. | S. -Tenderlokomotive, oder eine Vierzylinder-Verbund-Heißdampf-Schnellzuglokomotive mit Drehgestell vorn, drei Kuppelachsen, Laufachse hinten und Schlepptender als eine:

**Wasserschlag in Lokomotivdampfzylindern.**

Von Dr.-Ing. M. Osthoff, Regierungsbaumeister in Hattingen, Ruhr.

(Fortsetzung von Seite 101.)

II. 2. Die aus dem Betriebe der Lokomotivkessel folgenden Ursachen.

Neben der Kesselbauart und der Beschaffenheit des Wassers sind weiter die Betriebsverhältnisse der Kessel von großer Bedeutung.

Im Beharrungszustande bei gleichmäßiger Dampfenahme und nicht stark schäumendem Wasser liegt keine Ursache zu außergewöhnlich starkem Mitreißen von Wasser, also zu Wasserschlag vor; dem Verfasser sind bisher auch keine, während des Beharrungszustandes vorgekommenen Triebwerksbeschädigungen durch Wasserschlag bekannt geworden. Die Einschaltung eines Überhitzers, dessen Raum ausgleichend wirkt, hat für den Beharrungszustand den Vorteil, daß die Verdampfung gleichmäßiger erfolgt, ähnlich wie eine große Rauchkammer gleichmäßigere Feueranfischung bewirkt. Auch können im Überhitzer geringe Mengen übergerissenen Wassers nachverdampft werden.

Demnach dürften nur die Vorgänge beim Ändern eines Betriebszustandes und zwar nur beim Wachsen der Dampfenahme, also vornehmlich während des Anfahrens für das Eintreten der Wasserschläge in Frage kommen. Hierbei sind zwei Fälle zu unterscheiden:

- α) Anfahren aus dem Stillstande. Hier sind die Zylinder und Zubehör meist noch kalt, also wird sich viel Wasser niederschlagen. Ferner ist die Kolbengeschwindigkeit, abgesehen von dem ungünstigen Falle des Schleuderns der Lokomotive noch gering.
- β) Anfahren aus der Bewegung. Dieser Fall tritt ein, wenn der Regler nach Durchfahren eines Gefalles, meist mit großer Geschwindigkeit, oder einer Langsamfahr-

2 C 1. IV. T. | S. -Lokomotive,

oder eine fünffach gekuppelte Heißdampf-Zwillingslokomotive mit Laufachse vorn und hinten für Güterzüge als eine

1 E 1. II. T. | G. -Lokomotive,

oder eine Nafsdampf-Zwillingslokomotive mit Laufachse, zwei Kuppelachsen und Schlepptender für leichte Personenzüge als eine

1 B. II. t. | P. -Lokomotive

bezeichnet.

2. Elektrisch betriebene Lokomotiven.

Für die elektrisch betriebenen Lokomotiven hat sich die Bezeichnungsweise des V. d. E. V. für die Achsfolge und Kuppelung ohne Schwierigkeit bereits eingeführt, so daß in dieser Beziehung auch hier Einigkeit besteht. Für die kurze Bezeichnung sonstiger Eigenschaften, wie Stromart, Stromregelung, Stromabnahme, scheint noch kein Bedürfnis vorzuliegen, da die Verhältnisse elektrisch betriebener Lokomotiven weniger vielgestaltig sind, als die der Dampflokomotiven.

Wünschenswert ist eine knappe und durchsichtige Bezeichnung bei dem raschen Eindringen der elektrischen Lokomotive in den Bahnbetrieb auch hier, doch wird es richtig sein, mit der endgültigen Wahl einer kurzen Bezeichnungsweise für elektrische Lokomotiven zu warten, bis sich auch hier einigermaßen fest stehende Gesichtspunkte für den Bau herausgebildet haben.

Die Schriftleitung.

strecke, oder vor einem erst während des mit geschlossenem Regler erfolgenden Heranfahrens auf »Fahrt« gezogenen Signale wieder geöffnet wird. Dann schlägt sich zwar keine größere Menge Wasser in den noch warmen Zylindern nieder, aber die Kolbengeschwindigkeit und damit die Gefährlichkeit der Wasserschläge ist groß.

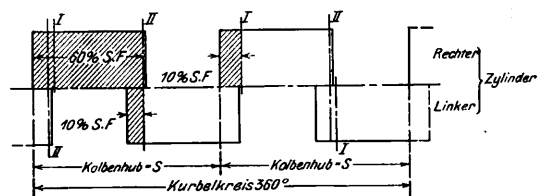
2. a) Größe der Dampfäume.

Zunächst soll der Einfluß der Größe der einzelnen Dampfäume auf die Spannungsminderung im Kessel und mittelbar auf das Überreißen von Wasser untersucht werden. Beim Anfahren mit voll ausgelegter Steuerung sind je nach den Kurbelstellungen ungen zwei Grenzfälle zu unterscheiden.

- α) Die Steuerung stellt die ungehinderte Verbindung eines möglichst kleinen, und
- β) eines möglichst großen Raumes der Dampfzylinder mit dem Kessel her.

In der Regel sind die Lokomotivsteuerungen so gebaut, daß sie für das Anfahren etwa 70% Füllung zulassen. Weil die Einlaßöffnungen aber gegen Ende der Füllung wegen der geringen Neigung der Schieberellipsen sehr klein sind, soll wegen der dadurch bedingten Drosselung des einströmenden Dampfes als größte Füllung eine solche von nur 60% angenommen werden. In Textabb. 1 ist der Kurbelkreis einer

Abb. 1.



Zwillingslokomotive abgewickelt. Die Füllungen von 60% für den rechten und linken Zylinder vorn und hinten sind ebenfalls eingetragen. Bei vier Kurbelstellungen I steht nur ein Raum von 10% des Zylinderinhaltes  $+ s_0$  mit dem Schieberkasten in Verbindung. Mit Rücksicht auf Dampfdrosselung soll dieser Raum nicht berücksichtigt werden. In den vier Kurbelstellungen II stehen dagegen 60% eines Zylinderinhaltes  $+ s_0$  mit dem Schieberkasten in Verbindung.

Wird nun der Regler bei einer Nafsdampflokomotive, etwa  $G_7$ , in den Kurbelstellungen I beim Anfahren aus dem Stillstande plötzlich ganz geöffnet, so wird der mit Dampf von  $p_1 = 13$  at als Spannung gefüllte Raum im obern Kessel und Dome, der bei der  $G_7$ -Lokomotive für einen mittlern Wasserstand von 5 cm über dem regelmässigen einen Rauminhalt  $v_1$  von etwa 2,09 cbm hat, durch die Regleröffnung mit den mit Luft, oder meist mit Leckdampf von  $p = 1$  at Spannung gefüllten Rohrleitungs- und Schieberkasten-Räumen von  $v_2 = 0,2234$  cbm Inhalt verbunden. Tritt bei ganz geöffnetem Regler keine Drosselung des durchströmenden Dampfes ein, und erfolgt der Spannungsausgleich augenblicklich, so sinkt die Spannung im Dampftraume des Kessels selbst von  $p_1 = 13$  at auf die Spannung  $p_3$  des Gemisches mit einem Rauminhalte von  $v_3 = v_1 + v_2$ . Sieht man von weiteren Spannungsverlusten aus Wärmeverlusten ab, so ergibt sich die Spannung  $p_3$  des Gemisches aus  $p_3 \cdot v_3 = p_1 \cdot v_1 + p_2 \cdot v_2$  zu  $p_3 = 11,8$  at; die Kesselspannung  $p_1$  sinkt also plötzlich um  $p_1 - p_3 = 1,2$  at. Im Falle II kommen 60% des Zylinderinhaltes oder etwa 0,134 cbm und der schädliche Raum  $s_0$  mit 10% des erstern zu dem Inhalte der Rohrleitungen hinzu, der so entstehende Raum  $v'_2$  veranlaßt einen Spannungsabfall im Kessel von 1,6 at.

Bei der  $G_8$ -Lokomotive mit Rauchkammerüberhitzer ist  $v_1$  etwa = 1,806 cbm und  $v_2$  einschliesslich Überhitzer etwa = 0,501 cbm. Im Falle I entsteht eine Spannungsabnahme im Kessel von 2,6 at, im Falle II bei etwa 0,186 cbm Zylinderinhalt und  $s_0 = 0,0205$  cbm also  $v'_2$  etwa = 0,64 cbm von 3,1 at.

Bei der  $G_5$ -Lokomotive mit Rauchröhrenüberhitzer ist  $v_1$  etwa = 1,936 cbm und  $v_2$  einschliesslich Überhitzer = 0,4864 cbm. Im Falle I entsteht eine Spannungsabnahme im Kessel von 2,4 at und im Falle II eine solche von 2,9 at.

Die Grenzfälle I und II zeigen, daß es, abgesehen von dem grössern Inhalte der Heißdampf- gegenüber den Nafsdampf-Zylindern von 0,186 cbm gegen 0,134 cbm, in erster Linie die Einschaltung der Überhitzer von verhältnismässig grossem Rauminhalte ist, die beim Anfahren mit ganz geöffnetem Regler eine im Vergleiche zu ähnlich gebauten Nafsdampflokomotiven etwa doppelt so starke, im Mittel 2,5 at gegen 1,2 at im Falle I, und 3,0 gegen 1,6 at im Falle II, und entsprechend schnellere Spannungsabnahme im Kessel zur Folge hat.

Dieses Verhältnis ändert sich bei gleicher Bauart und Öffnung des Reglers auch bei kleineren als den grössten Regleröffnungen und nicht so plötzlichem Spannungsabfalle nicht wesentlich.

Bei einem Kessel mit Pielock- oder ähnlichem Überhitzer ist dieser nicht zwischen Regler und Schieberkasten eingeschaltet, sondern steht mit dem Kessel in offener Verbindung. Hier wird also nur die geringe Spannungsabnahme des Nafsdampfkessels eintreten

Auch bei den Heißdampflokomotiven nach Schmidt

könnte man den Regler hinter den Überhitzer einschalten. Dieser Anordnung, durch welche übrigens der im Überhitzer befindliche Dampf unter die Einwirkung des Reglers gebracht und daher der Verschiebedienst mit diesen Lokomotiven erleichtert wird, stehen aber zwei gewichtige Bedenken entgegen.

a) Wenn ein Überhitzerrohr undicht wird, kann man den Dampf nicht absperren.

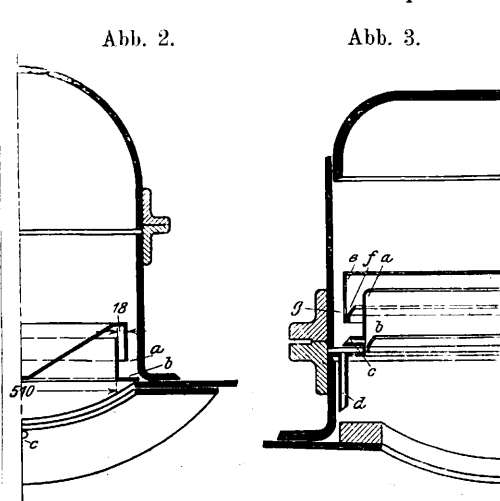
β) Bei Stillstand der Lokomotive wird sich in den einen Wassersack bildenden Überhitzern Wasser niederschlagen, das nicht wie bei Pielock durch ein Ventil abgelassen und auch nicht mit Sicherheit stets völlig verdampft werden kann. Hierdurch wird die Gefahr des Wasserschlages beim Anfahren erhöht, wenn nicht etwa geeignete Steuerungsteile dem Wasser den Ausfluss aus den Zylindern gestatten. Das gefährliche Ansammeln von Niederschlagwasser tritt übrigens bei undichtem Regler während des Stillstandes der Lokomotiven auch bei den Rauchkammer- und Rauchröhren-Überhitzern heutiger Bauart ein. Der im warmen Langkessel liegende Rauchröhrenüberhitzer verhält sich in dieser Beziehung günstiger, als der jetzt nicht mehr ausgeführte, in der kältern Rauchkammer liegende Rauchkammerüberhitzer.

Man kann, falls die Achsbelastung ein grösseres Kesselgewicht zuläßt, die ungünstige Raumwirkung des Überhitzers auch durch Vergrößerung des Dampftraumes im Kessel etwa durch weitere Kesselschüsse oder Anwendung von zwei Domen verringern. Empfehlenswert ist auch die russische Kesselbauart, bei der sich das gegen Wärmeverluste gesicherte Dampfleitungsrohr vom Dome bis zum Überhitzer ausserhalb des Kessels befindet.

Der starke und rasche Spannungsabfall im Kessel bei Hinzuschalten des Überhitzers bewirkt, daß das plötzlich entlastete Wasser mit grossem Wärmegehalte sofort Dampf ungefähr vom Inhalte der hinzugeschalteten Räume entwickelt, und zwar um so stürmischer, je rascher der Spannungsabfall erfolgt. Bei so heftiger Dampfentwicklung wird nicht nur Wasser in Tropfenform mitgerissen, sondern das Wasser kocht über bis in den Dom hinein und durch den Regler hindurch, ähnlich wie der Inhalt einer plötzlich ganz geöffneten Selterswasserflasche.

## 2) b. Einbau von Wasserabscheidern.

Zum Abscheiden des Wassers schon im Dampftraume des Kessels baut man vielfach Wasserabscheider in den Dom ein. Der übliche Wasserabscheider der preussisch-hessischen Staats-



bahnen ist ähnlich, wie der nach Text-abb. 2 eingerichtet, nur ist die obere Platte nicht kegelförmig, sondern wagerecht. Die kegelige Form der Bauart Köln hat den Vorteil, daß die Führung des Dampfes und Wassers besser wird. Das durch seine Trägheit abge-

schiedene Wasser soll am Rande a herabtropfen und durch die Bohrungen c in den Kessel zurückfließen, es wird aber vermutlich am Rande a durch den wegen der Querschnittsverminderung schneller strömenden Dampfstrahl b zum größten Teile wieder zerstäubt und mitgerissen werden.

Bei dem Wasserabscheider der Bauart Hannover (Textabb. 3) dürfte von der Kante a nur sehr wenig Wasser abgefangen werden. Das in der Ecke e abgeschiedene und im Troge f gesammelte Wasser dürfte durch den Dampfstrahl wieder herausgewirbelt und zerstäubt werden. Läßt man die Abflußrohre d, durch die wohl kaum Wasser in nennenswerter Menge abfließt, weil der Spannungsunterschied in den Räumen über und unter dem Abscheider wohl eben so groß sein dürfte, wie der Druck der niedrigen Wassersäule, bis unter den Wasserspiegel des Kessels treten, so wird bei starker Spannungsverminderung im Dome sogar Wasser in den Dom hineingesaugt.

Die Wasserabscheider heutiger Bauart sind im Beharrungszustande eines mächtig beanspruchten Kessels geeignet, eine geringe Menge Wassers auszuscheiden und den Wirkungsgrad des Kessels zu erhöhen. Die hierdurch bedingte Kohlenersparnis dürfte sich wegen ihrer Kleinheit übrigens kaum im Zugdienste, sondern höchstens auf einem Prüfstande feststellen lassen.

Beim Überkochen des Wassers während des Anfahrens wirken aber diese Wasserabscheider wohl sogar schädlich, da ihre engen Querschnitte den Rückfluß des Wassers in den Kessel hemmen. Bei solchen Lokomotiven, bei denen betriebsgefährliche Brüche wegen Wasserschlag möglich sind, sollte man daher Wasserabscheider vorstehender Bauart nicht verwenden, obwohl sie im Beharrungszustande des Kessels dessen Wirkungsgrad erhöhen können.

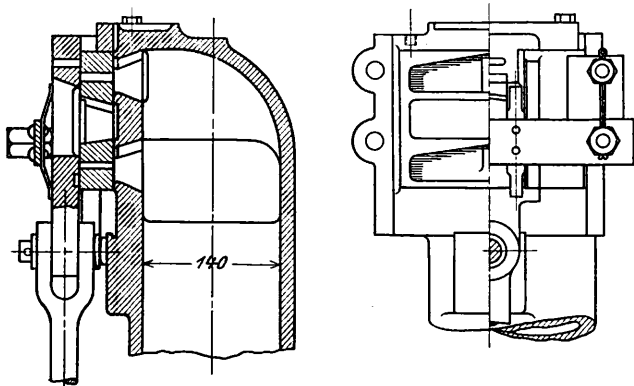
2 c) Öffnen des Reglers.

In dem vorsichtigen Öffnen des Reglers ist ein Mittel gegen das Überkochen und Mitreißen von Wasser beim Anfahren gegeben. Bei vermindertem Durchströmquerschnitte erfolgt der Spannungsausgleich zwischen den Räumen vor und hinter dem Regler langsamer, der Spannungsabfall im Kessel und das Überkochen des Wassers werden geringer.

So einfach dies Mittel der Drosselung des Dampfes mit dem Regler ist, so kommen doch Beschädigungen durch Wasserschlag vor, weil die Handhabung des Reglers durch die Lokomotivführer nicht immer sachgemäß ist. Dies liegt an der Bauart der Regler und an der menschlichen Unzulänglichkeit der Beamten.

Bei den Lokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen

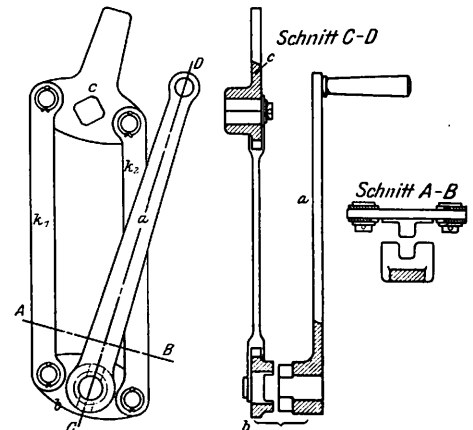
Abb. 4.



findet sich fast durchweg der alte bewährte Regler nach Textabb. 4, bei dem zuerst ein schmaler Flachschieber eine kleine Öffnung und dann ein durch Nasen des kleinen mitgenommener breiter Schieber eine große Öffnung freigibt. Wird dieser Regler selten geschmiert, oder haben sich die Gleitflächen eingefressen, so muß man das Öffnen oft mit beiden Händen ruckweise erzwingen. Dann wird bei dem kleinen Hube des Reglerhebels leicht zu weit geöffnet und Wasserüberreißen verursacht. Auf holländischen und italienischen Lokomotiven findet man zweiarmige, unmittelbar auf der Reglerwelle sitzende sehr lange Handhebel, mit denen man den Reglerwiderstand leichter überwindet und eine genauere Einstellung der Öffnung des Reglers erzielt.

Bei den Lokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen wird jetzt die Reglerwelle wegen der hohen Lage des Kessels meist mittels eines Handhebels von einer tiefer liegenden Hilfswelle aus durch doppelte Zug- und Druck-Stangenübertragung angetrieben. Haben oder behalten diese beiden Stangen nicht die genau richtige Länge, so tritt starkes Klemmen ein. Dieser Übelstand wird durch die Bauart Skutsch (Textabb. 5) beseitigt, bei der der Schlitz b einen Ausgleich der

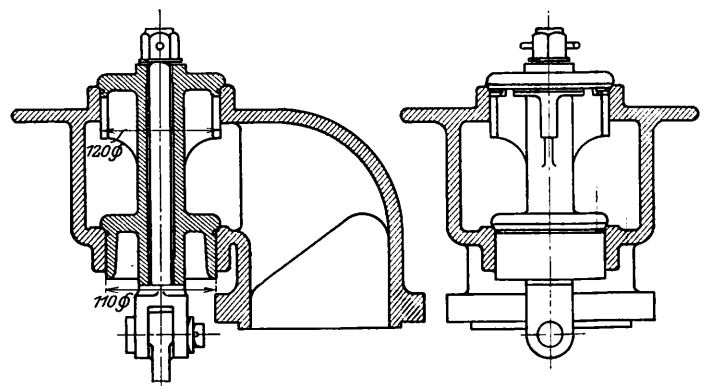
Abb. 5.



Stangen ermöglicht. Die Einführung dieser, vorsichtiges Öffnen und genaues Einstellen gestattenden Bauart dürfte sich daher bei Lokomotiven mit hoch liegendem Kessel allgemein empfehlen.

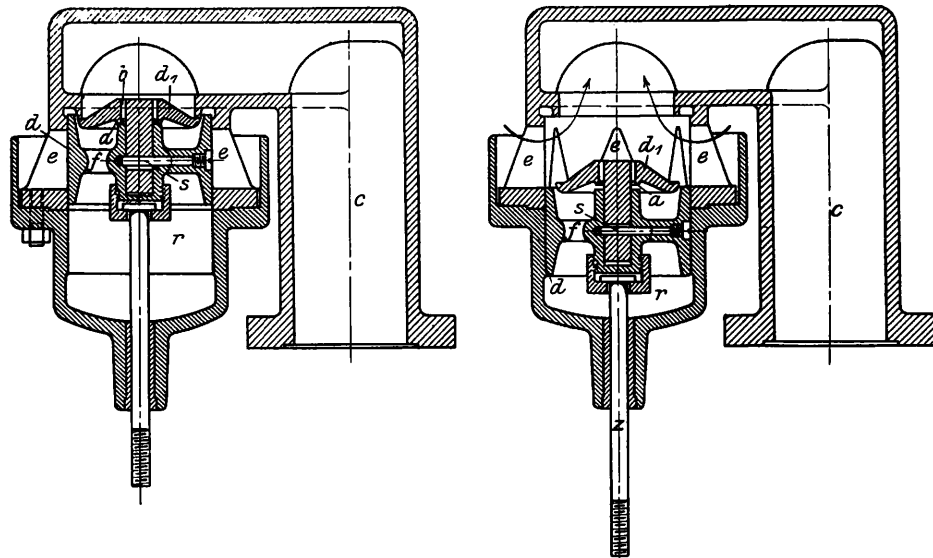
Um den Bewegungswiderstand der Regler möglichst zu verringern, ist man dazu übergegangen, Regler mit Doppelsitzventilen zu verwenden. Textabb. 6 stellt einen ältern, jetzt

Abb. 6.



nicht mehr verwandten Ventilregler der preussisch-hessischen Staatsbahnen dar.

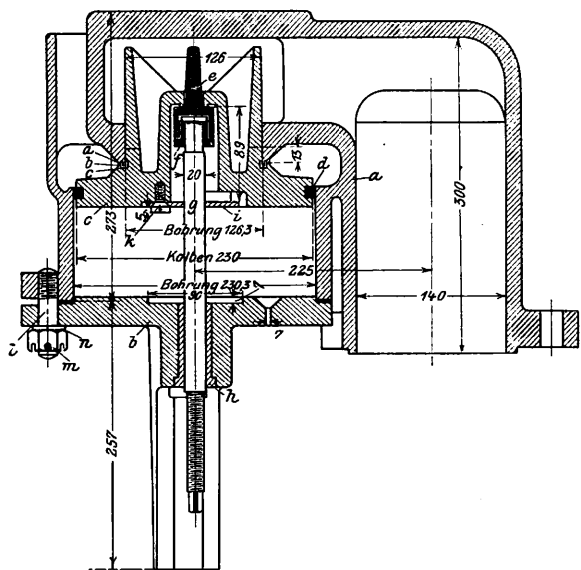
Abb. 7.



Bei dem Ventilregler nach Textabb. 7 werden erst die Bohrungen b durch Herunterziehen des Rundschiebers d geöffnet, worauf ein Ausgleich der Spannungen in dem sehr kleinen Raume r und in den Rohrleitungen nebst Überhitzer erfolgt. Zieht man dann den großen Ventilteller  $d_1$  vom Sitze, so gibt der Rundschieber d nach unten breiter werdende, dreieckige Öffnungen e im Schiebergehäuse frei, die genaue Abstufung ermöglichen. Da hierbei vor Öffnen des großen Ventiles kein Spannungsausgleich zwischen Kessel und Rohrleitungen nebst Überhitzer erfolgen kann, so dürfte sich das Wasserüberreißen hier noch ungünstiger stellen, als beim Doppelflachschieber-Regler nach Textabb. 4, bei dem mittels des kleinen Schiebers bei vorsichtigem Öffnen vorweg langsamer Spannungsausgleich eintritt.

Neuerdings ist der Ventilregler von Schmidt und Wagner in Berlin (Textabb. 8 bis 10) bei den preussisch-

Abb. 8.



hessischen Staatsbahnen eingeführt, der besonders geeignet für langsame Eröffnung, also zur Verhütung des Überreißen von Wasser erscheint, in der Voraussetzung, daß es mittels des

Reglerhebels von Hand nicht möglich sei, das große einsitzige Ventil c zu öffnen, bevor durch die kleine Öffnung des Ventiles e langsamer und nahezu völliger Spannungsausgleich zwischen Kessel und Rohrleitungen nebst Überhitzer eingetreten ist. Dennoch ist es unter Beachtung der nötigen Vorsichtsmaßregeln: Bremse fest! Steuerung auf Mitte! selbst bei einem Spannungsunterschiede von 12 at leicht, den geschlossenen Regler plötzlich aufzureißen. Die Spannung im Kessel sinkt hierbei vorübergehend um 0,4 bis 0,5 at, während die Spannung im Schieberkasten anfangs langsam, dann aber sehr schnell auf 12 at steigt.

Der Vorteil dieses Ventilreglers gegenüber dem Doppelflachschieberregler be-

Abb. 9.

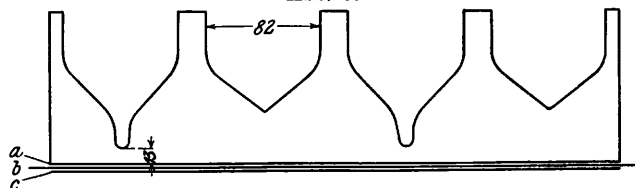
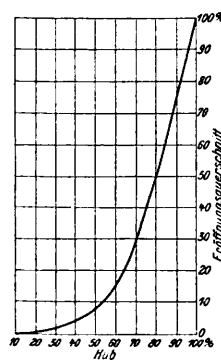


Abb. 10.



steht darin, daß er wegen des leichteren Ganges und der feineren Abstufung der Durchlaßquerschnitte bequemere und genauere Einstellung der verschiedenen Öffnungsweiten ermöglicht. Dagegen läßt sich dieser Ventilregler in Gefahrenfällen nicht mit einem Schlage schließen, wie der Flachschieberregler.

Bei Nafsdampf-Flachschieber-Lokomotiven haben Unachtsamkeiten in der Handhabung der Regler und Steuerungen keine oder unerhebliche Folgen.

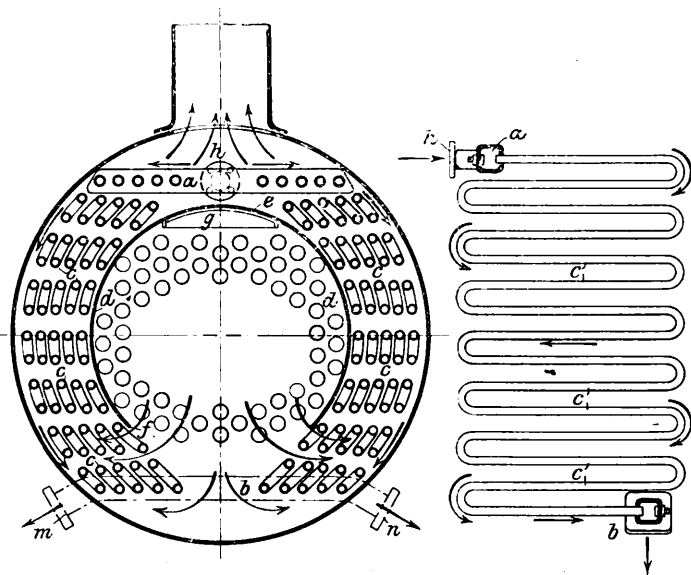
Dagegen sind an Heißdampf-Kolbenschieber-Lokomotiven bei raschem Öffnen des Reglers wiederholt Triebwerksbeschädigungen durch Wasserschlag vorgekommen. Den Lokomotivführer in allen Fällen allein für die Beschädigungen verantwortlich zu machen, dürfte nicht zugänglich sein. Wenn man auch von ihm, dessen Aufmerksamkeit in dem besonders wechselvollen und raschen Urteil erheischenden Fahrdienste bereits in sehr hohem Maße in Anspruch genommen wird, eine größere Vorsicht in der Behandlung der Heißdampf-Kolbenschieber-Lokomotive verlangen kann, so dürfte dennoch bei der Untersuchung der Schuldfrage von Fall zu Fall genau zu prüfen sein, ob nicht das Eintreten der Beschädigung durch die noch unvollkommene Bauart begünstigt oder begründet ist. Aus beiden Ursachen, der menschlichen Unzulänglichkeit der Führer und der noch unvollkommenen Bauart der Einzelteile wird der Betriebsicherheit der Heißdampf-Kolbenschieber eine engere Grenze gesetzt, als der der Nafsdampf-Flachschieber-Lokomotive.

## 2 d) Starke Dampfströmung in den Rohrleitungen.

Durch die sich an den Regler anschließenden, mit Gefälle versehenen Rohrleitungen gelangt das Wasser bei den Nafsdampflokomotiven beim Anfahren aus dem Stillstande, wie aus der Bewegung, sogleich, wenn auch langsamer, als der Dampf, in die Schieberkästen. Je nach deren Bauart und der Lage der Einströmkanäle verteilt sich das Wasser im Grunde des Schieberkastens und gelangt dann nach und nach in kleineren, wohl meist unschädlichen Mengen in den Zylinder. Dies ist besonders der Fall bei den geräumigen Kästen der Flachschieber. Bei den räumlich kleinen Kästen der Kolbenschieber, vor allen der mit innerer Einströmung, dagegen gelangt wohl der größte Teil des übergerissenen Wassers aus dem Einströmröhre auf einmal in den Zylinder.

Bei Lokomotiven mit Flachschiebern, die obendrein abklappen, wenn ausnahmsweise zu viel Wasser in die Zylinder gelangt, treten fast gar keine Beschädigungen durch Wasserschlag ein, dagegen nicht selten bei Kolbenschieberlokomotiven besonders solchen mit den üblichen Rauchkammer- und Rauchröhren-Überhitzern nach Schmidt. Bei dem Rauchröhren-Überhitzer, der sich allgemeiner Beliebtheit erfreut, wird sich, abgesehen von dem Falle, daß sehr viel Wasser überkocht und in gefährlicher Menge gleich bis in die Zylinder gelangt, wohl meist der größte Teil des Wassers nach Eintritt des Spannungsausgleiches vorerst in den einen Wassersack bildenden Rohrbündeln des Überhitzers, und zwar wohl hauptsächlich in den mittleren, dem Einströmröhre am nächsten liegenden, ansammeln. Da die Überhitzerrohre beim Anfahren noch nicht ihre volle Wärme haben, so wird nur ein geringer Teil dieses Wassers in den Rohrbündeln verdampft. Das Anbringen von Ablaßventilen an den tiefsten Stellen der Rohrbündel des Rauchkammer- und Rauchröhren-Überhitzers ist wohl ausgeschlossen. Hier dürfte der Überhitzer von Cole\*) nützlich wirken, bei dem die die tiefsten Teile des Wassersackes bildenden Sammelkästen leicht mit Ablaßventilen versehen werden können. Auch

Abb. 11.



\*) Organ 1906, S. 23; 1910, S. 59.

der Rauchkammerüberhitzer von Lanz, Textabb. 11, sei hier erwähnt. Er bedarf keiner besondern Ablaßventile, da alles Wasser durch die Ablaßventile der Zylinder entfernt werden kann.

Da beim Anfahren aus dem Stillstande die Kolbengeschwindigkeit und somit auch die Dampfgeschwindigkeit in den neben, nicht hinter einander geschalteten Rohrbündeln gering ist, so wird das Wasser, das sich größtenteils im mittlern Teile der Rohrbündel befinden dürfte, aus diesem wohl nur in geringen noch ungefährlichen Mengen allmählig in die Zylinder übergerissen werden. Tritt aber beim Anfahren aus dem Stillstande Schleudern ein, so wird erstens bei der starken Dampfentnahme die Menge des übergerissenen Wassers groß, und zweitens bleibt das auch beim Anfahren aus der Bewegung, das bereits beim Öffnen des Reglers übergerissene und das während der Ausbetriebsetzung des Überhitzers niedergeschlagene Wasser nicht erst im Sacke des Überhitzers stehen, sondern wird durch die sehr starke Dampfströmung auf einmal mit in die kleinen Schieberkästen und von dort sogleich in die Zylinder übergerissen. Bei der großen Menge des Wassers und bei Vorhandensein von Kolbenschiebern treten dann in den meisten Fällen Brüche des Triebwerkes ein.

Dieses Schleudern läßt sich aber besonders auf den Anfahrstellen der vielfach mit Öl behafteten Bahnhofsgleise nicht immer vermeiden, daher ist mit diesem Übelstande beim Baue und Betriebe der Lokomotiven zu rechnen. Heißdampflokomotiven neigen obendrein wegen ihrer mitunter recht erheblich größeren Kolbenkräfte mehr zum Schleudern, als gleichartige Nafsdampflokomotiven.

Sobald der Führer einer Nafsdampflokomotive das Schleudern bemerkt, schließt er den Regler schnell; für weitere Füllungen in den Zylindern steht dann nur noch die geringe Dampfmenge in den Schieberkästen und den Rohrleitungen zur Verfügung. Bei Heißdampflokomotiven wirkt das Schließen des Reglers wegen des großen Dampfes im Überhitzer langsamer.\*) Man legt daher hier die Steuerung zurück. Dieses Zurücklegen erfordert aber bei den üblichen Schraubenspindelsteuerungen längere Zeit, als das Zureißen des Reglers; bis zum völligen Absperren des Dampfes dürften daher bereits mehrere Triebradumdrehungen erfolgt sein. Eine einzige Umdrehung kann aber schon genügen, um Beschädigungen durch Wasserschlag hervorzurufen. Das Zurücklegen der Steuerung hat übrigens noch den Nachteil, daß die Auslaßkanäle früher geschlossen, also eine größere Menge Dampf und Wasser im Zylinder eingeschlossen wird.

Aus den Erörterungen unter II folgt, daß das Überreißen von Wasser bei Lokomotivkesseln aus verschiedenen Ursachen eintritt, und daß diese bei Heißdampflokomotiven während des Anfahrens zahlreicher und von stärkerer Wirkung sind, als bei gleichartigen Nafsdampflokomotiven.

\*) Vergl. S. 117.

(Fortsetzung folgt.)

## Elektrische Kohlenladekrane.

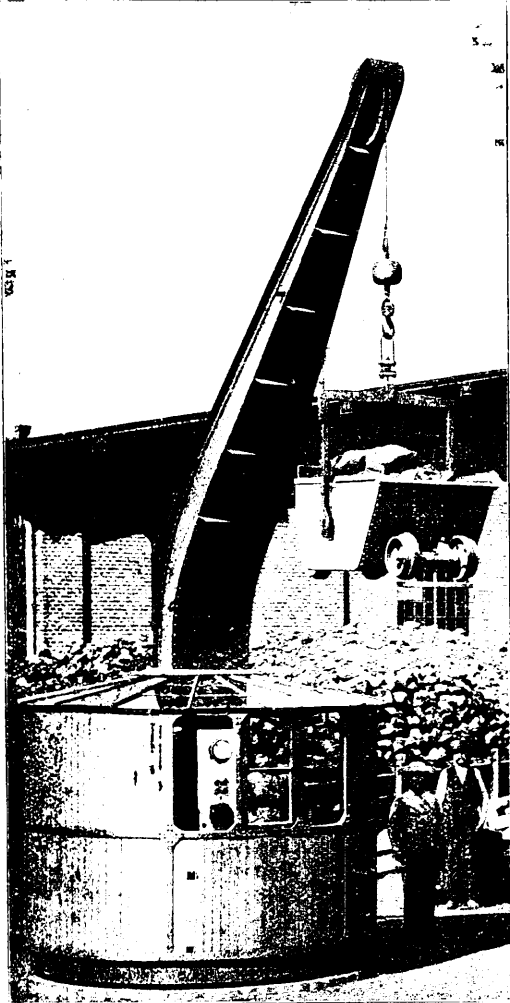
Von Ch. Ph. Schäfer, Geheimem Baurate in Hannover.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 7 auf Tafel XIII.

(Schluß von Seite 104.)

Der in Abb. 1 bis 7, Taf. XIII und in Textabb. 2 dargestellte elektrische Kohlenladekran mit Fairbairn-Ausleger ist vom Verfasser in Vorschlag gebracht und die Bedingung an ihn gestellt, daß nicht allein das Heben, sondern auch das Schwenken der Last elektrisch erfolgen müsse, und zwar mit der Hub- und Schwenk-Geschwindigkeit der Prefswasserkrane. Unter

Abb. 2.



bairn ist bei der Direktion Hannover aufgestellt und wird hier als Beispiel im Auszug mitgeteilt.

### Berechnung eines elektrischen Fairbairn-Kranes für 1,5 t in den wichtigsten Teilen.

Q bezeichnet die Nutzlast = 1,5 t,

a die Ausladung = 4000 mm,

H die Höhe der Auslegerrollenmitte über Schienen-Oberkante = 7500 mm,

v die Hubgeschwindigkeit = 0,4 m/Sek,

$v_1$  die Drehgeschwindigkeit am Haken = 2 m/Sek.

#### Wagerechter Zapfendruck (Textabb. 3).

$$G_2 = 1 \text{ t}, b = \frac{a}{2} = 2000 \text{ mm angenommen}$$

$$Q \cdot a + G_2 \cdot b - H \cdot h = 0$$

$$H = \frac{Q \cdot a + G_2 \cdot b}{h} = \frac{1,5 \cdot 4000 + 1,0 \cdot 2000}{1650} = 4,85 \text{ t.}$$

#### Biegung der Säule (Abb. 1, Taf. XIII).

Die Flusstahlsäule erhält  $d_2 = 220$  mm Durchmesser, demnach wird die Biegungsbeanspruchung im untern Halslager

$$\sigma = \frac{H \cdot h}{W} = \frac{4850 \cdot 1650 \cdot 32}{\pi \cdot 22^3} = 767 \text{ kg/qcm}$$

Abb. 3.

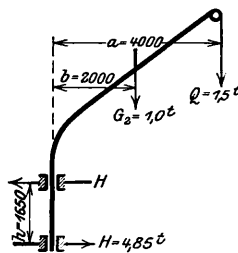
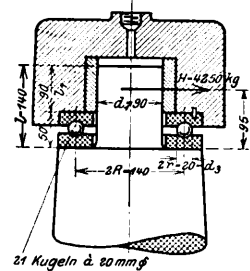


Abb. 4.



#### Biegung des obern Zapfens (Textabb. 4).

$$l = 140 \text{ und } d_1 = 90 \text{ mm.}$$

Die Biegungsspannung ist:

$$\sigma_b = \frac{4850 \cdot 9,5 \cdot 32}{\pi \cdot 9^3} = 644 \text{ kg/qcm.}$$

Der gleichförmig verteilt gedachte Reibungsdruck wird:

$$\sigma = \frac{P}{d_1 l_1} = \frac{4850}{9 \cdot 9} = 60 \text{ kg/qcm.}$$

#### Kugellager:

Gewicht des ganzen Kranes 6,5 t,

> der sich drehenden Kranteile 5,5 t,

Kugellaufkreisdurchmesser  $2 \cdot R = 140$  mm,

Kugeldurchmesser  $2r = d_3 = 20$  mm, Mittelpunktswinkel

für eine Kugel =  $\alpha$ .

Die Kugelanzahl  $i$  folgt aus:

Mitwirkung des Regierungsbaumeisters Brede ist der Entwurf von Kroll und Co. in Hannover aufgestellt. Der Kran ist mehrfach von diesem Werke gebaut und mit Vorteil verwendet.

Wie beim Bockkrane kann ein Kohlenhund in etwa einer Minute entladen werden. Auch sind die Stromkosten bei 12 bis 17 Pf/KwSt etwa dieselben, wie die des Bockkranes, obwohl zum Schwenken des Kranes 2,5 PS erforderlich sind, gegen nur 1,3 PS für die Maschine der Fahrkatze; sie betragen etwa 1 Pf/t für das Heben auf den Tender einschließlic des Rückweges des leeren Kohlenwagens.

Die Berechnung des elektrischen Kohlenladekranes von 1,5 t Tragfähigkeit, 4 m Ausladung und Ausleger nach Fair-

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{r}{R} = \frac{10}{70} = 0,143 \quad \frac{\alpha}{2} = 8^\circ 13' \quad \alpha = 16^\circ 26'$$

$$i = \frac{360^\circ}{16^\circ 26'} = \frac{360}{16,433} = 21,9 \text{ Kugeln.}$$

Gewählt werden 21 gehärtete Stahlkugeln mit  $\frac{0,9 \cdot 20}{21} = 0,86$  mm Zwischenraum zwischen je zweien.

Die Spannung im wagerechten Kugelkreise wird

$$\sigma = \frac{P}{i \cdot d_3^2} = \frac{(5500 + 1500)}{21 \cdot 2^2} = 83,5 \text{ kg/qcm. *)}$$

Das Moment zum Kranschwenken ist

$$M_D = \mu \cdot H \left( \frac{d_2}{2} + \frac{d_1}{2} \right) + (Q + G) f \cdot R$$

$$M_D = 0,1 \cdot 4850 \left( \frac{22}{2} + \frac{9}{2} \right) + (1500 + 5500) \cdot 0,05 \cdot \frac{14}{2} = \text{rund } 10000 \text{ kqcm.}$$

Kraftbedarf des Schwenkantriebes.

Zur Bewegungsübertragung diene ein Schneckengetriebe und ein Zahnradpaar. Wirkungsgrad eines Vorgeleges  $\eta_1 = 0,9$ , einer doppelgängigen Schnecke  $\eta_s = 0,9 \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \rho)}$  für  $\alpha = 21^\circ$  und  $\rho = 5^\circ 50'$  oder  $\mu = 0,1$ .

$$\text{Daher } \eta_s = 0,9 \cdot \frac{\text{tg } 20^\circ}{\text{tg } (20^\circ + 5^\circ 50')} = 0,9 \frac{0,364}{0,484} = 0,67,$$

Der Wirkungsgrad im Ganzen beträgt  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_s = 0,9 \cdot 0,67 = 0,603$  rund 0,6.

Die Schwenkgeschwindigkeit soll im Umfange  $v_1 = 120$  m/Min sein, die Ausladung ist  $a = 4$  m (Textabb. 6), daher die Umdrehungszahl  $n = \frac{v_1}{2a \pi} = \frac{120}{8 \pi} = \text{rund } 4,8$  in der Minute.

Die erforderliche Schwenkleistung ist:

$$N = \frac{M_D \cdot 2 \pi \cdot 4,8}{100 \cdot 60 \cdot 75 \cdot \eta} = \frac{10000 \cdot 2 \pi \cdot 4,8}{450000 \cdot 0,6} = 1,1 \text{ PS.}$$

Unter Berücksichtigung der Anschwenk-Beschleunigung und des aussetzenden Betriebes wird eine Hauptstrom-Triebmaschine von 2,5 PS mit 1050 Umläufen in der Minute gewählt.

Das Übersetzungsverhältnis ist also  $i = 4,8 : 1050 = \text{rund } 1 : 220$ , zu erlegen in  $1 : 20$  und  $1 : 11$ .

Die Schnecke sei doppelgängig, aus Stahl, das Schneckenrad aus Phosphorbronze mit  $Z_2 = 40$ , das Räderpaar erhält die Übersetzung  $1 : 11$  mit den Zähnezahlen  $Z_3 = 13$  und  $Z_4 = 143$ .

Bremse.

Als Bremse dient eine auf der Triebmaschinenwelle sitzende Backenbremse, die mit dem Fulse betätigt wird. Umfangskraft am Hebel  $1 = \frac{N \cdot 75 \cdot 100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n}$ , also für den Halbmesser

$$r = 15 \text{ cm Umfangskraft } P = \frac{2,5 \cdot 75 \cdot 100 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1050 \cdot 15} = 11,4 \text{ kg.}$$

$P$  muß  $\leq \mu D$  (Textabb. 5) sein, für  $\mu = 0,18$  also  $D = \frac{11,4}{0,18} = \text{rund } 65 \text{ kg}$ . Nach Textabb. 5 ist  $G_2 = D \frac{100}{150} \frac{60}{200} = 13 \text{ kg}$ .

\*) Bethmann, Hebezeuge S. 198.

Abb. 5.

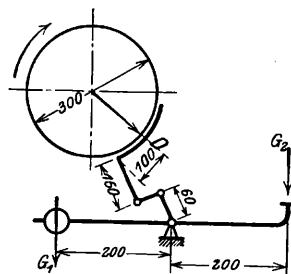
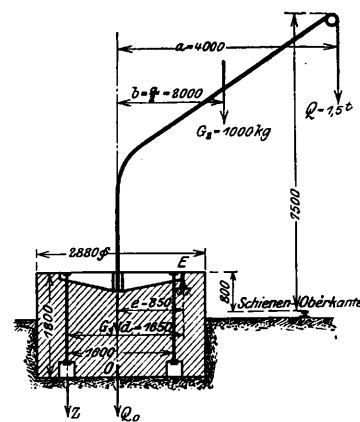


Abb. 6.



Um die Bremse gelöst zu halten, genügt ein Gewicht  $G_1 = 5$  kg am Hebelarm von 200 mm, so daß auf dem Fußstritte 18 kg ausgeübt werden müssen.

Nachweis der Standsicherheit (Textabb. 6).

$G_0$	ist das Gewicht des ganzen Kranes	. . . . .	= 6,5 t
$G_1$	» » » der sich drehenden Teile	. . . . .	= 5,5 »
$G_2$	» » » » überhängenden Teile	. . . . .	= 1,0 »
$G_3$	» » » » in der Achse wirkenden Teile	= 5,5 »	
$Q_0$	» » » des Kranfußes		
$Q$	» » » der Nutzlast	. . . . .	= 1,5 »

Grundschauben.

Das Kippmoment soll durch eine Ankerschraube aufgenommen werden. Für Drehpunkt E ist:

$$Q(a - c) + G_2(b - c) - G_3 \cdot c - Z \cdot d = 0$$

$$Z = \frac{Q(a - c) + G_2(b - c) - G_3 \cdot c}{d}$$

$$Z = \frac{1,5(400 - 85) + 1,0(200 - 85) - 5,5 \cdot 85}{165} = 0,730 \text{ t.}$$

Gewählt wird eine Ankerschraube von 2,7 cm Kerndurchmesser, dafür ist  $\sigma = \frac{P}{f} = \frac{730}{5,77} = 127 \text{ kg/qcm}$ .

Gründung.

Der nach Textabb. 6 rund ausgeführte Mauerfuß wiegt  $Q_0 = 1,44^2 \cdot \pi \cdot 1,8 \cdot 1,6 = 18,7$  t, also ist die ganze Last auf dem Fulse  $\Sigma Q = Q_0 + G_0 + Q = 18,7 + 6,5 + 1,5 = 26,7$  t, das Moment für OM  $= 1,5 \cdot 4 + 1 \cdot 2 = 8$  tm.

Die Grundfläche ist  $F = 1,44^2 \pi = 6,5$  qm, das Widerstandsmoment  $W = \frac{2,88^3 \pi}{32} = 2,35$  m<sup>3</sup>, also die Kantenpressung

$$\sigma = \frac{\Sigma Q}{F} + \frac{\kappa}{W} = \frac{26,7}{6,5} + \frac{8}{2,35} = 7,5 \text{ t/qm} = 0,75 \text{ kg/qcm.}$$

Die Gründung genügt also selbst bei schlechtem Boden. Wird noch ein Windmoment von 3,6 tm hinzugenommen, so steigt die Kantenpressung auf 0,765 kg/qcm. Auf der Seite, wo der Fuß aufzukippen sucht, bleibt noch

$$\sigma_1 = \frac{26,7}{6,5} - \frac{8 + 3,6}{2,35}$$

$$= -0,8 \text{ t/qm Druck}$$

oder 0,08 kg/qcm Zug, die Gründung befindet sich also trotz der geringen Pressung gerade an der Grenze des Abhebens auf der unbelasteten Seite, genügt also eben.



Das Hakengeschirr ist an einigen Kränen mit der Vorrichtung von Elsing\*) versehen, um das angespannte Drahtseil am Drehen zu verhindern und so zu schonen.

Wo der Boden mit dem Kohlenstaube keine Tenne bildet, empfiehlt es sich, wie bei den ungarischen Staatsbahnen, bei Herstellung von Kohlenlagerplätzen die Rückstände aus der Lokomotivfeuerung, Lokomotivasche und Schlacke ohne Kohlentelchen, gestampft und mit Kohlenteer vermengt als Unterlage zu verwenden. Die Lagerplätze müssen abgewässert werden. Auf natürlichem Boden darf kein Lagerplatz ohne Unterbau gebaut werden, weil der Frost im Winter die Teerdecke zersprengen würde.

Als Unterbau dient eine Schicht aus Aschkastenschlacke von 20 cm Stärke, die gehörig gestampft und am Rande gegen das Gleis durch eine Ziegeleinfassung begrenzt wird.

\*) D. R. P. 188610.

Wenn der Unterbau hergestellt ist, wird darüber eine Schicht aus Teerbeton von 70 mm gestampft. Hierzu nimmt man für 1 qm 90 kg Aschkastenschlacke ohne Kohlentelchen und 13 kg Teer in guter Mischung. Sechs Mann machen in 10 Stunden aus 780 kg Kohlenteer und 5400 kg Schlackenasche 60 qm Teerbeton von 7 cm Dicke; zur Einfassung von 60 qm beiderseits gehören 60 Ziegel.

Der Unterbau kostet etwa so viel, wie das Herstellen der Decke. Sechs Arbeiter machen wieder etwa 60 qm. Besonders ist darauf zu achten, daß die Betondecke mit gut aufgewärmtem Teere begossen wird, zum Begießen der Oberfläche braucht man 210 kg Kohlenteer, also für das qm 35 kg.

Für einige Kohlenhöfe und Wegeübergänge wurde der Teer mit einem Zusatz von etwa 7% dickflüssigem Inertol etwa 4 Stunden gekocht. Auch Zementbeton und Schwellenbeläge haben sich auf Kohlenhöfen bewährt.

### Bauart von Drehgestellen zur Erzielung ruhiger Gangart von Luxuswagen.

Von H. Schüler, Hamburg.

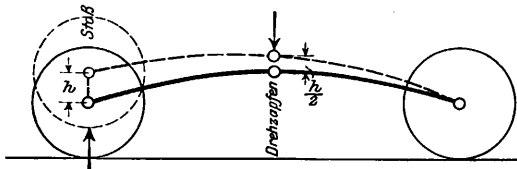
Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 16 auf Tafel XIV.

Eine längere Eisenbahnfahrt im Schnellzuge ist heute ohne Zweifel genußreicher, als noch vor kurzer Zeit in engen zwei- oder dreiachsigen Wagen. Die grössere Bequemlichkeit der Ausstattung, die Möglichkeit, sich in D-Zügen Bewegung zu machen und unter Benutzung des Speisewagens wie im Wirtshause zu speisen und die Zeit abzukürzen, sind wichtige Errungenschaften. Vor allem aber fährt man in den mit Drehgestellen ausgerüsteten Wagen ruhiger, und zwar sind sowohl die Erschütterungen, als auch das Geräusch geringer geworden. Von wirklich ruhigem Gange der Wagen, der etwa das Schreiben gestattet, und den Aufenthalt im Zuge zum Genusse macht, sind wir aber noch weit entfernt.

Die Abnahme des Geräusches wird hauptsächlich durch die Einfügung von Zwischengliedern, der Drehgestelle, erreicht. Dadurch wird der Wagenkasten vom Gleise unabhängiger und die in den Achssätzen auftretenden Lautschwingungen erfahren auf ihrem Wege nach dem Wagenkasten eine häufigere Unterbrechung.

Die Erschütterungen, und zwar sowohl die wagerechten wie die senkrechten, letztere abgesehen von der Wirkung der Federn, werden durch die Hebelwirkung der Drehgestelle am Drehzapfen auf die Hälfte vermindert, wie aus Textabb. 1

Abb. 1.

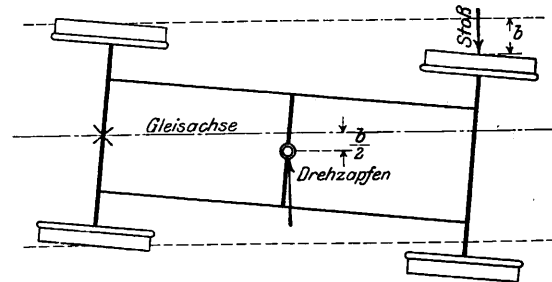


und 2 hervorgeht. Textabb. 1 zeigt die Verminderung der senkrechten Stöße  $h$  an den Achsen auf  $h/2$  am Drehzapfen, Textabb. 2 die Verminderung der wagerechten Stöße an den Achsen  $b$  auf  $b/2$  am Drehzapfen.

Auch die Einschaltung einer weiteren Federgruppe zwischen Wagenkasten und Drehgestell trägt zur Milderung der Erschütterungen bei.

Inzwischen ist aber die Geschwindigkeit der Züge vielfach gesteigert worden und damit haben auch die Erschütterungen, besonders die Schlingerbewegungen zugenommen.

Abb. 2.

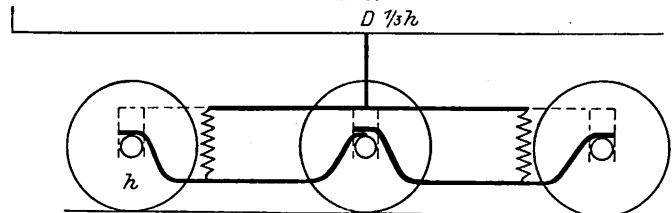


Weitere Milderung der Erschütterungen erscheint daher angebracht.

Die verschiedensten Versuche sind gemacht worden, den Wagenbau in dieser Beziehung zu fördern. Die beste Wirkung ist wohl noch mit der Vermehrung der Federn erzielt worden. Auch hängt sehr viel von der Anordnung der Federn und ihrer Steifigkeit ab. Aber selbst unter den günstigsten Umständen erreicht man dadurch nur, daß die Erschütterungen in etwas weniger unangenehme federnde und schaukelnde Bewegungen umgesetzt werden, eine wesentliche Milderung der Bewegungen entsteht namentlich dann nicht, wenn das Gleis einige Zeit in Gebrauch ist.

In Nordamerika ist man einen Schritt weiter gegangen und hat dreiachsige Drehgestelle (Textabb. 3) verwendet, bei

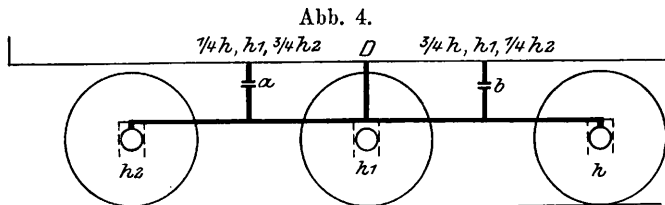
Abb. 3.



denen die Hebungen  $h$  der Achsen am Drehzapfen auf  $h/3$  vermindert werden. Diese Wirkung wird dadurch erzielt, dass auf den in einem gemeinschaftlichen Rahmen gelagerten drei Achsen zwei ungefederte, nach unten gekröpfte, unter sich nicht verbundene Bügel lose aufliegen. In  $1/3$  ihrer Länge von aussen befinden sich die Auflagerpunkte eines gefederten Verbindungsträgers, dessen Mitte den Drehzapfen stützt. Auf die Einzelheiten der Federung, der Wiege und sonstigen Teile soll hier nicht näher eingegangen werden.

Während hier also die senkrechten Stöße gegenüber dem zweiachsigen Drehgestelle von  $1/2$  auf  $1/3$  vermindert werden, findet eine weitere Verminderung der Seitenstöße nicht statt, da die Achsen in einem gemeinsamen Rahmen gelagert sind; die Seitenstöße  $b$  vermindern sich daher nur ebenso, wie bei zwei Achsen auf  $b/2$ . Günstig für die Verminderung der Schlingerbewegungen wirkt nur der grössere Achsstand, der allerdings auch bei zwei Achsen ausführbar ist, sowie das grössere Gewicht des dreiachsigen Drehgestelles, das den Seitenbewegungen ein grösseres Beharrungsvermögen entgegensetzt.

Eine wesentlich andere Anordnung zeigt das deutsche dreiachsige Drehgestell (Textabb. 4). Hier ruht der Wagen-



kasten bei  $a$  und  $b$  auf dem Längsverbände und zwar in der Mitte zwischen den Achsen. Die senkrechten Stöße betragen also von den Aussenachsen  $h/4$  und  $3h/4$ , von der Mittelachse sogar  $h$  in unverminderter Grösse. Diese Anordnung beruht wohl auf einem nicht völligen Erkennen der tatsächlichen Vorgänge während der Fahrt. Die sechsachsigen Wagen der preussisch-hessischen Staatsbahnen und die Speise- und Schlaf-Wagen, die mit solchen Drehgestellen ausgerüstet sind, haben denn auch keineswegs die Erwartungen bezüglich erheblich ruhigeren Ganges erfüllt.

Man kann nun in dieser Richtung noch einen Schritt weitergehen, und statt drei Achsen deren vier anordnen, und zwar so, dass je zwei zu einem Drehgestelle verbunden werden. Die Drehzapfen dieser Einzeldrehgestelle  $a$  und  $a_1$  (Textabb. 5

Abb. 5.

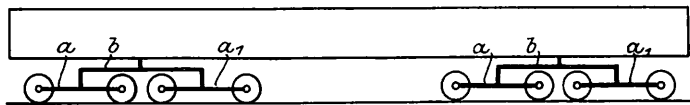
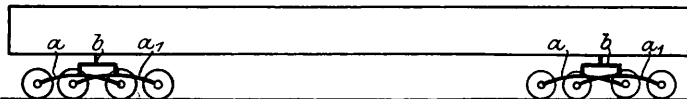


Abb. 6.



und 6) sind durch Längsträger  $b$  verbunden, auf deren Mitte am Hauptdrehzapfen der Wagenkasten ruht. Ordnet man indes die Einzeldrehgestelle  $a$  und  $a_1$  hinter einander an (Textabb. 5), so wird das ganze Drehgestell zu lang und daher der Überhang des Wagenendes zu gross, was sich in scharfen Krüm-

mungen durch einen Seitenausschlag bemerkbar macht, der gegenüber den Bestimmungen der Technischen Vereinbarungen zu gross werden würde.

Dieser Übelstand wird vermieden, wenn man die beiden Mittelachsen so vertauscht, dass die dem Hauptdrehzapfen des Doppeldrehgestelles zunächst liegende Achse des einen Einzeldrehgestelles  $a_1$  (Textabb. 6) zwischen den Achsen des andern Drehgestelles  $a$  zu liegen kommt, dass also die beiden Einzeldrehgestelle in einander greifen und das ganze Doppeldrehgestell erheblich kürzer wird. Die gewölbten Linien, die in Textabb. 6 die Achsen der Einzeldrehgestelle verbinden und deren Rahmen bezeichnen, sollen nur den Zusammenhang andeuten, aber keinen Hinweis auf die Durchbildung geben; diese Darstellungsweise war nötig, weil gerade Linien sich überdecken würden.

Die Wirkungsweise dieses in einander greifenden oder verschränkten Doppeldrehgestelles ist trotz der Einschachtelung oder Verschränkung keine andere, als bei der Lagerung der Drehgestelle hinter einander nach Textabb. 5. Sie erhellt aus Textabb. 7 und 8. Man erkennt daraus, dass die senkrechten

Abb. 7.

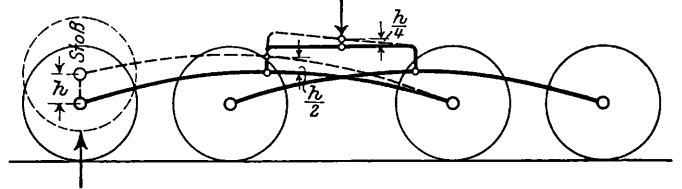
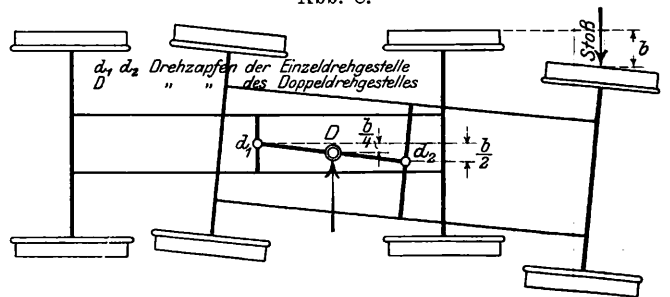


Abb. 8.



und die wagerechten Stöße  $h$  und  $b$  am Drehzapfen  $D$  auf  $1/4$  vermindert werden. Dadurch werden auch die Schlingerbewegungen, soweit sie aus Seitenstößen erwachsen, wesentlich gedämpft.

Der Vorgang des Schlingerns kann sich noch in anderer Weise abspielen. Wenn jede Achse ebensoviel nach der einen, wie die andere nach der andern Seite ausschlägt, so heben sich diese Bewegungen schon bei einem zweiachsigen Drehgestelle auf. Dieser Fall scheidet daher aus der Betrachtung aus. Es kann aber auch vorkommen, dass das ganze zweiachsige Drehgestell ohne Drehung um seinen Zapfen quer im Gleise hin und her schwankt.

Bei einem Doppeldrehgestelle sind dann zwei Unterfälle denkbar: entweder arbeiten die Einzeldrehgestelle einander entgegen, dann heben sich ihre Schlingerbewegungen auf, oder sie arbeiten in gleichem Sinne, dann wird das grössere Gewicht der beiden Drehgestelle dazu führen, dass die Ausschläge weniger heftig und die Wellenlängen der Schlingerbewegungen grösser werden; also tritt unter allen Umständen eine Milderung der Schlingerbewegungen ein.

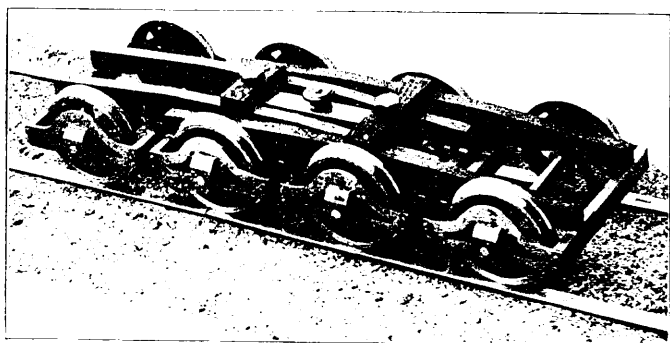
Bedenkt man ferner, daß das Gewicht des Doppeldrehgestelles fast doppelt so groß wird, wie das des einfachen, und daß der Wagenkasten wegen der geringern Erschütterungen leichter gebaut werden kann, so erkennt man, daß das Verhältnis des Gewichtes der Drehgestelle zum Wagenkasten bei Doppeldrehgestellen größer, schätzungsweise doppelt so groß wird. Der Wagenkasten wird daher seine Seitenschwankungen in wesentlich geringerem Maße auf die Doppeldrehgestelle übertragen, und der Lauf wird auch durch diese bessere Verteilung der Gewichte an Ruhe gewinnen.

Wenn man übrigens das dreiaxelige amerikanische Drehgestell (Textabb. 3) mit dem Doppeldrehgestelle (Textabb. 7) vergleicht, so erkennt man, daß ersteres ein Doppeldrehgestell ist, bei dem die Mittelachsen in eine zusammengelegt sind. Dafür ist der Achsstand aber größer, da die drei Achsen in einem festen Rahmen untergebracht werden müssen, und die Milderung der Stöße ist nicht so stark, wie bei dem Doppeldrehgestelle. Wenn man daher besonders ruhigen Gang erreichen will, so sollte man gleich einen Schritt weiter gehen und Doppeldrehgestelle verwenden, die sich dem Gleise besser anpassen und ruhiger fahren.

Auf den ersten Anblick ist es fraglich, ob es möglich ist, für die Einschachtelung zweier Drehgestelle in einander eine Lösung zu finden, die nicht zu verwickelt und schwierig wird.

Man kann die Längsträger neben oder unter einander anordnen. Verschiedene Entwürfe haben ergeben, daß die erstere Anordnung den Vorzug verdient. In welcher Weise die Drehgestelle mit neben einander gelagerten Längsträgern innerhalb der Räder in einander greifen, zeigt Textabb. 9, die

Abb. 9.



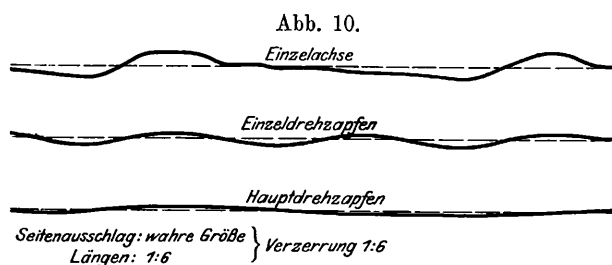
ein Modell des verschränkten Doppeldrehgestelles zeigt. Die aus Holz angefertigten Längsträger sind in der Mitte durch Querträger verbunden. Die Mitten dieser Querträger stellen die Drehzapfen der Einzeldrehgestelle dar: sie sind im Modelle durch Kopfschrauben kenntlich gemacht. An ihren unteren Enden hängt ein Längsträger, dessen durch einen Knopf bezeichnete Mitte den Hauptdrehzapfen des ganzen Doppeldrehgestelles darstellt. Alle übrigen Teile, namentlich auch die zur Auflagerung des Wagenkastens erforderlichen Auskragungen und die äußeren Längsträger sind der Übersichtlichkeit halber fortgelassen. Man erkennt, daß die Verschränkung die gefürchteten Schwierigkeiten nicht ergibt, daß sie sogar recht einfache Anordnungen zuläßt.

Das zugehörige Gleis enthält einen Höcker. Wenn man das Modell schnell darüber schiebt, so kann man durch Auf-

legen eines Fingers auf ein Achslager oder die Mitte eines Einzeldrehgestelles oder die Mitte des ganzen Drehgestelles deutlich die ungemein abschwächende Wirkung dieser Anordnung auf die senkrechten Stöße spüren.

Ähnlich verhält es sich mit den Schlingerbewegungen. Da es im Kleinen nicht möglich ist, die Schlingerbewegungen nachzuahmen, so ist das Gleis in Windungen verlegt worden. Schiebt man das Modell schnell darüber, so kann man an den drei erwähnten Stellen des Modelles deutlich den mildernden Einfluß der Anordnung erkennen.

Befestigt man unter diesen drei Stellen federnde Schreibstifte, die auf einen untergelegten Papierstreifen drücken, so erhält man die in Textabb. 10 in verzerrem Maße wieder-



gegebenen Schaulinien, die deutlich zeigen, wie beruhigend das Doppeldrehgestell auf den Gang des Wagens wirkt.

Wenn auch diese Darstellungsart der Schlingerbewegungen nur andeutungsweise zur Geltung bringt, so gibt sie doch ein gutes Bild von der Milderung der Seitenstöße, wie sie bei ungenauer Gleislage, Weichen, Bogenanfängen auftreten, zumal die Verwerfung des Gleises stark übertrieben ist.

Ein größeres Modell läuft auf einem Erdfördergleise von 60 cm Spur der im Baue begriffenen Hochbahn in Hamburg zur Beförderung von Besuchern, die die Strecke besichtigen wollen. Dieser Bereisungswagen (Abb. 1 bis 6, Taf. XIV) enthält auf seiner Bühne vier Bänke mit je zwei Sitzplätzen.

Abweichend von dem Modelle nach Textabb. 10 sind die Längsträger des einen Drehgestelles wegen der schmalen Spur von 60 cm aufsen angeordnet. Federn liegen nur zwischen der Wagenbühne und den Verbindungsträgern zwischen den Einzeldrehgestellen, so daß von den möglichen Federgruppen zwei mit Rücksicht auf die geringe Geschwindigkeit von 30 km/St und die kurze Fahrzeit fehlen. Aber auch bei dieser geringen Federung und trotz des schlecht liegenden, nur für Erdförderung bestimmten Gleises fährt der Wagen ruhiger, als mancher Eisenbahnwagen. Die mildernde Wirkung spürt man sehr deutlich, wenn man einen Fuß auf die Wagenbühne, den andern auf eine der Endbühnen stellt, die ohne Federung nur auf einer Achse ruhen. Trotz der vielen Räder hat man nicht den Eindruck, daß darin zu viel getan sei, vielmehr macht der Wagen einen gefälligen Eindruck.

Auch für Hauptbahnwagen gestalten sich die Schwierigkeiten erheblich geringer, als man denken sollte. In Abb. 7 bis 11, Taf. XIV ist eine Ausführung der Wagenbauanstalt vormals Busch, Hamburg-Bautzen, dargestellt, die im Wesentlichen mit dem Modelle Textabb. 9 übereinstimmt. Die Längsträger der Einzeldrehgestelle liegen innerhalb der Räder und

stützen sich an jeder Achse auf einen diese Achse enthaltenden Rahmen von  $\square$ -Eisen, aus denen auch die Längsträger gebildet sind. Auf den Rahmen der Einzeldrehgestelle ruhen in der Mitte Kragträgerpaare aus  $\square$ -Eisen, die sich außerhalb der Räder nähern und an ihren Enden Schraubenfedern tragen, in denen die Längsbalken gelenkig aufgehängt sind. Diese Längsbalken sind stark nach unten gekröpft, um je drei mehrfach gewickelte starke Schraubenfedern aufzunehmen, auf denen der Wagenkasten mit Gleitschuhen ruht. Der hierdurch entlastete Hauptdrehzapfen ist deshalb nicht in der üblichen Weise als Kugel- und Teller-Gelenk, sondern als zylindrischer Zapfen ausgebildet. Die Drehung des Wagenkastens um die wagerechte Längsachse wird durch die als Kugelgelenke ausgebildeten Einzeldrehzapfen ermöglicht. Der mittlere Längsträger zwischen den drei Drehzapfen dient also nur zur seitlichen Führung und zur Längsverbinding; der Hauptdrehzapfen ist zur Verminderung der Seitenstöße seitlich durch Blattfedern abgedeutert. Die Last des Wagens wird also ausschließlich von den Aufsenträgern aufgenommen und dadurch wird eine völlige Arbeitsteilung erreicht, was bei der Wiege bekanntlich nicht der Fall ist, da der Drehzapfen dort in wagerechter und senkrechter Richtung beansprucht wird. Das Ziel jeder guten Bauart muß aber sein, jeden wichtigen Tragteil möglichst nur in einer Richtung zu beanspruchen, weil dadurch seine Wirkungsweise klarer und zuverlässiger wird. Bedenkt man ferner, daß statt der bisherigen beiden Federgruppen, unter denen die Blatt- und Schrauben-Federn über den Achsen nur als eine Gruppe anzusehen sind, hier drei Gruppen verwendet sind, weil noch ein Bauteil, der Längsbalken, hinzugekommen, und dieser wieder durch Federn mit den einzelnen Drehgestellen verbunden ist, so darf man annehmen, daß ein sehr viel ruhigerer Gang, als auf zwei- oder dreiachsigen Drehgestellen erreicht wird. Die ganze Länge des verschränkten Drehgestelles wird etwa ebenso groß, wie die des dreiachsigen.

Die Bremsrichtung hat ebenfalls unschwer ihre Lösung gefunden. Da die Räder geringer belastet sind, als bei zweiachsigen Drehgestellen, so sind die Bremsklötze nur einseitig angeordnet, womit zugleich der Vorteil verbunden ist, daß das Bremsgestänge einfacher angeordnet werden kann. Bedenken kann die einseitige Bremsung nicht erregen, da sie vielfach, besonders in Amerika verwendet wird und keine Nachteile zeitigt hat.

Die Anordnung von Ausgleichpuffern und die Durchführung aller Brems- und Heizungs-Rohre ohne schädliche Kröpfungen bietet keine Schwierigkeiten. Die neuerdings zur Verminderung des Geräusches in den Wagen vorgenommene Ablösung der großen hölzernen Querbalken des Wagenkastens über dem Hauptdrehzapfen von dem Wagenboden ist auch hier ausführbar.

Die Bauart ist noch besonders bemerkenswert, weil sie nur bekannte Einzelteile enthält, die leicht zugänglich und auszuwechseln sind, so daß die an sich etwas verwickeltere Anordnung für Unterhaltung und Betrieb keine Schwierigkeiten bietet.

Immerhin läßt sich nicht verkennen, daß das größere Gewicht und die höheren Kosten der allgemeinen Anwendung

entgegenstehen. Man wird sich darauf beschränken müssen, nur einzelne Wagen, bei denen es auf besonders ruhigen Gang ankommt, wie Hofwagen, Saalkrankenwagen, Speisewagen und Schlafwagen damit auszustatten. Den Eisenbahnverwaltungen würden dadurch außer bei bahneigenen Schlafwagen keine höheren Kosten erwachsen, da Hofwagen und Speisewagen meist Privateigentum sind.

Die Speisewagen, in denen man häufig sehr unruhig fährt, so daß Speisen und Getränke verschüttet werden, bedürfen wohl in erster Linie der Verbesserung, zumal sie einen hohen Gewinn abwerfen. So zahlt die deutsche Speisewagen-Gesellschaft schon seit Jahren Gewinnanteile von 10%. Aber auch reichen Leuten und fürstlichen Herrschaften werden die Eisenbahnverwaltungen die Erbauung und Benutzung besonders ruhig fahrender Wagen nicht vorenthalten wollen.

Das Gewicht eines solchen Doppeldrehgestelles einschließlich Bremse wird etwa 9,5 t betragen, gegenüber 8,25 t der deutschen dreiachsigen und 5,5 t der zweiachsigen Drehgestelle. Das Mehrgewicht des ganzen Wagens gegenüber dem sechsachsigen wird also durch die Doppeldrehgestelle etwa 2,5 t betragen, wobei die bereits erwähnte Gewichtsverminderung des Wagenkastens außer Ansatz geblieben ist, während sich die Kosten um etwa 2000 M erhöhen, ein Betrag, der angesichts der hohen Kosten der Schlaf-, Speise- und Saal-Wagen von 50000 bis 100000 M keine nennenswerte Rolle spielt. Eine solche Erhöhung der Ausgaben wird durch den Gewinn ruhigeren Ganges aufgewogen.

Das um etwa 2,5 t größere Gewicht verursacht allerdings etwas höhere Betriebskosten, deren Höhe aber bei einzelnen Wagen in Zügen von etwa 400 t Gewicht, die nicht ungewöhnlich sind, nicht von Bedeutung sein kann. Das Mehrgewicht würde in einem solchen Zuge für einen Hofwagen mit Doppeldrehgestellen also nur 0,6% betragen. Die Wagengewichte haben gegen früher jedenfalls in sehr viel höherem Maße zugenommen. So stellt sich das Wagengewicht für den Platz II. Klasse bei alten zweiachsigen Wagen auf etwa 200 bis 300 kg, bei den vierachsigen D-Wagen auf etwa 1000 kg und bei sechsachsigen auf etwa 1200 kg. Auch können die neuen starken Schnellzuglokomotiven diese geringe Mehrlast leicht bewältigen. Übrigens scheint die preussisch-hessische Staatsbahn solcher Gewichtsvermehrung keine große Bedeutung beizulegen, da die D-Wagen neuerdings durch eiserne Platten in den Wänden und im Boden angeblich zur Verbesserung der Gangart beschwert werden, abgesehen davon, daß die Wagen im Vergleich mit denen einiger anderer Länder recht schwer gebaut sind.

Man könnte einwenden, daß der Zugwiderstand durch die größere Achszahl vermehrt werde. Das trifft aber nur in beschränktem Maße zu, und kommt für einzelne Wagen ebenso wenig in Betracht, wie das geringe Mehrgewicht. Im Allgemeinen hängt die Reibung nur von dem Drucke auf die Einheit der Fläche ab, und dieser wird um so kleiner, je größer die Anzahl der Achsen wird, und zwar im Verhältnisse ihrer Zunahme. Es kommt also nur auf das ganze Gewicht des Wagens an.

Die Reibung setzt sich zusammen aus der Reibung zwischen

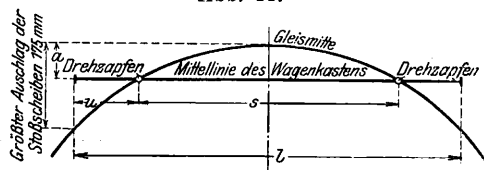
Rad und Schiene und der Zapfenreibung; nur bei ersterer kommt das Gewicht der Radsätze in Betracht, deren Vermehrung also bei den Doppeldrehgestellen etwas ungünstiger wirkt. Dem gegenüber steht die leichtere Bauart des Wagenkastens. Eine genaue Durchrechnung nach bekannten Formeln ergibt nun, daß ein Wagen mit acht Achsen bei 100 km/St Geschwindigkeit etwa 5 PS mehr braucht als ein vierachsiger und etwa 2 PS mehr als ein sechsachsiger. Beim Anfahren stellen sich die Verhältnisse nur wenig ungünstiger. Berücksichtigt man ferner, daß durch die geringeren Stofs- und Schlinger-Bewegungen eine beträchtliche, rechnerisch allerdings kaum nachweisbare Verringerung des Arbeitsaufwandes zu erwarten ist, so darf man annehmen, daß ein Mehraufwand an Zugkraft während der Fahrt kaum eintritt. Sichern Aufschluß über die Höhe des Reibungsverlustes können nur Versuche mit einem Probewagen geben. Soviel läßt sich aber wohl schon sagen, daß der etwaige Mehrbedarf an Kraft nur sehr gering sein kann, zumal es sich nur um einzelne Wagen handelt. Bei der großen Leistungsfähigkeit unserer heutigen Schnellzuglokomotiven von 1600 bis 2000 PS sind so kleine Unterschiede aber bedeutungslos.

Die Anordnung von Doppeldrehgestellen bringt übrigens noch den Vorteil mit sich, daß der Wagenkasten etwas länger gebaut werden kann.

Der Seitenausschlag des Wagenkastens wird nämlich infolge der Wirkung des Doppeldrehgestelles nur halb so groß wie bei den bisherigen Anordnungen. Dieses Maß beträgt nun bei vierachsigen Wagen bis zu 25 mm und die Wagenlängen, die in den T. V. 125 b berechnet sind, beruhen auf diesem Maße, wobei die Anordnung einer Wiege vorausgesetzt wird. Bei Doppeldrehgestellen kann man statt 25 nur 12,5 mm oder höchstens 15 mm, ja unbedenklich sogar 10 mm ansetzen, da statt der schaukelnden, die Seitenausschläge vermehrenden Wiege eine Federung mit Reibungsflächen tritt, die die Stöße wirksamer abfedern. Daher soll in zweiter Linie mit einem Ausschlage von 10 mm gerechnet werden.

Nun sollen die Buffer in den Bogenausläufen nicht mehr, als 175 mm aus ihrer Lage abweichen, weil sonst eine zu große Versetzung der Wagenenden gegen einander entsteht. Man erhält dann nach Textabb. 11, in der  $l$  die Wagenlänge

Abb. 11.



zwischen den Stofsflächen,  $u$  den Überhang und  $s$  den Abstand der Hauptdrehzapfen bedeuten, für den Ausschlag  $a = 25$  mm

$$l = \sqrt{216 + s^2} \text{ und da } s = l - 2u,$$

$$l = u + \frac{54}{u}.$$

Für  $a = 15$  mm ergibt sich  $l = u + \frac{57,6}{u}$  und für  $a = 10$  mm  $l = u + \frac{59,4}{u}$  in m.

Da nun der Überhang  $u$  bei dem Doppeldrehgestelle 3,17 m beträgt, so ergibt sich für

$$a = 25 \quad 15 \quad 10 \text{ mm}$$

$$l = 20,21 \quad 21,34 \quad 21,91 \text{ m.}$$

Demgegenüber beträgt  $l$  bei dem sechsachsigen preussisch-hessischen Schlafwagen 20,41 m; obwohl das Doppeldrehgestell etwas kürzer ist, was daran liegt, daß die Vorderkante des Doppeldrehgestelles diejenige des Wagenkastens um 23 mm überragt. Gestattet man dieselbe Anordnung, so erhält man  $u = 3,147$  und für

$$a = 25 \quad 15 \quad 10 \text{ mm}$$

$$l = 20,31 \quad 21,45 \quad 22,02 \text{ m.}$$

Bei einem Ausschlage von 25 mm würde also der Wagen mit acht Achsen 10 cm kürzer, bei 15 und 10 mm Ausschlag aber rund 1 und 1,6 m länger, als ein Wagen mit sechs Achsen. Die Entfernung der Hauptdrehzapfen würde dann  $s = l - 2u$ , also 14,01, 15,16 und 15,73 m gegenüber 14,15 beim sechsachsigen Schlafwagen.

Für  $a = 15$  und 10 mm ergibt sich also ein um 1 und 1,6 m größerer Drehzapfenabstand. Bei der größten Länge von 22 m müßte der Wagen in der Mitte auf etwa 2,82 m eingezogen werden, was unbedenklich wäre, wenn man ihn nach den Drehzapfen zu entsprechend verbreiterte.

Die Schwingungen des Wagenkastens um seine senkrechte Mittelachse und damit die Seitenschwingungen der Wagenenden werden um so kleiner, je größer die Drehzapfenentfernung wird. Wenn man also einen geringeren Ausschlag für zulässig hält, was nur durch Versuche festgestellt werden kann, so wird auch auf diesem Wege durch das Doppeldrehgestell eine Milderung der Bewegungen des Wagens erzielt.

In der Verminderung des Achsdruckes könnte noch eine Betriebsgefahr erblickt werden. Tatsächlich wird der Radruck etwa 10,5 bei vierachsigen, 9 bei sechsachsigen und 7,5 t bei achtachsigen Wagen betragen, er bleibt also weit über der Hälfte. Die Schnellzugwagen der französischen Westbahn, deren Züge bekanntlich sehr schnell fahren, haben nur 7,25 t Achsdruck\*). Es ist nicht bekannt geworden, daß sich dieser Achsdruck irgendwie als betriebsgefährlich erwiesen hätte.

Für das Gleis ist diese Verminderung des Achsdruckes aber besonders günstig, weil sich der Achsdruck bei hoher Geschwindigkeit etwa verdoppelt, er vermindert sich dann nicht von 10,5 auf 7,5, sondern von 21 auf 15 t, die Entlastung beträgt daher nicht 3 t, sondern 6 t.

Die verschränkten Drehgestelle haben hiernach folgende Vorteile:

Ruhigern Gang, Verminderung des Geräusches und der Erhaltungskosten des Oberbaues und der Wagen sowie Verlängerung des Wagenkastens.

Die Vermehrung der Räder kann noch Anlaß zu der Befürchtung geben, daß der Einbau so vieler Räder einen schwerfälligen Eindruck machen wird. Aus Abb. 12 bis 16, Taf. XIV geht aber hervor, daß diese Befürchtung nicht zutrifft, abgesehen davon, daß selbst ein ungünstiges Aussehen noch keinen Grund zur Ablehnung geben würde. Der Vergleich mit den älteren Wagenformen Abb. 12 bis 15, Taf. XIV zeigt die Vervoll-

\*) Organ 1908, S. 67.

kommung des Wagenbaues im Laufe der Zeit, und zwar durch grössere Wagenkasten, grössere Zahl der Räder und grössere Gelenkigkeit seiner Untergestelle.

Die Erschütterungen, denen der Wagen während der Fahrt ausgesetzt ist, können eben nur durch möglichst viele gelenkige, die meisten äusseren Einflüsse in sich ausgleichende Zwischenglieder zwischen Kasten und Schiene von dem Wagenkasten fern gehalten werden; der Wagenkasten muß vom Gleise möglichst abgelöst werden.

So stellt denn der achtsichtige Luxuswagen mit verschränkten Doppeldrehgestellen den letzten Schritt der bisherigen Entwicklung dar. In Ländern mit hochentwickeltem Eisenbahnwesen ist seine Einführung für besondere Zwecke zeitgemäß. Aber ebenso günstig würde seine Verwendung auf Bahnen der Kolonien sein, wo längere Fahrten auf Schmalspurbahnen vorkommen, bei denen die Gleiserhaltung nicht so sorgfältig sein kann, wie in entwickelten Ländern.

### Gleismaß für alle Messungen.\*)

Von F. Westmeyer in Saarbrücken.

Hierzu Zeichnungen Abb. 17 und 18 auf Tafel XIV.

Ein leichtes Gleismaß, mit dem die Spur, Überhöhung und alle nötigen Maße an den Weichen gemessen werden können, ist in Abb. 17 und 18, Taf. XIV dargestellt.

Das aus leichtem Stahlrohre bestehende Längenmaß ist durch einen Hakenschlitz-Verschluss b in drei Teile zerlegbar, damit man es in der Tasche mitnehmen kann. Auf dem gefederten Schieber c ist die Spur 1435 mm als o nebst den in Betracht kommenden Abweichungen verzeichnet.

Um die Spurmaßteilung bequem ablesen zu können, befindet sich über der Teilung ein Vergrößerungsglas d. Letzteres wird mit der Feder e auf das Rohr a aufgesteckt und läßt sich nach dem Gebrauche leicht entfernen. Das Vergrößerungsglas gestattet das Ablesen der Teilung ohne sich zu bücken, was bei vielen Messungen sehr von Vorteil ist.

Die Teilung auf dem gefederten Schieber ist für 60 mm Erweiterung und 10 mm Verengung der Spur eingerichtet, was auch zum Maßnehmen in den Weichen ausreicht. Um jedoch das Längenmaß des Radlenkers, 1394 mm, von der Herzspitze aus messen zu können, trägt das Rohr noch eine zweite Teilung,

die von dem festen Anschläge f aus mit O 1394 mm angibt. Diese Teilung gestattet das Ablesen von 10 mm Erweiterung und Verengung des Radlenkers; gleichzeitig wird durch das Spurmaß die Richtigkeit des Maßes von 41 mm zwischen Radlenker und Schiene nachgeprüft. Das Maß 1394 mm kann durch Ablesen von oben festgestellt werden, oder es wird durch einen auf das Rohr a aufgesteckten Schieber k festgestellt.

Der erhöhte Radlenker der doppelten Kreuzungsweichen ist wegen der Überhöhung der Anschläge des Gleismessers beim Maßnehmen nicht hinderlich.

Zum Messen der Überhöhungen dient das Meßrad g, dessen unmittelbare Lagerung die wagerechte Einstellung des gelenkig gelagerten Hebels i mit Libelle und danach die Ablesung der Überhöhung auf dem Meßrade gestattet.

Das neue Gleismaß wird von Westmeyer in Saarbrücken in zwei Ausführungen, zerlegbar und unzerlegbar, geliefert, es ist in einfacher Ausführung bei den preussisch-hessischen Staatsbahnen seit etwa 3,5 Jahren vielfach in Gebrauch.

\*) Gesetzlich geschützt.

### Elektrischer Schalterdrucker der deutschen Post- und Eisenbahn-Verkehrswesen-Aktiengesellschaft Dapag-Efabag.

Seit geraumer Zeit sind von den Eisenbahnverwaltungen Versuche gemacht worden, die Fahrkartendruckereien entbehrlich zu machen, indem man in den Schaltern selbst Druckmaschinen aufstellt, die die Fahrkarten unmittelbar vor dem Verkaufe herstellen und fortlaufend beziffern, so daß die umständliche Nachprüfung der Kartenbestände und die Festlegung großer Werte in Kartenvorräten wegfällt. Die Anforderung des Bedarfes an Fahrkarten, die tägliche Nachprüfung der Schalterbestände und die Abrechnung erfordern eine Arbeit, von der sich Aufsenstehende kaum eine Vorstellung machen können. Die bisher versuchten Druckmaschinen arbeiten nicht schnell genug und sind schwer zu handhaben, schliessen auch Irrtümer des Verkäufers nicht aus und eignen sich eben der schweren Handhabung wegen besonders da nicht, wo schnelle Abfertigung erfolgen soll oder wo weibliche Beamte den Schalterdienst versehen.

Die Deutsche Post- und Eisenbahn-Verkehrswesen-Aktiengesellschaft in Berlin hat nun eine Vorrichtung\*) geschaffen,

die vollkommen sicher arbeitet und leicht zu bedienen ist, so daß man im Betriebe der Eisenbahn bereits die besten Erfahrungen damit gemacht hat. Der Verkäufer braucht nur auf einen Knopf zu drücken, um die gewünschte Fahrkarte fertig bedruckt zu erhalten. Die Fahrkarten werden während des Druckes selbsttätig von einem Pappstreifen abgetrennt und zwar in der Zahl auf einmal, die gewünscht wird. Zu letztem Zwecke braucht der Schalterbeamte nur einen Zeiger auf die verlangte Zahl einzustellen, ehe er auf den Knopf drückt. So geht der Verkauf der Fahrkarten viel schneller vor sich, als aus dem Schalterschranke. An einem äußerlich sichtbaren Zählwerke kann man mit einem Blicke die zuletzt verkaufte Nummer ablesen, dadurch werden neben der Vereinfachung der Überwachung Durchstechereien zur Unmöglichkeit gemacht. Der Druck kostet nicht den fünften Teil der jetzt aufzuwendenden Mittel.

Bei der Eisenbahn-Verkehrs-Inspektion Halle a. S. ist seit dem 21. September 1910 bei der Fahrkarten-Ausgabe eine Schalterdruckvorrichtung aufgestellt, mit dem 18 ver-

\*) Vergl.: Technische Mitteilungen der Gesellschaft 1910, Nr. 7.

schiedene Arten Sammelfahrkarten IV. Klasse der bisherigen Form, nach zusammen 250 Stationen verausgabt werden. Ein Beispiel ist in Textabb. 1 abgedruckt. Der Drucker ist nach den besonderen Angaben der Dienststelle gebaut worden und für elektrischen Antrieb eingerichtet; er ist seit der Aufstellung viel in Benutzung und hat tadellos und ohne Störungen gearbeitet. Die Fahrkarten werden erst unmittelbar vor der Verausgabung bedruckt, dabei fortlaufend beziffert und mit dem Ausgabestempel versehen. Für jede Kartensorte ist ein besonderes sichtbares Zählwerk vorhanden, von dem die Nummer der zunächst aufliegenden Fahrkarte abgelesen werden kann. Zur Betätigung des Druckwerkes hat man nur nötig, auf einen Knopf zu drücken, die Fahrkarten fallen in

Abb. 1.



eine besondere Wanne, aus der sie schnell entnommen werden können. Je mehr Fahrkarten von einer Art gefordert werden, um so schneller geht die Abfertigung am Schalter vor sich. Werden mehrere Karten von derselben Art gefordert, so braucht man nur einen Zeiger auf die verlangte Zahl des am Drucker befindlichen Zifferblattes einzustellen und einmal auf den betreffenden Knopf zu drücken, dann fallen die Karten selbsttätig heraus. Der Drucker ist bei 18 Druckvorrichtungen, 10 in der untern, 8 in der obern Reihe, 1,55 m breit, 1,60 m hoch und 0,40 m tief. Die unbedruckten Rollenstreifen enthalten einen Vorrat von 6000 bis 7000 Karten, so daß Ersatz der Rollen erst nach längerer Zeit nötig ist; das Aufstecken einer neuen Rolle vollzieht sich sehr schnell. Die Vorrichtung hat sich an der genannten Dienststelle im Schalterdienste gut bewährt, besonders hat sie zur Entlastung und Erleichterung der Schalterabfertigung, namentlich bei großem Andrang wesentlich beigetragen.

Auch in der Fahrkartenausgabe des Hauptbahnhofes Breslau ist ein Drucker im Betriebe.

## Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

### Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

#### Die Meiles-Gletscher Brücke.

(Engineering Record. August 1910, S. 153. Mit Zeichnungen und Bildern.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 8 bis 10 auf Tafel XIII.

Die Kupferfluß- und Nordwest-Eisenbahn nach den Kupferstätten in Alaska kreuzt den Kupferfluß wenige Kilometer oberhalb seiner Mündung und 5 km unterhalb der Stelle, wo sich der Meiles-Gletscher mit 5 km Breite und 100 m Mächtigkeit in den Fluß schiebt. Strenge Winter, reißende Hochwasser und mächtige von Anfang Juni bis Anfang November sich vom Gletscher lösende Eisberge ließen den Bau der Brücke nur unter großen Schwierigkeiten zu Stande kommen.

Nach sorgfältigen Vorarbeiten wurden für den Überbau vier Öffnungen mit Bolzengelenkträgern (Abb. 8, Taf. XIII) gewählt mit einer ganzen Länge von 478 m, deren Unterkante 9,1 m über dem Hochwasser liegt, um die niedrig gehenden Eisberge ungehindert durchzulassen.

Die Gründung der Pfeiler geschah mit Senkkasten. Die Überbauten I, II und IV konnten in den Monaten April und Mai auf festen Gerüsten errichtet werden, Öffnung III mußte von jedem Pfahlwerke frei gehalten werden. Daher wurde der 136 m lange Träger III frei von den beiden angrenzenden Trägern als Anker aus vorgekragt. Die Überbauten unterscheiden sich nicht von den in Amerika üblichen Anordnungen großer Balkenbrücken. Sie haben Träger mit gekrümmter oberer Gurtung und Zwischengliederung der Felder. Die Gurte sind in Feldweite steif vernietet, jedoch liegen die Stöße außerhalb der Knoten, wodurch eine geringe Knickung der Gliedenden im Obergurte bedingt, die Aufstellung aber erleichtert wird. Die Wandglieder sind mit Bolzen angeschlossen. Die Anordnung des Mittelfeldes der Öffnung III, wo die Kragenden zusammentreffen, ist aus Abb. 9, Taf. XIII ersichtlich. Die oberen Hälften der Schrägen sowie die Hauptschrägen und oberen

Gegenschrägen der beiden benachbarten Felder sind einstellbare Augenstäbe, ebenso besteht der Untergurt aus Augenstäben, die in der Mitte durch einen Bolzen verbunden sind. Unterer und oberer Windverband mit Steifrahmen sind angebracht. Die Querträger sind 1,5 m hohe vollwandige Blechträger mit zur Versteifung schräg aufgenieteten Winkeleisen.

Die Einstellung der beiden frei vorragenden Brückenden der Öffnung III beim Schließen in der Mitte wurde durch Keilanordnungen in den Ankern bewirkt, die über den Pfeilern die beiden Endknoten des Obergurtes der Öffnung III mit denen der Öffnungen II und IV verbinden. Ähnliche Vorrichtungen waren zwischen den beweglichen Auflagern rechts und den angrenzenden festen der 124 m-Öffnung eingeschaltet.

Die obere Anordnung ist in Abb. 10, Taf. XIII dargestellt. Die gegenüberliegenden Eckpunkte sind durch acht  $30,5 \times 4,1$  cm starke Augenstäbe verbunden, die aus je zwei Hälften bestehen und durch Bolzen an je zwei sich um etwa 3,20 m überlappende Platten angeschlossen sind. Letztere sind durch zwei Bolzen mit runden Löchern in dem einen Paare Platten und länglichen in dem andern so verbunden, daß eine Längsverschiebung möglich ist. Diese Bolzen dienen gleichzeitig als Zapfen für zwei gußeiserne Schuhe, die zwischen sich einen durch eine flachgängige Schraube zu bewegenden gußeisernen Keil mit 1:12 Anlauf nehmen. Die Anordnung ist nun so getroffen, daß, wenn die Schraube angezogen wird, die Bolzen sich von einander entfernen und die Eckpunkte einander nähern, der Kragarm also gehoben wird. Beim Lösen der Schraube treten die entgegengesetzten Bewegungen auf. Die Vorrichtung war so eingestellt, daß die Endpunkte etwas gesenkt werden mußten. Ähnlich wirkten die zwischen den Auflagern am ersten Ende der III. Öffnung angebrachten Anordnungen. Zwischen die festen Lager links war nur ein Füllblock eingeschaltet. Alle diese Verbindungen wurden nach der Fertigstellung entfernt. Schr.



## O b e r b a u.

## Schiene mit wellenförmiger Fußfläche zum Verhindern der Schienenwanderung\*).

Béla von Záborszky, Inspektor der Kaschau-Oderberger Bahn, hat zum Verhindern der Schienenwanderung den mittlern Teil der Schienenfußfläche mit quer laufenden, nach unten vorstehenden Wellen versehen, die in entsprechende, in die Unterlegplatten eingelassene Wellen passen.

Die Wellen werden im letzten Walzendurchgange in den noch genügend heißen mittlern Teil der Fußfläche mittels einer senkrecht stehenden Wellenwalze eingewalzt, zur Aufhebung der wagerechten Kraft ist eine glatte Gegenwalze nötig.

von Záborszky schlägt vor, auf eine mittlere Fußflächenbreite von 5 cm Wellen von 9 mm Wellenlänge und 2 mm Wellenhöhe herzustellen.

Den Mehrkosten der Schiene steht eine Stoffersparnis an den Unterlegplatten gegenüber, da diese nicht verstärkt zu werden brauchen.

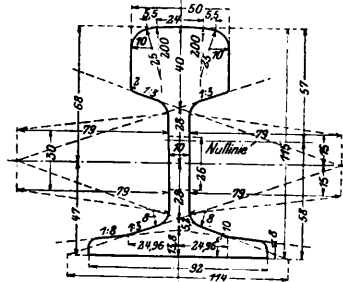
B—s.

\*) Patentamtlich geschützt in Österreich-Ungarn.

## Schiennenquerschnitt der sizilianischen Ergänzungsbahnen.

(Ingegneria Ferroviaria 1910, 1. August, Nr. 15, S. 230. Mit Abbildungen).

Abb 1.



Textabb. 1 zeigt den Schienenquerschnitt der sizilianischen Ergänzungsbahnen von 95 cm Spur. Die Schiene wiegt 27 kg/m. Die Befestigung erfolgt zugleich mit den Unterlegplatten innen mit Klemmplatte und Schwellenschraube, außen mit Schwellenschraube, die Laschung mit niedrigen Winkel-Fußlaschen. B—s.

## B a h n h ö f e u n d d e r e n A u s s t a t t u n g.

## Elektrisch betriebener Prefswassernieter.

(Engineer, September 1910, S. 272. Mit Abb.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 19 und 20 auf Tafel XIV.

Auf der Gewerbe-Ausstellung in Olympia ist eine Prefswasser-Nietmaschine mit elektrisch betriebener, unmittelbar am Maschinenkörper befestigter Pumpe ausgestellt, die sich von einer ähnlichen neuern Bauart der Maschinenbauanstalt Örlikon durch den Pumpenantrieb unterscheidet. Nach Abb. 19 und 20, Taf. XIV ist der eigentliche Nietzylinder D mit dem Stahlgußkörper C und dem Rückzugzylinder E aus einem Stücke gegossen. E enthält eine Wickelfeder zum Rückzuge des beweglichen Döppers A, dessen Hub durch die Stellschraube h geregelt werden kann. Die elektrische Triebmaschine I ist auf einen Sockel am Körper C aufgeschraubt und treibt mittels des kegelförmigen Ritzels K ein Triebrad L an, dessen nach unten verlängerte Nabe in einem langen Halslager geführt ist und mit einem Muttergewinde die Spindel H des Prefsstempels G umfaßt. Der

Stempel erzeugt beim Niedergange in dem Zylinder das Prefswasser, das durch das Kupferrohr M zum Arbeitzylinder D geleitet wird. Prefswasserverluste können aus dem Behälter a durch das Ventil N ersetzt werden. Ein Druckmesser O zeigt die erreichte Pressung an, die bis zu 30 t beliebig eingeregelt werden kann. Der Schaltkasten P enthält den im Ölbad liegenden Steuerschalter, der vom Hebel Q betätigt wird. Aufwärtsbewegung von Q schaltet die Triebmaschine ein und löst die Bandbremse R auf der Antriebwelle. Die Einstellung des Schalthebels erfolgt durch Winkeltrieb S von einer senkrechten Steuerstange. An dieser, in zwei Lagern geführten Stange lassen sich Anschläge T befestigen, an deren geneigte Flächen ein an dem Prefsstempel befestigtes Nasenstück entlang gleitet und die Stange beim Aufgange nach rechts, oder beim Niedergange nach links dreht. Dadurch wird nach jedem Hube Q umgelegt und die Triebmaschine umgesteuert. Zum Aufhängen des Nieters dient der Bügel V. A. Z.

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

## Turbinen-Lokomotive für elektrischen Betrieb, Bauart Reid-Ramsay.

(Engineering 1910, Juli, S. 54; Engineer 1910, Juli, S. 44. Beide Quellen mit Lichtbildern.)

Die Quellen bringen Abbildungen und machen einige weitere Angaben über die bereits kurz beschriebene Lokomotive\*). Der Abdampf der Turbine wird einem Strahl-Verdichter zugeführt, das Niederschlagwasser fließt mit dem Kühlwasser in einen Warmwasserbehälter. Da die inneren Teile der Dampfturbine keinerlei Schmierung bedürfen, kann das Niederschlagwasser wieder zur Kesselspeisung verwendet werden; es wird durch eine Speisepumpe in den Kessel gedrückt.

Das mitgeführte Wasser dient im wesentlichen zum Niederschlagen des Dampfes; es wird dem Verdichter durch eine

\*) Organ 1910, S. 224.

Flügelpumpe zugeführt, deren Antrieb durch eine neben Hauptturbine und Gleichstromerzeuger gelagerte Hilfs-Dampfturbine erfolgt. Eine zweite Pumpe befördert Wasser aus dem Warmwasserbehälter in einen vor dem Führerstand liegenden, aus vielen Röhren gebildeten Kühler; der während der Fahrt auftretende kräftige Luftzug bewirkt ausreichende Abkühlung. Das so gekühlte Wasser fließt dem Kaltwasserbehälter zu, um dann wieder dem Verdichter zugeführt zu werden.

Der zum Anfachen des Feuers erforderliche Zug wird durch einen mittels Dampfturbine angetriebenen, innerhalb des Kühlers angeordneten Bläser erzeugt. Auf diese Weise wird dem Feuer angewärmte Luft zugeführt und gleichzeitig das Zuströmen abkühlender Luft zum Kühler gefördert.

Die vier Hauptstrom-Triebmaschinen können in Reihen, Reihen-Neben- und Neben-Schaltung arbeiten. —k.



**Hauptabmessungen einiger neuer Einwellen-Lokomotiven.**  
(Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1910. 24. Mai, Heft 15, S. 281 und 294. Mit Abbildungen.)

Bahn	Dessau-Bitterfeld	Dessau-Bitterfeld	Lötschberg-Bahn	Lötschberg-Bahn	St. Pölten Mariazell
Achsanordnung	2 B 1 - Schnellzuglokomotive	D - Güterzuglokomotive	1 B + B1, zwei kurzgekuppelte dreiachsige Hälften	C + C, zwei dreiachsige Drehgestelle	C + C, zwei dreiachsige Drehgestelle
Spur	1 435 mm	1 435 mm	1 435 mm	1 435 mm	760 mm
Raddurchmesser					
Triebräder D	1 600 "	1 050 "	1 270 "	1 350 "	800 "
Laufräder	1 000 "	—	850 "	—	—
Kurbelhalbmesser	300 "	250 "	—	—	—
Achsstand					
Ganzer	9 000 "	4 800 "	12 450 "	10 700 "	7 900 "
Fester	3 000 "	4 800 "	2 880 "	4 050 "	2 400 "
Länge zwischen den Stoßflächen	12 500 "	10 500 "	15 575 "	15 020 "	11 020 "
Fahrdrahtspannung	10 000 Volt	10 000 Volt	15 000 Volt	15 000 Volt	6 500 Volt
Wellenzahl	15	15	15	15	25
Triebmaschinen					
Dauerleistung	700 PS	400 PS	1 600 PS	2 000 PS	600 PS
Stundenleistung	1 000 "	600 "	—	—	—
Übersetzung	—	—	1 : 1	1 : 3,25	1 : 3
Zugkraft am Triebtradumfang	5 000 kg	9 000 kg	10 800 kg	12 800 kg	4 600 kg
Gewicht					
Triebachslast G <sub>1</sub>	28 t	56 t	26 t	86 t	48 t
Im ganzen G	60 "	56 "	93 "	86 "	48 "
Geschwindigkeit:					
Grundgeschwindigkeit	110 km/St	40 km/St	40 km/St	42 km/St	35 km/St
Höchstgeschwindigkeit	130 "	60 "	75 "	70 "	50 "

B—s.

**Betrieb in technischer Beziehung.**

**Die preussisch-hessischen Staatseisenbahnen im Jahre 1909.**

Dem »Bericht über die Ergebnisse des Betriebes der vereinigten preussischen und hessischen Staatseisenbahnen im Rechnungsjahre 1909« ist folgendes zu entnehmen.

Am Ende des Berichtsjahres betrug die Eigentumslänge der dem öffentlichen Verkehre dienenden Bahnstrecken 37162,43 km, und zwar in:

Eigentümer	Hauptbahnen km	Nebenbahnen km	Zusammen km
Preußen	21058,53	14814,67	35873,20
Hessen	788,03	460,57	1248,60
Baden	40,63	—	40,63
<b>Zusammen</b>	<b>21887,19</b>	<b>15275,24</b>	<b>37162,43</b>
Davon waren:			
regelspurig	21887,19 oder 59,27%	15036,15 oder 40,73%	36923,34 oder 100%
schmalspurig, preussisch	—	239,09	239,09
eingleisig	6577,25	14852,80	21430,05
zweigleisig	15068,71	420,97	15489,68
dreigleisig	60,97	1,47	62,44
viergleisig	175,20	—	175,20
füfngleisig	5,06	—	5,06

Hierzu kommen noch 227,83 km vollspurige und 0,41 km schmalspurige Anschlussbahnen ohne öffentlichen Verkehr. Auch besaß Preußen außerhalb der Betriebsgemeinschaft noch die von der Großherzoglichen Eisenbahn-Direktion in Oldenburg verwaltete, 52,38 km lange Hauptbahn von Wilhelmshaven nach Oldenburg.

Die Betriebslänge der dem öffentlichen Verkehre dienenden Bahnen betrug am Ende des Jahres

	km
1. für Vollspurbahnen	
a) im Ganzen	37 022,98
b) Hauptbahnen	21 963,42

c) Nebenbahnen	15 059,56
d) für Personenverkehr	35 971,96
e) für Güterverkehr	36 755,77
2. für Schmalspurbahnen	
a) im Ganzen, sowie für Güterverkehr	239,09
b) für Personenverkehr	81,85
3. Zusammen	
a) im Ganzen	37 262,07
b) für Personenverkehr	36 053,81
c) für Güterverkehr	36 994,86

Die bis Ende März 1909 aufgewendeten Anlagekosten betragen für:

	im Ganzen M	auf 1 km Bahnlänge M
Vollspurbahnen	10 778 874 137	291 926
Schmalspurbahnen	17 530 508	73 322
Vollspurige Anschlussbahnen ohne öffentlichen Verkehr	12 543 997	55 059
<b>Zusammen</b>	<b>10 808 948 642</b>	<b>289 085</b>

Die eigenen Lokomotiven und Triebwagen haben auf eigenen und fremden Betriebstrecken, sowie auf eigenen Neubaustrecken geleistet:

479 423 767	Nutzkm, jede Lokomotive durchschnittlich 25282,
39 048 903	Leerkm,
24 467 706	Stunden Verschiebedienst,
2 109 463	Stunden Dienst beim Vorheizen der Personenzüge, beim Entseuchen der Viehwagen und beim Wasserpumpen,

- 15291936 Stunden Bereitschaftsdienst und Ruhe im Feuer, also im ganzen 784244360 Lokomotivkm für die Berechnung der Unterhaltungskosten der Lokomotiven, wobei 1 Stunde = 10 km gerechnet ist, und
- 681942387 Lokomotivkm für die Berechnung der Kosten der Züge, wobei 1 Stunde Verschiebe- und sonstiger Stations-Dienst = 5 und 1 Stunde Bereitschaftsdienst = 2 km gerechnet wurde.

Auf eigenen Betriebstrecken leisteten eigene und fremde Lokomotiven und Triebwagen folgendes:

- 469171648 Nutzkkm, davon 14406994 im Vorspann- und Verschiebedienste,
- 38901995 Leerkm,
- 24282839 Stunden Verschiebedienst,
- 2104457 Stunden Dienst beim Vorheizen der Personenzüge, beim Entseuchen der Viehwagen und beim Wasserpumpen, und
- 3898861 Stunden Bereitschaftsdienst, im Ganzen also
- 750902033 Lokomotivkm zur Berechnung der Kosten für die Unterhaltung und Erneuerung des Oberbaues, wobei 1 Stunde mit 10 km in Ansatz gebracht ist.

Bei Ermittlung der Leistungen der Wagen kam in Betracht, daß vom Rechnungsjahre 1909 an als eigene Güterwagen die Güterwagen aller dem deutschen Staatsbahnwagenverbände angehörenden Eisenbahnverwaltungen und als fremde die Nichtverbandswagen gelten. Von demselben Zeitpunkte an werden die Achskilometer der eigenen Güterwagen der preussisch-hessischen Staatseisenbahnen auf fremden Betriebstrecken nur noch so weit ermittelt, wie sie auf Strecken der nicht dem deutschen Staatsbahnwagenverbände angehörenden Eisenbahnverwaltungen zurückgelegt sind.

Von den Wagen sind an Achskilometern geleistet worden:

Auf eigenen Betriebstrecken	Personenwagen	Gepäckwagen	Güterwagen	Postwagen
von eigenen Wagen . . .	4962469382	1170754536	12179561696	—
von fremden, auch Postwagen . . .	294040178	48767537	557882808	353944014
Zusammen . . .	5256509560	1219522073	12737444504	353944014
		19567420151		
darunter leer . . .	—	—	3767214879	645703
auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge . . .	147163	34142	347416	9909
	= 529995			

auf fremden Betriebstrecken und auf Neubautrecken:	von eigenen Wagen . . .	241442583	48819231	11455745 *)
Ganze Leistung der eigenen Wagen . . .	5203911965	1219573767	13775453336 **)	
	= 20198939068			

\*) Nur auf Neubautrecken.

\*\*\*) Nach dem Verhältnisse errechnet, in dem im vorhergehenden Jahre die Leistungen aller Güterwagen auf den eigenen Betriebstrecken zu den Leistungen der eigenen Güterwagen auf eigenen und fremden Betriebstrecken und auf Neubautrecken standen.

Die Leistung in den einzelnen Zuggattungen betrug:

Leistung in	Bei einer durchschnittlichen Zugstärke von Achsen	Zugkm	Wagenachskm
Schnell- und Eil-Zügen .	27,67	62607000	1732544478
Personenzügen mit Einschluß der Triebwagenfahrten . . . . .	21,88	218930861	4790922764
TruppENZügen . . . . .	50,23	540411	27146227
Eilgüterzügen . . . . .	37,77	16618643	627613406
Güterzügen . . . . .	78,09	154551916	12069094158
Werkstättenprobe-, Überwachungs-, Hilfs- und sonstigen dienstlichen Sonderzügen . . . . .	18,74	1004921	18829429
Arbeits- und Baustoff-Zügen . . . . .	44,95	6702763	301269689
Zusammen . . . . .	42,45	460956515	19567420151

Die Einnahmen haben im Ganzen 2029594986 M oder 54973 M/km betragen und zwar aus

	Im Ganzen	auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge
	M	M
Personen- und Gepäck-Verkehr . . . . .	580080795	16240
Güterverkehr . . . . .	1321115500	36034
Sonstigen Quellen . . . . .	128398691	3478

Die Ausgaben betragen im Ganzen 1400273316 M oder 37927 M/km, im Verhältnisse zur Einnahme 68,99 % und zwar

	Im Ganzen	auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge
	M	M
An Löhnen und Gehältern . . . . .	683792777	18521
An sachlichen Kosten . . . . .	716480539	19406

Der Überschuss stellte sich auf 629321670 M, oder 17046 M/km, oder 5,94% der Anlagekosten.

Bei der Personenbeförderung betrug

	die Zahl der Reisenden	die durchschnittliche Wegstrecke für einen Reisenden-km	die Einnahme		
			im Ganzen M	%	für 1 Reisenden-km Pf.
in der 1. Klasse	1624015	131,81	16132515	2,89	7,54
" " 2. "	99979171	26,46	104094476	18,64	3,94
" " 3. "	456481875	20,55	230035987	41,18	2,45
" " 4. "	470177457	22,96	197420258	35,35	1,83
Personenbeförderung des öffentlichen Verkehrs . . .	1028262518	22,40	547683236	98,06	2,38
Truppen . . .	11395098	94,69	1033809	1,94	1,00
Zusammen . . .	1039657616	23,19	558517045	100	2,32
auf 1 km durchschnittlicher Betriebslänge .	29107	—	15636	—	—
auf 10000 Achs-km der Personenwagen .	1978	—	1063	—	—

Der Güterverkehr ergab folgendes:

	Beförderte Mengen t	durchschnittliche Wegstrecke km	Einnahme	
			im Ganzen M	für 1 tkm Pf.
A. Güterbeförderung des öffentlichen Verkehrs:				
I. Nach dem Normaltarif				
a) Eil- und Express-Gut . . .	2508196	129,05	49530235	15,30
b) Frachtgut . . .	113395233	107,03	605295567	4,99
II. Nach Ausnahmetarifen . . . . .	190029980	118,48	583960446	2,59
B. Tierbeförderung . . .	2675472	172,22	34373470	7,46
C. Postgut . . . . .	116498	55,63	1465715	22,62
D. Militärgut . . . . .	472806	140,63	4545285	6,84
E. Frachtpflichtiges Dienstgut . . . . .	16385779	39,76	8871605	1,26
F. Nebenerträge . . . . .	—	—	33073177	—
Zusammen, gegen Frachtberechnung . . .	325583964	111,07	1321115500	—
G. Dazu ohne Frachtberechnung . . . . .	28681560	125,83	—	—

Auf Regelpurbahnen ereigneten sich folgende Unfälle:

	Auf freier Bahn	Auf Bahnhöfen
a) Entgleisungen . . . . .	101	172
b) Zusammenstöße . . . . .	18	161
c) Sonstige Unfälle . . . . .	477	1159
d) Unfälle im Ganzen . . . . .	596	1492
	2088	

auf 100 km durchschnittlicher Betriebslänge 5,69, auf 1 000 000 Lokomotiv-km 2,74, auf 1 000 000 Wagenachs-km aller Art 0,11.

Über die vorgekommenen Tötungen t und die Verwundungen v gibt die nachstehende Zusammenstellung Auskunft.

unver- schuldet	Reisende						Beamte						Dritte Personen						im Ganzen															
	durch eigene Schuld		überhaupt		im Ganzen		unver- schuldet	durch eigene Schuld		überhaupt		im Ganzen		unver- schuldet	durch eigene Schuld		überhaupt		im Ganzen		unver- schuldet		durch eigene Schuld		zusammen									
	t	v	t	v	t	v		t	v	t	v	t	v		t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v	t	v				
27	235	61	111	88	346	0,004	0,014	0,017	0,066	9	114	374	653	383	767	0,020	0,039	8	46	208	137	216	183	0,011	0,009	44	395	0,022	677	901	0,08	721	1296	0,10

—k.

### Nachrichten über Änderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Preussisch-hessische Staatseisenbahnen.

Ernannt: der vortragende Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten, Geheimer Baurat Holverscheid zum Geheimen Oberbaurat; der Regierungs- und Baurat Otto Lehmann bei der Königlichen Eisenbahn-Direktion in Posen zum Oberbaurat mit dem Range der Oberregierungs-räte.

Verstorben: der Eisenbahn-Direktions-Präsident a. D. Wirklicher Geheimer Oberregierungsrat von Eickhof gen. Reitzenstein in Berlin.

Württembergische Staatseisenbahnen.

Verliehen: dem Baurat Vischer bei der Generaldirektion der Staatseisenbahnen der Titel und Rang eines Oberbau-rates.

Kaschau-Oderberger Eisenbahn.

In den Ruhestand getreten: der Betriebsleiter, Königlich-licher Rat Köri unter Erhebung in den Adelstand mit dem Prädikate von Fenyöhäza. —d.

## Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

### Fernverschlufs für Eisenbahnsignale.

D. R. P. 230 365. Rietsch, G. m. b. H. in Berlin.

Hierzu Zeichnungen Abb. 21 und 22, Tafel XIV.

Dieser Verschlufs wird in bekannter Weise durch Schlösser bewirkt. Letztere sind nun nicht wie bei den bekannten Einrichtungen an dem Stellhebel oder dem Signal selbst, sondern an irgend einer passenden Stelle in dem vom Stellwerke nach dem Signale laufenden Drahtzuge angeordnet. Sie arbeiten hier mit einer in dem Signaldrahtzuge liegenden Verschlufsrolle zusammen, die nicht nur den Bewegungen des Signales, sondern auch den unvermeidlichen Ausdehnungen und Verkürzungen des Drahtzuges folgen kann.

Dies wird dadurch erreicht, daß Rolle und Schloß auf einer Grundplatte *g* befestigt sind, die auf einem Untergerüste *h* derart schlitzenförmig geführt ist, daß sie sich nur in der Richtung des Drahtzuges nicht seitlich verschieben kann.

*a* ist die Stellrolle für den Signalhebel *b*, durch den mittels des Drahtzuges *o* *p* der Signaltrieb *n* bewegt wird. Der Draht läuft über ein Spanngewicht *m* und über eine Rolle *c* des Fernverschlusses. An dieser Rolle *c* befindet sich der Verschlufskranz *d*, der sich etwa über den halben Umfang erstreckt. Die Rollennachse sitzt mit dem Boocke auf der Grundplatte *g*, auf der in einem bestimmten Abstände von der Rolle auch das Schloß *i* befestigt ist.

Entsprechend kann an der gegenüberliegenden Seite der Rolle ein zweites Schloß angeordnet werden, wenn etwa ein zweiarmiges Signal verschlossen werden soll. Die Drahtseile *o* und *p* sind in umgekehrtem Sinne je einmal um die Rolle *c*

geführt und an ihr befestigt. Hieraus folgt, daß die Rolle *c* nur gedreht werden kann, wenn an dem einen Drahtzuge gezogen, der andere nachgelassen wird.

Abb. 31, Taf. XIV zeigt den Fernverschlufs in verschlossenem Zustande bei der Stellung des Signales auf »Halt«. Wird nun der Riegel *k* mit dem zum Loche *l* passenden Schlüssel zurückgeschossen, so kann die Stellrolle *a* mit dem Hebel *b* nach links herumbewegt werden, wobei sich die Rollen *c* und *n* in demselben Sinne drehen. Während des ganzen Stellweges, sowie bei gezogenem Signalarme befindet sich der Verschlufskranz *d* vor dem Riegel *k*, so daß dieser nicht vorbewegt, also auch der Schlüssel nicht herausgezogen werden kann, wie Abb. 22, Taf. XIV zeigt. Erst bei vollständigem Zurücklegen des Signalhebels *b* tritt der Verschlufskranz so weit zurück, daß der Riegel *k* wieder herausgeschossen und der Schlüssel entfernt werden kann. Bei diesen Stellbewegungen bleibt die Grundplatte in ihrer Lage unverändert stehen, weil auf die Rolle *c* nach beiden Richtungen dieselbe Zugkraft ausgeübt wird. Werden die Drahtzüge etwa durch Erwärmung länger, dann nimmt das Spanngewicht die überschüssige Länge auf, sinkt nach unten und zieht dabei auch die Grundplatte des Fernverschlusses so weit nach rechts, wie die Drahtleitungen *o* und *p* zwischen dem Signalhebel und dem Fernverschlusse nachgeben; Abkühlung hat die umgekehrte Wirkung.

Bei diesen Bewegungen der Grundplatte *g* bleibt die Stellung der Verschlufsrolle *c* unverändert, weil beide Drahtleitungen zwischen Stellhebel und Fernverschlufs gleich lang und auch derselben Wärmestufe ausgesetzt sind. G.

## Bücherbesprechungen.

**Institut Solvay.** Travaux de l'Institut de Sociologie. Notes et Mémoires. Fascicule II. Les Abonnements d'ouvriers sur les lignes des chemins de fer belges et leurs effets sociaux. Ernest Mahaim. Brüssel und Leipzig, 1916. Misch und Thron.

Das soziale Verhältnisse untersuchende Werk behandelt in diesem 259 Großoktavseiten starken Bande die Frage des Einflusses billiger Beförderung mit Eisenbahn-Dauerkarten auf die Verhältnisse der Arbeiter in Belgien. In umfassender, erschöpfender und durchsichtiger Weise wird dargelegt, in welchem Maße sich die Arbeiter der verschiedenen Bezirke diese Verkehrsmaßnahme zu Nutzen machen, und wie sie auf die Verteilung der Bevölkerung zwischen Städten und Land, wie auf die Gestaltung des Arbeitsmarktes, auf die gesundheitlichen, Familien- und Wohnungs-Verhältnisse und auf den Bildungsstand einwirkt. Alle diese Verhältnisse werden auch in klarer bildlicher Darstellung verfolgt, und zum Schlusse werden die entsprechenden Einrichtungen der anderen europäischen Großstaaten aufgeführt.

Das Werk ist ein gutes Beispiel eingehender Erforschung der Verhältnisse unserer Staatsgemeinschaften, und zeigt wie viel zielbewusste und umfassende Arbeit zur Erkenntnis dieser Gebiete beitragen kann.

**Bericht über den Stand der Schlackenmischfrage.** Sonderabdruck aus dem Protokoll der General-Versammlung des Vereines deutscher Portlandzement-Fabrikanten (E. V.) vom 21. bis 23. Februar 1910. Berlin 1910.

Die kleine Schrift ist besonders herausgegeben, um die Ergebnisse des 1902 vom Minister der öffentlichen Arbeiten eingesetzten Ausschusses zur Prüfung der Eigenschaften des »Eisenzementes«, Portland-Zementes mit bis zu 30% Zusatz gemahlener Schlacke, allgemeiner bekannt zu machen, die sich

auf zum Teile fünfjährige Proben des Materialprüfungsamtes stützen. Die vom Ausschusse gefundenen Ergebnisse sind in den Heften 5 und 6 der Mitteilungen des Prüfungsamtes Ende 1909 veröffentlicht, jedoch ohne irgend eine Erörterung und Schlußfolgerung.

Der Verein veröffentlicht nun die Schlüsse, die in der Generalversammlung an diese Mitteilung geknüpft sind, und bietet damit lehrreichen Stoff zur Beurteilung der Schlackenzementfrage. Wesentliche Ergebnisse sind, daß der Eisenzement in seinen Eigenschaften wesentlich vom Portlandzement abweicht, und daß die für den letztern festgesetzten Prüfungen für erstere bei gutem Ausfalle keineswegs gutes Verhalten gewährleisten.

**Lehrbuch des Tiefbaues.** Herausgegeben von Karl Esselsborn. 4. vermehrte Auflage. II. Band, Brückenbau, Wasserversorgung und Entwässerung der Städte. Kanal- und Flußbau, Seebau, landwirtschaftlicher Wasserbau, bearbeitet von O. Franzius, Th. Landsberg, E. Sonne, J. Spöttle und Ph. Völker. Leipzig, W. Engelmann, 1910.

Alle Abschnitte dieses Bandes sind bezüglich der Theorie wie der Ausführung in sachverständiger Weise dem Zwecke des Werkes, das heißt dem Bedürfnisse des im Tiefbaue Tätigen angepaßt. Die Auswahl des Dargestellten ist überall mit sorgfältiger Berücksichtigung des Standes der wissenschaftlichen Erkenntnis wie der neuesten für die Bauausführung maßgebenden Gesichtspunkte getroffen, und die Darstellung selbst geht in Theorien und Beispielen von ausgeführten Bauwerken so weit, wie es die voraussichtlich auftretenden Aufgaben eines Tiefbaues verlangen. Bei Berücksichtigung des Umstandes, daß das Werk kein allgemeines Handbuch der Ingenieurwissenschaften sein will, wird der Leser unserer Ansicht nach von dem Inhalte voll befriedigt werden.