

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines 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.

9. Heft. 1911. 1. Mai.

Wasserschlag in Lokomotivdampfzylindern.

Von Dr.-Ing. M. Osthoff, Regierungs-Baumeister in Hattingen, Ruhr.

(Fortsetzung von Seite 135.)

IV. 2. Sicherheitsventile.

Aus vorstehenden Gründen ist es bei Lokomotiven, bei denen die Steuerungsteile dem im Prefsraume eingeschlossenen Gemisch keinen Ausweg gestatten, wie bei den Heiß- und Nafsdampf-Kolbenschieber-Lokomotiven erforderlich und daher allgemein üblich, noch besondere Sicherheitsventile anzubringen, die sich zur Vermeidung von Dampfverlusten während der Einströmung von Frischdampf erst bei einem Überdrucke öffnen, der der Kesselspannung gleich oder etwas größer ist.

Die Heißdampflokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen besitzen wohl durchweg Sicherheitsventile*) mit geradem Durchgange am untern Teile der Zylinderdeckel. Bei den älteren Sicherheitsventilen, beispielsweise an den S_7 -Lokomotiven, wird der Wasserstrahl im Ventilgehäuse vor seinem Austritte unnötig um 90° abgelenkt, also der Strömungswiderstand erhöht.

Die Sicherheitsventile von 36 mm Durchmesser der älteren Heißdampflokomotiven haben abzüglich der Ventilstege 8,02 qcm Öffnung, der eine Hubhöhe von 0,73 cm entspricht.

Falls die auf Druck beanspruchten Ventildfedern, deren größte Durchbiegung 1,07 cm beträgt, nicht oft gereinigt werden, können sie verschmutzen, dadurch weniger nachgiebig werden und somit den Durchflußquerschnitt verringern. Rechnet man zu dieser Ventilöffnung von 8,02 qcm noch die des mit dem Abflusventile vereinigten Sicherheitsventiles (Textabb. 13), abzüglich der Stege von 4,83 qcm hinzu, so beträgt die größte Öffnung etwa 13,03 qcm. Wegen Einschnürung und Reibung soll nur etwa die Hälfte mit 7 qcm als freier Querschnitt f gerechnet werden, das bedeutet bei der G_3 -Lokomotive mit $F = 2827$ qcm Kolbenquerschnitt etwa $\frac{1}{400} F$. Denkt man sich also den Zylinder bei Beginn der Pressung ganz mit Wasser gefüllt, so müßte die Wassergeschwindigkeit v , da Wasser sich nicht zusammendrücken läßt, entsprechend der Beziehung $F \cdot c = f \cdot v$ stets 400 mal größer sein, als die jeweilige Kolbengeschwindigkeit c .

Steht nun der Kolben einer G_3 -Lokomotive beim Anfahren

aus der Bewegung mit $V = 50$ km/St oder $c = 6,77$ m/Sek größter Kolbengeschwindigkeit noch um $s_1 = 10$ mm (Textabb. 12) vor seiner Endlage, so ist die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit $c_1 = c$ verkleinert im Verhältnisse $a : R = 1,07$ m/Sec. Beim Schleudern der Triebräder mit einer sicher nicht zu hoch geschätzten*) Umfangsgeschwindigkeit von $V = 10$ km/St ist die Kolbengeschwindigkeit 10 mm vor Endlage $c_2 = 0,34$ m/Sek. In ersterm Falle würde sich eine Wassergeschwindigkeit v_1 von $400 \cdot 1,7 = 680$ m/Sek entsprechend einem Überdruck im Zylinder von 2300 at ergeben, in letzterem wäre $v_2 = 136$ m/Sek und der Überdruck 92 at.

In Wirklichkeit ist nun stets aufser dem Wasser auch Dampf im Prefsraume, so daß das Gesetz $F \cdot c = f \cdot v$ keine volle Gültigkeit hat. Für Zylinder mit gleich großen Querschnitten F und schädlichen Räumen s_0 hängt die Drucksteigerung des Gemisches ab von der Kolbengeschwindigkeit c , dem Verhältnisse der Wasser- zu der Dampf-Menge in dem Gemische, dem Bewegungswiderstande des Wassers und Dampfes in den Ventilen, deren Öffnungsquerschnitt unter Berücksichtigung der Einschnürung mit 7 qcm als unveränderlich angenommen werde, und dem Beginne der Pressung. Je eher letztere beginnt, um so größer wird die Endspannung des Gemisches im Zylinder. Zur Vereinfachung der folgenden Betrachtungen soll für das Anfahren aus dem Stillstande mit voll ausgelegter Steuerung und für das Anfahren aus der Bewegung mit kleineren Füllungen angenommen werden, daß der Beginn der Pressung im Mittel unveränderlich bei 20% des Kolbenweges liegt. Dies entspricht bei der üblichen Bauart der Schwingensteuerungen etwa einer Füllung von 40%. Die Annahme ist um so eher zulässig, als die voll ausgelegte Steuerung beim Schleudern der anfangenden Heißdampflokomotive zurückgelegt wird, also die Pressung früher beginnt.

Der Bewegungswiderstand des Wassers in den Ventilen wächst mit seiner Geschwindigkeit. Letztere nimmt zu mit der Quadratwurzel aus dem Drucke im Zylinder und der Druck wiederum hängt von dem Mengenverhältnisse des Dampfes und

*) Garbe, Dampflokomotiven, S. 315.

*) S. 138.

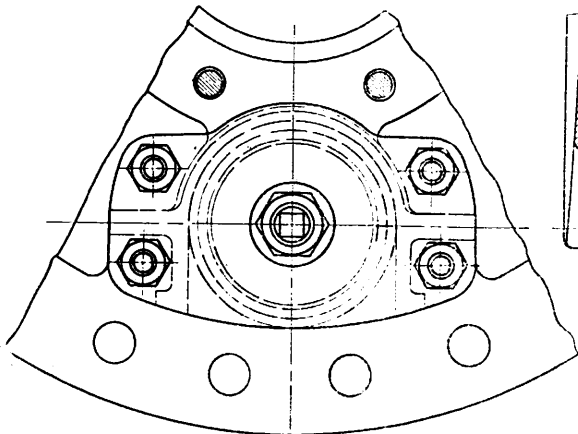
des Wassers in dem Gemische und von der Kolbengeschwindigkeit c ab. Die Drucksteigerung ist also jetzt in Beziehung zu nur noch zwei veränderlichen Größen gebracht.

Zunächst werde der Einfluss des Mengenverhältnisses betrachtet. Das Wasser behält bei der Pressung seinen ursprünglichen Rauminhalt v_w abzüglich der durch die Ventile entwichenen Wassermenge bei. Die dem Hubwege des Kolbens entsprechende Verkleinerung des Gemischrauminhaltes wird allein durch die Zusammenpressung der Dampfmenge v_d etwa nach dem Gesetze bewirkt, dass $p \cdot v$ unveränderlich bleibt. Auf S. 102 ist bereits untersucht, wie viel Wasser mindestens im Gemische vorhanden sein muss, um eine Drucksteigerung über die Kesselspannung hinaus zu verursachen. Je kleiner die Dampfmenge v_d im Verhältnisse zu dem sehr grossen Hubraume des Kolbens zu Beginn der Pressung war, oder in deren Verlaufe geworden ist, umso schneller wächst nach dem Gesetze, dass $p \cdot v$ unveränderlich ist, die Gemischspannung, und umso mehr nähern sich die Verhältnisse dem gefährlichen Zustande, in dem die Wasserausfluggeschwindigkeit v stets im Verhältnisse von $F : f$ grösser ist als die Kolbengeschwindigkeit c , und der Druck im Zylinder nach der Formel: $p = \left(\frac{F}{f \cdot \sqrt{2g}} \right)^2 \cdot c^2$ quadratisch mit der Kolbengeschwindigkeit c veränderlich ist.

Bei grosser Kolbengeschwindigkeit c fliesst im Verhältnisse zu kleinem c wegen der kürzern Zeit während einer Triebradumdrehung erstens weniger Wasser während der Einströmung, Dehnung und Ausströmung durch die von Hand geöffneten Auslassventile und gegebenenfalls durch die Steuerkanäle ab, es gelangt also mehr Wasser in den Pressraum, und zweitens ist auch während der Pressung über 12 at hinaus die durch alle Ventilquerschnitte ausfliessende Wassermenge geringer. Bei gleichen Wassermengen zu Anfang der Pressung ist demnach die Pressspannung p_g des Gemisches später für gleiche Kolbenstellungen bei grossem c grösser, als bei kleinem c . Man könnte nun glauben, dass das wegen der bei grossem c höhern Gemischspannung sicher raschere Ausfliessen des Wassers eine grössere Drucksteigerung wieder verhindern würde. Eine einfache Überlegung zeigt jedoch, dass dies nicht der Fall ist.

IV. 3. Grösse der zum Zersprengen eines Zylinders erforderlichen Gemischspannung.

Um einen Begriff von der Grösse der in den Zylindern tatsächlich auftretenden Gemischspannungen zu erhalten, soll versucht werden festzustellen, bei wieviel at Überdruck $= p_i$ der Zylinder einer G_s -Lokomotive mit $s = 2,8$ cm Wandstärke und $d = 60$ cm Durchmesser entsprechend $r_i = 30$ cm platzt. Das verwendete Zylindergussisen habe eine Zugfestigkeit von



$k_z = 2000$ kg/qcm. Aus der Formel $s = \frac{p_i \cdot r_i}{k_z}$ ergibt sich p_i zu rund 186 at. Da die Drucksteigerung anfangs wohl langsam, hernach aber sehr schnell, ja plötzlich erfolgt, so kann hier der Fall plötzlicher Belastung angenommen und demgemäss die Hälfte von p_i , also 93 at gerechnet werden.

Die Zylinder brechen bei Wasserschlag stets an den Enden. Daher müsste hier die Verstärkung der Zylinder durch den Flansch in der Formel $p_i = \frac{s \cdot k_z}{r_i}$ mitberücksichtigt werden. Da dies sehr schwierig sein dürfte, so soll p_i noch auf folgende Weise berechnet werden. An der G_s -Lokomotive Essen 4814 ist im Juli 1909 durch Wasserschlag nicht nur der rechte Zylinder mit dem hintern Deckel geplatzt, sondern auch der rechte Kreuzkopfkeil, der den vollen Druck des Gemisches aufzunehmen hatte, um nahezu 4 mm durchgedrückt. Man kann annehmen, dass die Scherfestigkeit, wenn auch nur für sehr kurze Zeit, erreicht oder überschritten ist. Der Keil hatte den mittlern Querschnitt von 17,4 qcm (Textabb. 14). Rechnet man für Flusstahl eine Scherfestigkeit von 5000 kg/qcm, so beträgt die zum Abscheren des Keils erforderliche Kraft K etwa $2 \cdot 17,4 \cdot 5000 = 174000$ kg. Dieser Kraft entspricht bei der G_s -Lokomotive mit 2820 qcm Kolbenfläche ein Überdruck von $p = 62$ at im Zylinder. Hiernach ergibt sich also für p_i ein noch geringerer Wert, als nach der ersten Rechnung. Ungezwungen ist dies dadurch zu erklären, dass die Beanspruchung der Zylinderwände durch die Massen des Kolbens und der zu ihm gehörenden Teile in Verbindung mit dem nicht elastischen Wasser mehr stofsweise als plötzlich erfolgt.

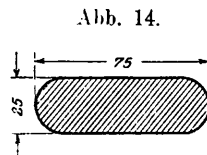


Abb. 14.

erreicht oder überschritten ist. Der Keil hatte den mittlern Querschnitt von 17,4 qcm (Textabb. 14). Rechnet man für Flusstahl eine Scherfestigkeit von 5000 kg/qcm, so beträgt die zum Abscheren des Keils erforderliche Kraft K etwa $2 \cdot 17,4 \cdot 5000 = 174000$ kg. Dieser Kraft entspricht bei der G_s -Lokomotive mit 2820 qcm Kolbenfläche ein Überdruck von $p = 62$ at im Zylinder. Hiernach ergibt sich also für p_i ein noch geringerer Wert, als nach der ersten Rechnung. Ungezwungen ist dies dadurch zu erklären, dass die Beanspruchung der Zylinderwände durch die Massen des Kolbens und der zu ihm gehörenden Teile in Verbindung mit dem nicht elastischen Wasser mehr stofsweise als plötzlich erfolgt.

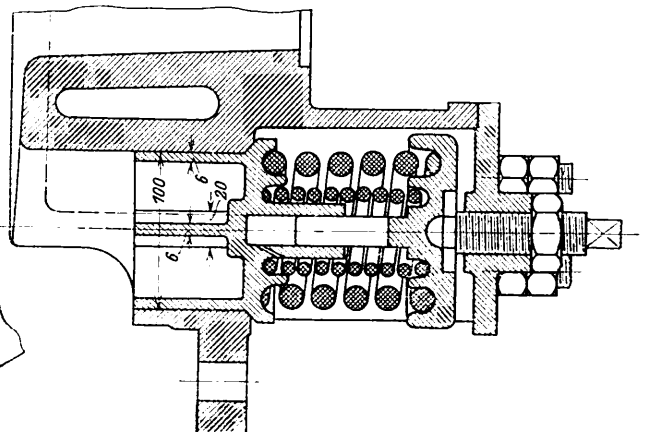
IV. 4. Mindest-Querschnitt der Sicherheitsventile.

Nach den Erfahrungen an den Lokomotiven der preussisch-hessischen Staatsbahnen hat sich der Durchmesser der Zylinder-Sicherheitsventile von 30 und 36 mm als zu gering erwiesen, neuerdings werden Ventile von 45 mm verwendet.*)

Die Frage der zur Vermeidung von Wasserschlag nötigen Grösse des freien Ventilquerschnittes lässt sich nur auf Grund

*) Ungünstige Erfahrungen an amerikanischen Sicherheitsventilen, die sich klemmen und bei grossen Kolbengeschwindigkeiten zu klein sind. Railroad Gazette 1904, S. 468.

Abb. 15.



vorhandener Erfahrungen beantworten und fällt je nach der Bauart und den Betriebsverhältnissen der Lokomotiven verschieden aus.

Bei den belgischen Staatsbahnen, die nächst den preussisch-hessischen die größte Anzahl Heißdampflokomotiven besitzen, sind anfangs bei Verwendung von Sicherheitsventilen mit 60 mm Weite auch vielfach Triebwerksbrüche, besonders an den Deckeln, durch Wasserschlag vorgekommen. Erst nach Einbau von Ventilen mit 100 mm Weite (Textabb. 15) ist eine Besserung der Verhältnisse eingetreten*). Jetzt kommen dort bei Heißdampf nicht mehr Triebwerksbeschädigungen vor, als bei Nafsdampflokomotiven. Leider ist nicht angegeben, ob die zum Vergleich herangezogenen Nafsdampflokomotiven Kolben- oder Flach-Schieber haben und ob etwa der Durchmesser der Sicherheitsventile an den Nafsdampfkolbenschieberlokomotiven ebenfalls auf 100 mm vergrößert ist.

Der freie Querschnitt f eines belgischen Ventiles von 100 mm Durchmesser beträgt abzüglich der Rippen 63,5 qcm. Zu diesem Querschnitte gehört eine Hubhöhe von etwa 20 mm. Die große Feder läßt nach Textabb. 15 einen Hub von höchstens 23,5 mm zu. Rechnet man für f wegen der Einschnürung nur 32 qcm, so ist das Verhältnis $f:F'$ bei 50 cm Zylinderdurchmesser = 1:61, also wesentlich günstiger, als bei den preussisch-hessischen Lokomotiven.

Wird auf Grund der Federschaulinie die zum völligen Öffnen des belgischen Ventiles erforderliche Gemischspannung zu etwa 20 at**) angenommen, so ergibt sich die Ausflusgeschwindigkeit des Wassers zu $v = 63$ m/Sek. Die dem Gesetze $F \cdot c = f \cdot v$ entsprechende Kolbengeschwindigkeit c beträgt somit etwa 1 m/Sek. Diese Geschwindigkeit kann beim Schleudern der Lokomotive und besonders beim Anfahren aus der Bewegung erreicht oder überschritten werden***), also kann unter ungünstigen Umständen ein Triebwerksbruch erfolgen.

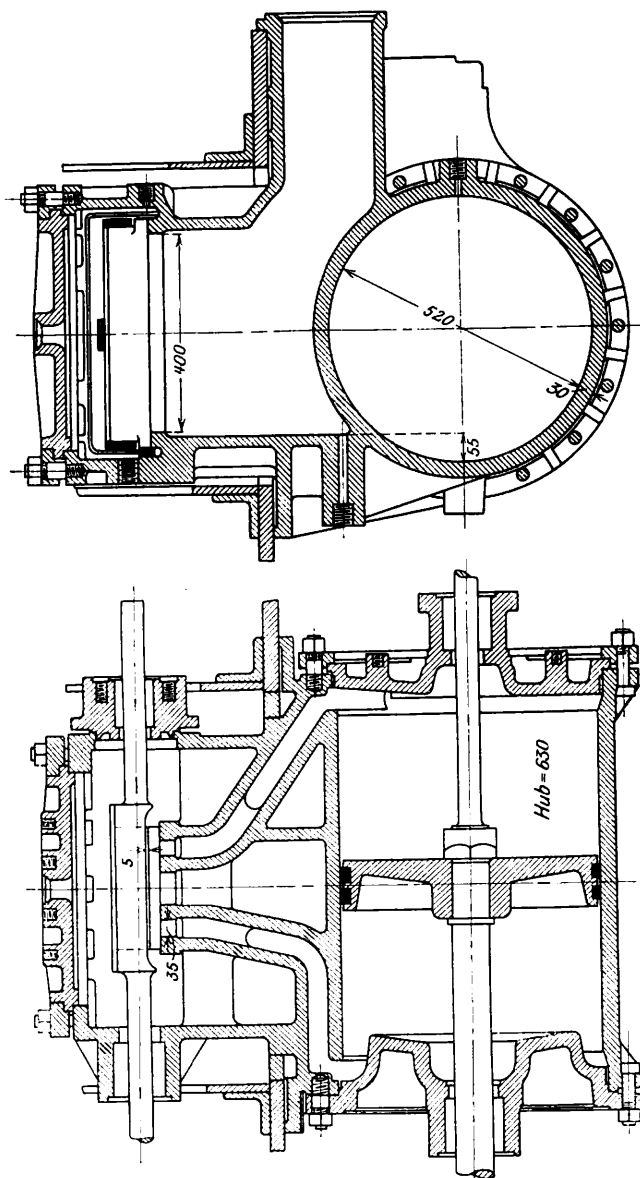
Um bei der hohen Vorspannung von etwa 1100 kg der Federn so großer einsitziger Ventile die zum weiteren Durchbiegen beim Öffnen des Ventiles erforderliche Spannungszunahme des Gemisches gering zu halten, müßte man weiche Federn mit flacher Federschaulinie, also von großen Außenabmessungen verwenden, wozu meist der Platz fehlt. Man hat, wohl zu demselben Zwecke, bei den belgischen Ventilen die Feder geteilt und die kleinere in die größere gesteckt. Hierdurch wird aber die für ihre sichere Wirksamkeit unbedingt erforderliche Reinigung der innern Feder von Schmutzkrusten sehr erschwert. Bei Verbundmaschinen kann man das Sicherheitsventil zur Erzielung einer flachen Federschaulinie bei geringer Vorspannung in den Verbindern münden lassen. Man begibt sich dadurch aber wieder des Vorteiles des zwischen Hochdruckzylinder und Außenluft größern Spannungsunterschiedes, der rascheres Ausfließen des Wassers bedingt. Bezüglich des Einbaues der Sicherheitsventile an den Deckeln der Lokomotivzylinder ist noch zu bemerken, daß tief sitzende, vorwiegend Wasser auslassende Ventile das Triebwerk besser gegen Beschädigungen schützen als etwa hochsitzende, vorwiegend Dampf auslassende Ventile.

Für die besonders leicht schleudernden Heißdampflokomotiven, deren Überhitzer beim Regleröffnen starkes Wasserüberreißen begünstigt, dürften noch größere Sicherheitsventile erforderlich sein, um das Triebwerk unter allen Umständen vor Bruch zu schützen. Es liegt nun nahe, statt dem vielteiligen Kolbenschieber für jeden Zylinder noch zwei große Sicherheitsventile von etwa 150 mm Weite hinzuzufügen, diese Sicherheitsventile nach entsprechendem Umbau in Doppelsitzventile gleich als in Bezug auf Dampfdichtheit hochwertige Steuerungsteile zu verwenden, die dem Wasser genügend raschen Ausfluß ermöglichen, und den Kolbenschieber ganz fortzulassen. Dieser Anordnung entspricht die ältere Ausführung der seinerzeit zum Zwecke der Dampfersparnis eingeführten Lenz-Ventilsteuerung, bei der die Dampfauslaßventile als Sicherheitsventile wirken.

V. Verhalten der verschiedenen Steuerungsteile bei Eintreten von Wasserschlag.

Nachdem festgestellt ist, daß Wasserschlag besonders bei Heißdampflokomotiven verhältnismäßig leicht eintreten kann, und daß das Triebwerk nicht vor Brüchen durch Abflaß- und

Abb. 16.



*) Dingler, Polytechnisches Journal 1909. S. 766; 1910, S. 255.

**) Die Kesselspannung beträgt 14 at.

***) S. 153.

Sicherheits-Ventile unter allen Umständen geschützt werden kann, falls letztere nicht unbequem großen Querschnitt erhalten, soll jetzt untersucht werden, wie sich die verschiedenen Steuerungsteile der Lokomotiven bei Wasserschlag verhalten.

V1. Flachschieber.

Die Nafsdampflokomotiven der preußisch-hessischen Staatsbahnen haben fast durchweg den altbewährten Flachschieber mit Trick-Kanal, wie er in Verbindung mit dem Zylinder einer G₇-Lokomotive in Textabb. 16 dargestellt ist. Bei dieser Schieberanordnung seitlich vom Zylinder, die zum Teil durch die Verwendung der Allan-Steuerung bedingt ist, hat das übergerissene Wasser während des Auspuffes Zeit und Gelegenheit, der Schwere folgend und vom Dampfe mitgerissen nach dem Schieberkasten abzufließen und durch die Schiebermuschel in die Ausströmung zu gelangen. Bei dieser Bauart werden daher wohl selten oder nie Brüche durch Wasserschlag eintreten. Die G₇- und die ähnlich gebauten G₃-Lokomotiven sind wohl in jeder Beziehung die betriebsichersten Lokomotiven der preußisch-hessischen Staatsbahnen.

Ungünstiger liegen die Verhältnisse für Lokomotiven mit Heusinger-Steuerung, beispielsweise den P₄ und S₃-Lokomotiven, bei denen sich die Flachschieber oben auf den Zylindern (Textabb. 17) befinden. Hier kann das Wasser aus der

der Dampf und gegebenen Falles das Wasser entweichen in den Schieberkasten, zum Teil gelangt das Gemisch auch durch die Ausströmung unmittelbar in das Blasrohr.

Die Bauart des Schieberrahmens gestattet nach Textabb. 17 bei neuen Lokomotiven ein Abheben des Schiebers um 5 mm, durch Verschleiß der arbeitenden Teile wird das Spiel jedoch größer. Durch Abheben um 5 mm entsteht eine größte Öffnung von $(38,4 + 3,7) \cdot 2 \cdot 0,5 = 42,1$ qcm. Bei 46 cm Zylinderdurchmesser ist $F = 1662$ qcm, demnach $f : F = 1 : 39,5$, oder bei 50% Einschnürung = 1 : 79. Auch für eine Nafsdampflokomotive mit verhältnismäßig geringem Wasserüberreifen bedeutet $f = \frac{1}{79} F$ nicht sehr viel. Es ist aber anzunehmen, daß sich der Schieberrahmen bei stärkerem Drucke des Gemisches vom Zylinder her nach oben hin durchbiegt, und so der Durchflußquerschnitt vergrößert wird. Hierauf läßt das häufig erforderliche Richten und Nachdrehen von verbogenen Schieberrahmenstangen schließen. Leider konnte Verfasser, da hierauf bisher nicht geachtet war, nicht feststellen, ob die Rahmen tatsächlich vorwiegend in der vom Schieberspiegel abgekehrten Richtung durchgebogen werden.

Größere Beschädigungen des Triebwerkes durch Wasserschlag dürften auch bei den Lokomotiven mit oben liegenden Flachschiebern wohl ausgeschlossen sein.

Abb. 17.

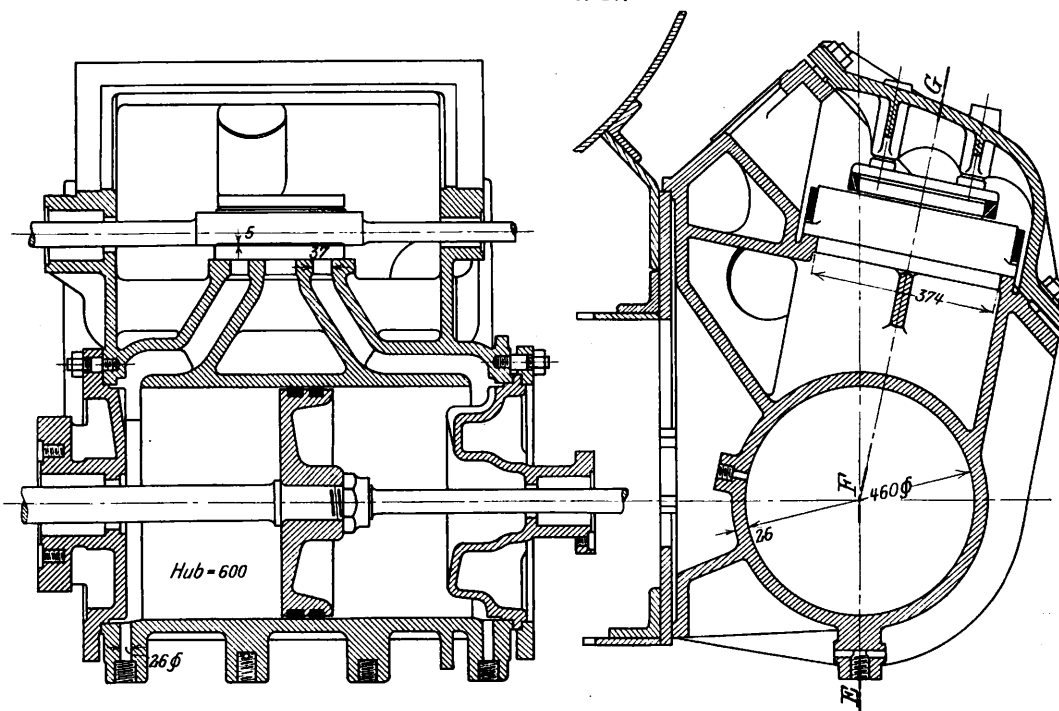
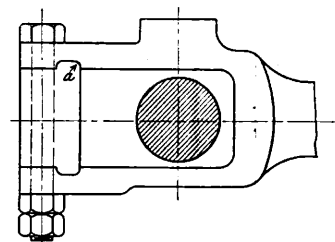


Abb. 18.



Vielleicht lassen sich aber die öfter beobachteten in Textabb. 18 angegebenen Einbrüche an den Schubstangenköpfen der S₃-Lokomotiven*) auf die Überbeanspruchung durch Wasserschlag zurückführen. Man hält allgemein die von einigen Lokomotivbauanstalten zu scharf ausgeführten Ausrundungen bei a für die Ursache dieser Brüche. Würden aber die Schubstangen stets nur mit der rechnermäßigen Kol-

benkraft beansprucht, so würden sie wahrscheinlich trotz der scharfen Ausrundungen nicht brechen. Der Wasserschlag bildet eben auch in seiner mildesten Form ein sehr empfindliches Prüfmittel auf schwache Stellen des Triebwerkes.

Die seitlich oder oben angeordneten Flachschieber sind

*) „Mitteilungen des Eisenbahnzentralamtes“ zu Berlin, M. d. Z. A. 1909, Nr. 612. Die Mitteilungen werden neuerdings zum Preise von 2 M. vierteljährlich abgegeben.

somit in Bezug auf Betriebsicherheit bei Wasserschlag wohl unübertreffliche Steuerungsteile. Sicherheitsventile am Zylinder und besondere Vorrichtungen zur Verhütung von Beschädigungen

des Triebwerkes sind bei Flachschieberlokomotiven überflüssig. Auch die Handhabung des Reglers beim Anfahren und Schleudern ist dabei die einfachste.

(Fortsetzung folgt.)

Neuere Lokomotiven der Lokomotivfabrik J. A. Maffei.

Von K. Vogl, Oberingenieur in München.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 6 auf Tafel XVIII, Abb. 1 und 2 auf Tafel XIX und Abb. 1 bis 10 auf Tafel XX.

I.

1 D. IV. tt. F. P. - Lokomotive.

1 D Vierzylinder - Verbund - Personenzug - Lokomotive (C 4/5) für die Gotthardbahn.

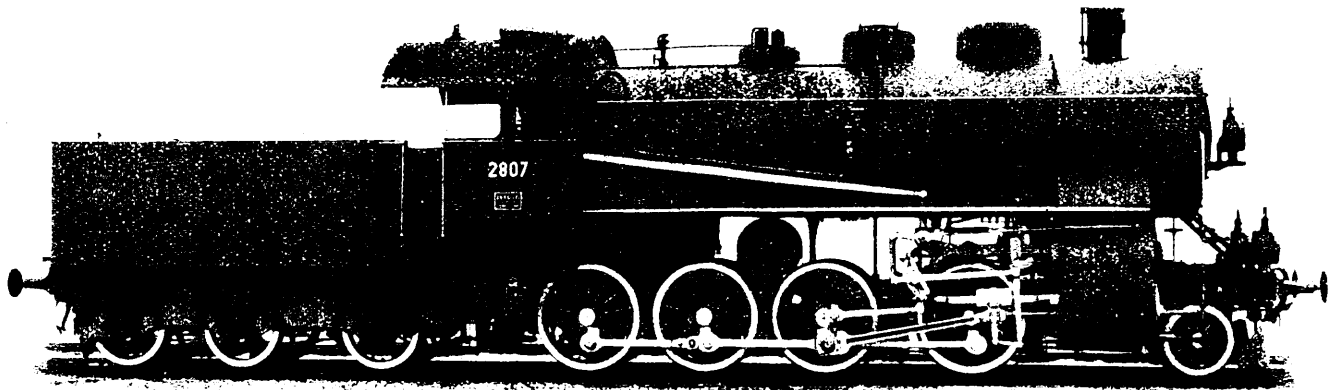
Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 6 auf Tafel XVIII und Abb. 7 bis 10 auf Tafel XX.

Das Bedürfnis nach einer leistungsfähigern Vorspannlokomotive veranlaßte die Gotthardbahn im Jahre 1906 zur Anschaffung einer neuen Gattung.

Grundbedingung für den Entwurf dieses Neubaus war die Beförderung eines Zuges von 200 t auf 26 ‰ Steigung mit 30 km/St als Dauerleistung und die Zulässigkeit der Höchstgeschwindigkeit von 65 km/St. Bei vollem Dienstgewichte sollten 15,6 t als Reibungsgewicht einer Achse eingehalten werden.

Hiernach ist die 1 D-Lokomotive entworfen, die in Textabb. 1 und in Abb. 1 bis 6 auf Taf. XVIII dargestellt ist.

Abb. 1.



Die Hauptabmessungen sind:

Kessel-Überdruck p	15	at
Hochdruck-Zylinder, Durchmesser d	395	mm
Niederdruck-Zylinder, Durchmesser d ₁	635	<
Kolbenhub h	640	<
Triebrad-Durchmesser D	1350	<
Laufgrad-Durchmesser	870	<
Heizfläche der Feuerbüchse, feuerberührt	13,15	qm
Heizfläche der Heizrohre, feuerberührt	200,0	<
Heizfläche des Dampftrockners	41,0	<
Ganze Heizfläche mit dem Dampftrockner H	254,15	<
Anzahl der Heizrohre	367	
Weite der Heizrohre	52/47,5	mm
Rostfläche R	4,07	qm
Fester Achsstand	4800	mm
Ganzer Achsstand	7520	<
Leergewicht	70,7	t
Dienstgewicht G	76,4	<
Triebachsgewicht G ₁	62,2	<
Zugkraft Z = 2 · 0,45 · 15 · $\frac{39,5^2 \cdot 64}{135}$ = 10000		kg
Verhältnis H : R	62,5	

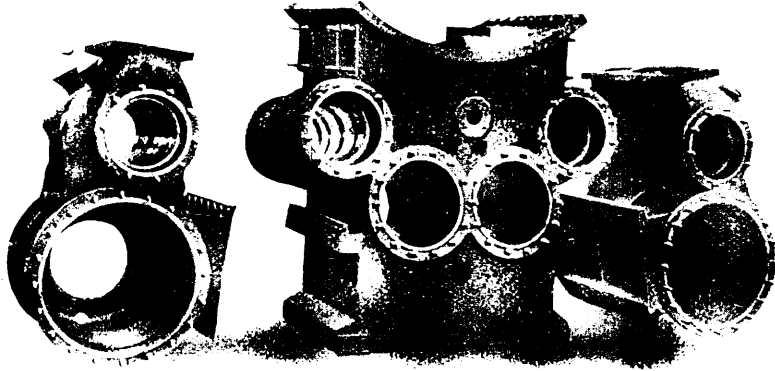
Verhältnis H : G ₁	4,1	qm/t
< Z : H	39,5	kg/qm
< Z : G ₁	161,0	kg/t
Widerstand W = 2,4 · 76,4 + 1,7 · 238		
+ 314,4 · $\left(\frac{40^2}{1500} + 26\right)$ bei 40 km/St =	9100	kg
Verhältnis G ₁ : W	6,86	
< W : G ₁	146	kg/t

Die vier neben einander unter der Rauchkammer liegenden Zylinder treiben die Mittelachse. Die Hochdruckzylinder sind innen angeordnet, um die Kurbelarme richtig bemessen zu können. Die außen liegenden Niederdruckzylinder sind mit den Hochdruckzylindern verschraubt. Die Verbinderräume der Hoch- und Niederdruckzylinder sind durch Bogenstücke verbunden (Textabb. 2). Die Hochdruckzylinder mit ihren Schiebergehäusen sind in einem Stück gegossen, sie bilden zugleich die vordere Rahmenquerverbindung und, oben als Sattel ausgebildet, den vordern Kesselträger.

Alle vier Zylinder haben Kolbenschieber, die in eingeprefsten Schieberbüchsen aus hartem, zähem Gufseisen laufen.

Die Hochdruckschieber haben einfache innere Ein- und äußere Ausströmung (Abb. 9 und 10. Taf. XX).

Abb. 2.

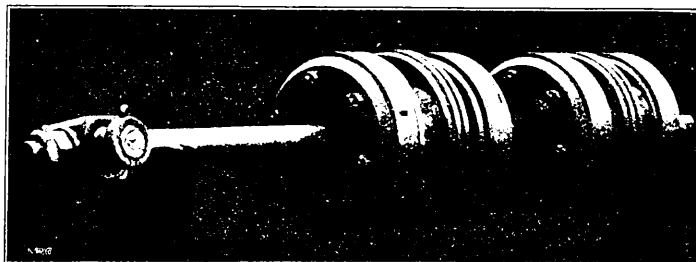


Die Niederdruckschieber (Textabb. 3 und 4) haben dagegen doppelte Dampf-Ein- und Ausströmung (Abb. 7 und 8, Taf. XX). Die Vorteile dieser Bauart liegen in der Herabminderung der

Abb. 3. Niederdruckschieber.



Abb. 4. Niederdruckschieber.

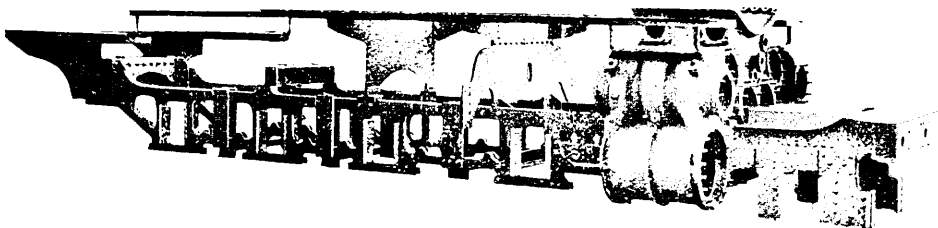


Beschleunigungsdrücke, und der zur Schieberbewegung aufzuwendenden Arbeit, sowie in der Vermeidung von Druckverlusten. Die Abdichtung der Schieber erfolgt durch Federringe aus Gußeisen, deren Bauart aus Abb. 7 bis 10, Taf. XX hervorgeht.

Je ein Hoch- und Niederdruck-Kolbenschieber wird durch eine gemeinsame äußere Steuerung der Bauart Heusinger bewegt.

Zum Anfahren aus den Totpunktlagen ist mit der Steue-

Abb. 5.



rung ein Hilfsdampfahn verbunden, der sich bei etwa 70% Zylinderfüllung selbsttätig öffnet und aus der Hochdruckdampfammer Frischdampf nach den Niederdruckschiebern überströmen läßt: um jedoch in jeder Stellung sicher anfahren zu können, sind auf jedem Niederdruckzylinder Füllventile angebracht, die die Füllung dieser Zylinder bei ausgelegter Steuerung entsprechend vergrößern.

Als Triebachse wurde die Mittelachse gewählt; durch Abrücken von der vordern Kuppelachse konnten durchaus befriedigende Verhältnisse für Steuerung und Kurbelstangenlängen des Verhältnisses 6,4 erzielt werden.

Die Hochdruckzylinder sind stark geneigt, damit die Kurbelstangen in ihrer tiefsten Lage noch über der vordern Kuppelachse bleiben, die Niederdruckzylinder mußten der Umgrenzungslinie wegen ebenfalls etwas geneigt werden.

Der Rahmen ist nach amerikanischer Bauart aus Packeteisen geschmiedet und geschweißt und besteht aus zwei Teilen (Textabb. 5).

Der vordere Teil nimmt die Laufachslager auf und dient zur Befestigung der Zylinder, im hintern Teile sind die vier Kuppelachsen gelagert. Unmittelbar vor der vordern Kuppelachse ist der vordere Rahmenteil in den hintern eingeschoben und verschraubt. Die Vorderenden des Rahmens sind durch eine geprefste Kopfschwelle, die Hinterenden durch den Kuppelkasten verbunden. Als weitere Querversteifung dienen der Feuerbüchsträger, der als Kesselträger ausgebildete Kreuzkopf-Führungsträger, der über der Triebachse liegende Kesselträger und vorn das Hochdruckzylinder-Gußstück.

Die Lokomotive hängt so in vier Punkten, daß die Lastverteilung auf die Räder zwei Gruppen bildet: die eine umfaßt die beiden, durch Längshebel verbundenen hinteren Achsen, die andere die drei vorderen Achsen, von denen die beiden gekuppelten durch Längshebel, außerdem aber auch die vordere Kuppelachse und Laufachse durch Winkelhebel verbunden sind.

Die Federn der vier gekuppelten Achsen liegen unter den Lagerkasten, die der Laufachse darüber.

Der Kessel mit seiner stark geneigten Hinterwand liegt mit dem Rundkesselmittel 2870 mm über Schienenoberkante. Die Feuerbüchse liegt über den Rädern und ist bis über diese hinaus verbreitert.

Im vordern Teile des Rundkessels ist durch Einbau einer zweiten Rohrwand ein Raum geschaffen, der den Dampftrockner bildet. Die Heizrohre sind in beide Rohrände fest eingewalzt und gehen durch die drei eingebauten Zwischenwände lose durch. Der durch zwei Sammelrohre nach der vordersten Kammer geleitete Dampf strömt durch die erweiterten Heizrohrlöcher der Scheidewände, die vier Kammern durchziehend, nach dem auf dem vordersten Kesselschusse angebrachten Dome mit Regler.

Die 367 Heizrohre von 47,5/52 mm Durchmesser sind zwischen den Rohrwänden 3674 mm, im ganzen 4450 mm lang.

Der Kessel ist an der Rauchkammer mit dem Zylindersattel fest verschraubt, mit dem Feuerbüchsenrahmen jedoch verschiebbar auf dem Rahmen gelagert. Die Verbindung des Kessels mit dem Rahmen erlaubt das Heben der Lokomotive mit offenen Achsgabeln ohne Gefahr für den Rahmen.

Zur Ausrüstung der Lokomotive gehören:

Zwei saugende Friedmann-Strahlpumpen Nr. 9, ein Hand- und Luft-Sandstreuer, zwei Schmierpumpen der Bauart Friedmann zur Schmierung der Zylinder, Schieber- und Stopfbüchsen, zwei Pop-Sicherheitsventile auf einem Mannlochdeckel oben auf dem Kessel, ein Geschwindigkeitsmesser von Klose.

Die selbsttätige Westinghouse-Bremse wirkt auf alle Triebräder mit je einem Bremsklotz.

Der zugehörige dreiachsige Tender hat U-förmigen Wasserkasten. Seine Hauptabmessungen sind:

Wasservorrat	17 cbm
Kohlevorrat	5 t
Raddurchmesser	1060 mm
Fester Achsstand	3500 "

Größte Länge	6250 mm
Größte Breite	3108 "
Leergewicht	16 t
Dienstgewicht	38 "

Der Achsstand von Lokomotive und Tender beträgt 13715 mm. Die Probefahrten haben gezeigt, daß die Leistung die gestellten Bedingungen übertrifft*).

II.

2 C. IV. T. F. S. - Lokomotive.

2 C-Vierzylinder-Heißdampf-Verbund-Schnellzug-Lokomotive (A 3/5) der Gotthardbahn.

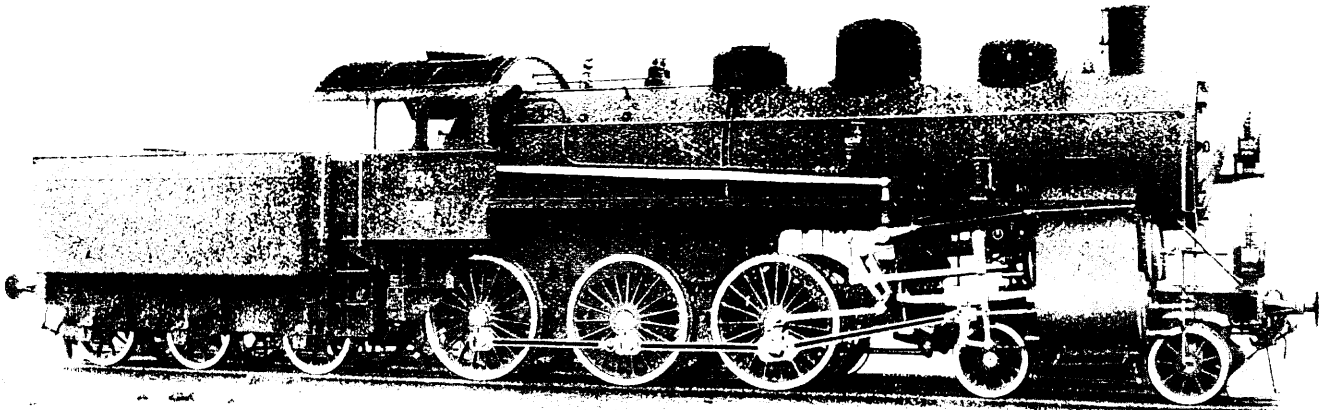
Hierzu Zeichnungen Abb. 1 und 2 auf Tafel XIX und Abb. 1 bis 6 auf Tafel XX.

Im Jahre 1907 beschloß die Gotthardbahn eine neue Schnellzuglokomotive in Dienst zu stellen, um die von der älteren 2 C-De Glehn-Lokomotive geforderte Leistung leichter zu bewältigen.

Die neuen Lokomotiven sollten auf anhaltender Steigung von 26 ‰, 140 t Wagengewicht mit 40 km/St als Dauerleistung befördern und auf der Talstrecke eine Höchstgeschwindigkeit von 90 km/St gestatten.

Diese im Februar 1908 in Dienst gestellten Vierzylinder-

Abb. 6.



Verbund-Heißdampflokomotiven sind in Textabb. 6, in Abb. 1 und 2, Taf. XIX und in Abb. 1 bis 6, Taf. XX dargestellt.

Die Hauptverhältnisse sind:

Kesselüberdruck p	15 at
Hochdruckzylinder, Durchmesser d	395 mm
Niederdruckzylinder, Durchmesser d ₁	635 "
Kolbenhub h	640 "
Triebraddurchmesser D	1610 "
Laufbraddurchmesser	870 "
Heizfläche der Feuerbüchse, feuerberührt	15,4 qm
Heizfläche der Heizrohre, feuerberührt	173,2 "
Heizfläche des Dampftrockners "	47,4 "
Ganze Heizfläche mit Dampftrockner H	236,0 "
Anzahl der Heizrohre	316
Durchmesser der Heizrohre	46/50 mm
Rostfläche R	3,34 qm
Fester Achsstand	3900 mm
Ganzer Achsstand	8635 "

Leergewicht	73 t
Dienstgewicht G	79 "
Adhäsionsgewicht G ₁	49,5 "
Zugkraft $Z = 2 \cdot 0,45 \cdot 15 \cdot \frac{39,5^2 \cdot 64}{161} =$	8370 kg
Verhältnis H : R	70,8 qm/t
" H : G ₁	4,77 "
" Z : H	35,4 kg/qm
Verhältnis Z : G ₁	169 kg/t
Widerstand $W_1 = 2,4 \cdot 79 + 1,7 \cdot 117 +$	
$257 \cdot \left(\frac{40^2}{1500} + 26 \right)$	7350 kg
Verhältnis G ₁ : W	6,75 kg/t
" W : G ₁	148 "

Die Zylinderanordnung ist die der 1 D-Vorspannlokomotive. Die Kolben der vier Zylinder wirken gemeinsam auf die dritte Achse.

*) Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1908, S. 1923.

Hoch- und Niederdruckzylinder einer Seite sind zusammengegossen, beide Gruppen sind in der Mitte verschraubt, so daß die Steuerung beider Zylinder durch einen gemeinsamen Kolbenschieber erfolgen kann, der aus drei Teilen auf gemeinsamer Stange besteht, nämlich aus (Textabb. 7):

Abb. 7.



- a) dem mittlern Schieber mit innerer Einströmung für Hochdruck, dessen Durchmesser entsprechend dem Inhalte des Hochdruckzylinders klein gewählt ist. Die Berührungsfächen der Schieberwandungen mit dem Heißdampfe sind tunlich klein gehalten (Textabb. 7 und 8,

Abb. 8. Gemeinsamer Schieber.

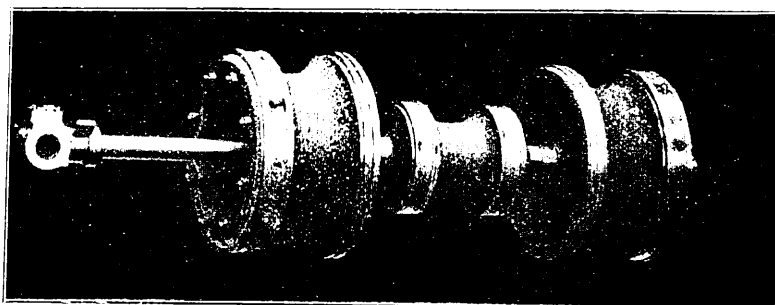


Abb. 6, Taf. XX), so daß die Formänderungen durch die hohen Wärmestufen des überhitzten Dampfes gering sind: außerdem ist das Hochdruckschiebergehäuse derart mit den Zylinderwandungen verbunden, daß es sich möglichst frei dehnen kann.

- b) den beiden äußeren Schiebern mit äußerer Einströmung, deren Durchmesser dem größern Inhalte der Niederdruckzylinder entsprechend vergrößert sind. Die Schiebergehäuse mit den eingezogenen Büchsen sind unabhängig von dem Hochdruckschiebergehäuse gelagert, so daß die hier in Betracht kommenden niedrigen Wärmestufen ohne Einfluß auf das Hochdruckschiebergehäuse mit seiner Heißdampfwärme bleiben.

Ein- und Ausströmung sind bei Hoch- und Niederdruckzylindern nur einfach.

Die Abdichtung der beiden Niederdruckschieber erfolgt

auf der Innenseite durch je zwei gußeiserne Federringe, auf der Außenseite durch einen U-förmigen Tragrings und zwei gußeiserne Federringe in derselben Weise, wie beim Hochdruckschieber (Abb. 7 und 8, Taf. XX).

In Bezug auf Dampfverteilung arbeitet dieser gemeinsame wie zwei von einer gemeinsamen Welle angetriebene Schieber.

Zur Erleichterung des Anfahrens erhalten die Niederdruckzylinder auf jedem Einströmkanale Füllventile, die von der Steuerwelle aus selbsttätig bei 70 % die Füllung der Niederdruckzylinder bis auf 96 % vergrößernd, geöffnet werden.

Mit demselben Gestänge wird das in der Mitte des Schiebergehäuses befindliche Hilfsdampfventil geöffnet, so daß Frischdampf aus der Einströmung in den Verbinder strömt.

Das Luftaugventil sitzt auf dem Einströmkreuzrohre. Wie bei den 1 D-Lokomotiven sind alle Kreuzköpfe einschuhig aus Stahlguß mit Bronzeschuhen und Weißmetallfutter ausgeführt.

Die Kuppel- und Trieb-Stangenköpfe haben nachstellbare Lagerschalen. Der Rahmen ist aus Packeisen geschmiedet. Die Federung geschieht bei den gekuppelten Achsen durch unten liegende Blattfedern, beim Drehgestell durch oben liegende.

Zwischen den zwei hinteren Kuppelachsen sind Ausgleichhebel angeordnet. Der Rahmen stützt sich mit in Gleitplatten gelagerten Kugelzapfen auf das Drehgestell. Das Gestell ist um einen Mittelzapfen drehbar, hat Seitenverschiebbarkeit und Feder-Rückstellvorrichtung.

Die Feuerbüchse hat stark geneigte Feuerbüchshinterwand, ist schmal gebaut und ruht mit ihrem Rahmen gleitend auf dem Lokomotivrahmen. In den Vorderteil des Rundkessels ist der Dampftrockner eingebaut, über dessen Mitte ein kleiner Dampfdom für überhitzten Dampf sitzt, während auf dem Mittelschusse

der Nafsdampfdom ruht, aus dem der Dampf gut entwässert durch ein Rohr in die vorderste Kammer des Dampftrockners strömt. Von dort wird er ebenso, wie bei der 1 D-Lokomotive nach dem Regler geführt.

Der Regler ist ein Doppelsitzventil, verbunden mit einem Hilfsventil, das sich zuerst öffnet, wodurch ruhiges Anfahren erzielt wird.

Die 316 Heizrohre von 46/50 Durchmesser haben zwischen den Rohrwänden des Nafsdampfkessels eine Länge von 3800 mm und durchziehen mit aufgeweitetem Durchmesser die vier Überhitzerkammern; ihre ganze Länge beträgt 4800 mm.

Lokomotive und Tender sind mit der selbsttätigen Westinghouse-Bremse ausgerüstet, die bei der Lokomotive auf alle Räder einseitig, beim Tender auf alle Räder zweiseitig wirkt; die Bremsung des Tenders kann außerdem durch Handbremse erfolgen. Der Tender ist der der 1 D-Vorspannlokomotive mit 5 t Kohlen- und 17 cbm Wasser-Fassungsraum.

Entgleisungsursachen und die Deutung der Aufschreibungen des Gleismessers von Dormüller.

Von H. Dormüller in Aachen.

Mehrfache Anfragen aus den Kreisen der Bahnerhaltung haben die Herausgabe einer Anweisung zur Deutung der Aufschreibungen des Gleismessers von Dormüller erwünscht erscheinen lassen, deren wesentlichen Inhalt wir hier mitteilen.

Die ehemalige Eisenbahn-Direktion Köln linksrheinisch, hat schon in früheren Jahren anlässlich einiger Entgleisungen auf offener Strecke betont, daß die oberflächliche Prüfung der Aufschreibungen nur auf Spurweite und Überhöhung nicht genügt. Durch wiederholte Entgleisungen in freier Bahn, besonders in Bogenenden war durch nachträgliche genaue Untersuchung der einige Zeit vorher bei Prüfungsfahrten aufgenommenen Schaulinien die Ursache der Entgleisung in der nicht vorschriftsmäßigen Anordnung von Überhöhungsrampen gefunden, die durch den Gleismesser zuverlässig und auffallend zur Darstellung kommen.

Die Neigung dieser Rampen im Ein- und Auslaufe von Krümmungen ist für die Betriebsicherheit, von großer Wichtigkeit, denn in ihnen bildet die Fahrfläche eines Gleises eine windschiefe Fläche, so daß die Räder des darauf rollenden Fahrzeuges wegen Steifigkeit des Untergestelles und des Wagenkastens keinen gleichmäßigen Druck auf die Schienen ausüben können, vielmehr bei einem zweiachsigen Fahrzeuge nur drei Räder mit voller und vermehrter Belastung auf den Schienen rollen, das vierte Rad aber entlastet wird. Die Entlastung wird um so stärker, je steiler die Rampe und je größer der Achsstand des Fahrzeuges ist. Denkt man sich die Wagenfedern nicht vorhanden, so würde das vierte Rad beispielsweise bei 6 m Achsstand und 5‰ Rampenneigung 30 mm über den Schienen schweben, also seine Führung durch den Spurkranz vollständig verlieren.

Die Anordnung der Federn und Achslager verhindert nun zwar unter gewissen Umständen dieses freie Schweben, sie kann aber besonders bei ungünstiger Lastverteilung nicht die möglicherweise vollständige Entlastung des Rades hindern.

Beim Hinauffahren der Überhöhungsrampe ist die Gefahr der Entgleisung deshalb geringer, weil die beiden führenden Räder, das äußere Vorderrad und das innere Hinterrad, stets belastet sind, beim Hinunterfahren der Rampe ist aber entweder das äußere Vorderrad oder das innere Hinterrad entlastet, neigt also zum Entgleisen. Innerhalb des Bogens kann fehlerhafte Lage ähnlich wirken. Jede Senke, selbst in einem geraden Gleise mit größerer Querneigung ist betriebsgefährlich, ihre Erkennung also besonders wichtig.

Auch wenn Überhöhungsrampen bis an den Stofs vor Weichen reichen, liegen ähnliche Gefahren vor, weil die Weichenzungen an den Spitzen niedrig sind, also die Gefahr der Entgleisung durch Erleichterung des Aufkletterns bei Entlastung des führenden Vorderrades noch größer wird, als im freien Gleise. Vor einem Weichenstofs, vor dem eine Über-

höhungsrampe endigt, soll daher mindestens ein 6 m langes Gleisstück ohne Querneigung liegen, ebenso 10 m Gerade zwischen den Rampenenden von Gegenkrümmungen.

Auch die Anordnung der Überhöhungsrampen halb in der Geraden und halb im Bogen ist von besonderer Bedeutung.

Alle diese für die Gestaltung der Gleise wichtigen Maßnahmen sind bei Prüfung der Schaulinie des Gleismessers zu beachten; ihre Mängel kommen wegen des verzerrten Maßstabes augenfällig zur Erscheinung und lassen sich leicht auffinden, wenn man außer der Längenbezeichnung, Bogenanfänge, Bogenenden, Weichenstöße und alle für die Bahngestaltung wichtigen Punkte in dem Schaubilde festlegt.

Mit Recht hat Oberbaurat Sigle schon vor längeren Jahren*) auf die Nützlichkeit des Gleismessers aufmerksam gemacht. Die Strecke sollte vor und nach den Erhaltungsarbeiten mit dem Gleismesser aufgenommen werden, um den Erfolg einwandfrei festzulegen. Die Abnahme neuer Gleise wird durch den Gleismesser sehr erleichtert.

Die Feststellung von Mängeln der Gleislage mittels des Gleismessers wird durch die Beispiele Textabb. 1 bis 9 erläutert.

Abb. 1. Große Spurfelder im geraden Gleise.**)

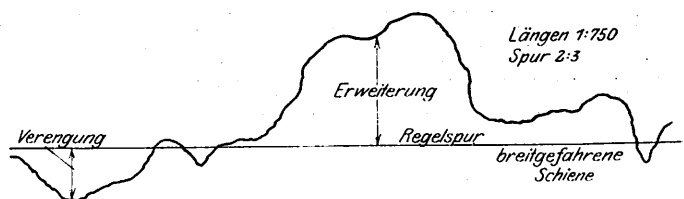


Abb. 2. Krumme, nach außen gebogene Schienen.



Textabb. 2 zeigt die Schaulinie eines ältern geraden Holzschwellengleises, in dem die Befestigungsschrauben nach außen stark ausgeleiert sind. Die spitzen Höcker zeigen die Schienen-

*) Archiv für Eisenbahnwesen 1894, S. 667. Hier heißt es: Bei dieser Gelegenheit möge noch auf den Gleismesser von Dormüller hingewiesen werden. Dies Instrument, das für die Beurteilung der Gleislage vorzügliche Dienste leistet und bei wiederholter Benutzung auf derselben Strecke ein zutreffendes Bild von der Art und Weise der Gleisunterhaltung gibt, ist noch viel zu wenig im Gebrauch.

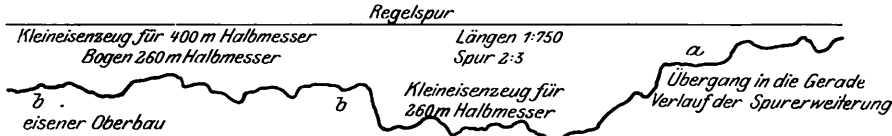
***) In Wirklichkeit ist der Längenmaßstab bei der neueren Ausführung durchschnittlich 1:550, früher 1:500, für die Spurweite wirkliche Größe und für die Überhöhung 1:3.

stöße an, die Spurerweiterungen haben bedeutende Größen erreicht und rufen unruhigen Gang der Fahrzeuge hervor. Ähnlich sieht die Schaulinie im alten eisernen Oberbau nach Ausleierung der Schwellenlochung und Hakenplattenkrümpe aus.

Abb. 3. Spurfehler in Folge fehlerhafter Schwellenlochung.

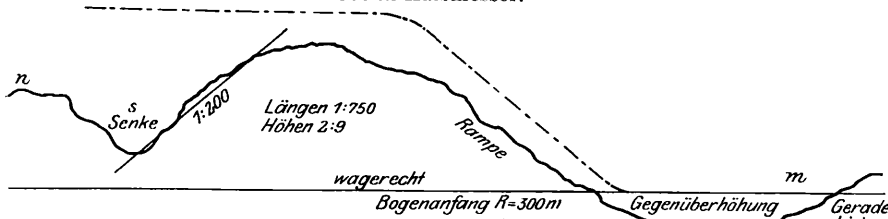


Abb. 4. Spurschaulinie.



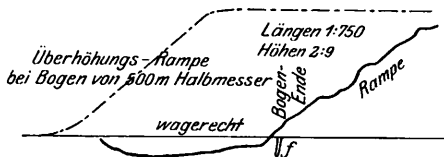
Textabb. 4 zeigt bei a den Verlauf der Spurerweiterung im Übergange aus der Geraden in einen Bogen von 260 m Halbmesser, bei b die falsche Anwendung von Kleisenzeug für einen Bogen von 400 m in einen solchen von 260 m Halbmesser.

Abb. 5. Schaulinie der Höhenlage im Beginne eines Rechtsbogens von 300 m Halbmesser.



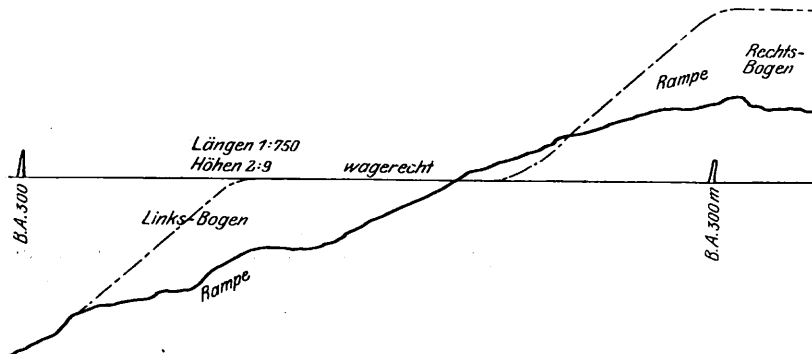
Die Höhenlage in der vorausgehenden Geraden bei m ist sehr mangelhaft, bald die linke, bald die rechte Schiene erhöht. Obgleich die Überhöhungsrampe ziemlich gute Lage nachweist, ist doch gleich anschließend bei n die vorgeschriebene Überhöhung viel zu gering, auch ist eine scharfe Senke s mit der Neigung 1 : 200 erkennbar, die bedenklich sein kann. Die — . — . — Linie gibt die richtige Lage an.

Abb. 6. Höhenschaulinie.



Die Überhöhungsrampe beginnt nicht an der richtigen Stelle vor dem Bogenanfang. Der Fuß f ist fast an den Bogen gelegt, während er 20 m. 10 m vor Beginn des Übergangsbogens vorgeschoben liegen soll. Die — . — . — Linie gibt die richtige Lage an.

Abb. 7. Höhenschaulinie.



Das Bild zeigt zwei Gegenbogen von 300 m Halbmesser mit aneinander stossenden, zu flach geneigten Überhöhungsrampen. Der rechtsseitige Bogen hat auch nicht die vorgeschriebene Überhöhung. Die Zwischengerade von 10 m ist nicht erkennbar. Die — . — . — Linie gibt die richtige Lage an.

Die mit x, x^I, x^{II}, x^{III} bezeichneten Stellen sind Schienen-

Abb. 8. Höhenschaulinie.

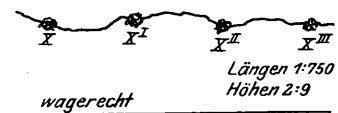
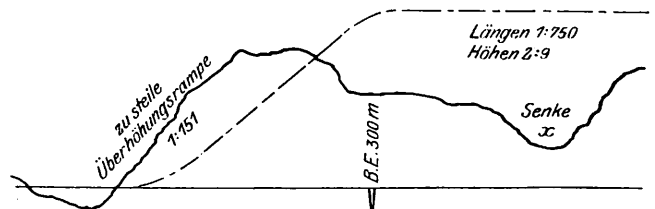


Abb. 9. Höhenschaulinie.



stöße mit zu großem Spielraume, auf denen im Gleismesser ein kleiner Schlag entsteht, der verwischte Schrift liefert. Stark gewandertes Gleis.

Textabb. 9 zeigt mangelhafte Lage einer Überhöhungsrampe und anschließend den Verlauf der Überhöhung. Die Rampe hat eine Neigung von 1 : 151 statt 1 : 200. Das Maß

der Überhöhung ist im Anschlusse an die Rampe viel zu klein und sehr verschieden; auch der Beginn der Rampe nicht vorchriftsmäßig. Die — . — . — Linie zeigt die richtige Lage. Gefährliche Senke bei x.

Bestimmungsgemäß sollen die Überhöhungsrampen eine kleinste Neigung von 1 : 200 erhalten*), man gibt ihnen aber häufig eine solche von 1 : 300 und selbst von 1 : 500. Hält man mit Rücksicht auf eine mangelhafte Unterstopfung, die die Rampen unter der Last noch steiler gestalten kann, die Neigung 1 : 250 fest, so müßte der Gleismesser bei 60 mm Überhöhung $\frac{1}{3} \times 60 = 20$ mm Überhöhung zeigen, die Rampe würde $250 \times 60 = 15$ m lang sein. Da der Längenmaßstab der Schaulinie etwa 1 : 500 ist**), so ist die Rampe im Bilde 30 m lang. Bei 20 mm Höhe und 30 mm Länge entsteht das Neigungsverhältnis 2 : 3, stärkere Neigung des Schaubildes zeigt also Betriebsgefahren an.

Ebenso zeigen sich Senkungen auf der Strecke durch starke Neigungen im Schaubilde an. Auch lose liegende Schwellen rufen Schwankungen der Fahrzeuge hervor; sie werden zwar vom Gleismesser nicht unmittelbar angezeigt, da sie aber bald zu schlechter Lage auch der Schienen führen, so werden auch diese Fehler bald mit dem Gleismesser gefunden. Übrigens bieten Probefahrten mit der Lokomotive ein wichtiges Ergänzungsmittel der Aufnahme mit dem Gleismesser für solche nur unter schweren Lasten erkennbare Fehler.

*) Nach den neuen Oberbauvorschriften der preussisch-hessischen Bahnen sogar 1 : 300; die regelrechte Gestaltung der Überhöhungsrampen soll 1 : 600 geneigt sein.

**) Bei den neuen Ausführungen sogar 1 : 550 durchschnittlich.

Zum Schlusse mag noch erwähnt werden, daß sich eine vollkommene Gleislage nicht schaffen läßt, immerhin werden in den Gleisbildern auch bei der sorgfältigsten Unterhaltung kleinere Unregelmäßigkeiten zur Darstellung kommen, da heißt es, abwägen. Der die Schaulinien prüfende Beamte darf daher

auch nicht allzu scharf verfahren: bei den größeren Mängeln hat er aber die Pflicht, mit größter Sorgfalt zu prüfen. Und auf diese Pflicht hinzuweisen, ihr eingehende Geltung zu verschaffen, ist der Zweck dieser Ausführungen.

Die selbsttätige Scharfenberg-Kuppelung.

Von Sausse, Regierungsbaumeister in Kiel.

Zu dem unter obiger Überschrift veröffentlichten Aufsatze*) teilen wir noch mit, daß die Kuppelung der Wagenbauanstalt L. Steinfurt, G. m. b. H., in Königsberg i. Pr.

*) Organ 1911. S. 60.

in allen gewerbtreibenden Staaten Europas durch Patente*) geschützt ist. —d.

*) D. R. P. 188845.

Ein Beitrag zur Lehre von den Gegengewichten der Lokomotive.

Von J. Jahn, Professor an der Technischen Hochschule zu Danzig.

I. Die Stellung der Aufgabe.

Über das Wesen des Massenausgleiches bei Lokomotiven herrschen noch heute gewisse Unklarheiten, die zu beheben, Zweck der folgenden Zeilen ist. Der Grund dieser Unklarheit ist, kurz gesagt, der, daß man wieder und wieder in den Fehler verfällt, die Lokomotive als schwebende Massengruppe anzusehen. In Wahrheit ist sie aber nicht nur in lotrechter, sondern auch in wagerechter Richtung gegen die Schienen abgestützt, auch in wagerechter durch die Zugkraft am Trieb- radumfang als wagerechten Stützdruck. Einige neuere Arbeiten, die die störenden Bewegungen der Lokomotiven behandeln, nehmen auf diese Abstützung beim Ansatz ihrer Gleichungen Rücksicht, nämlich die Arbeiten von Strahl »Ist das Zucken der Lokomotiven eine störende Bewegung?«*) und von Lihotzky »Kritische Betrachtungen über das Zucken der Lokomotiven und die zur Berechnung des Zuckweges dienenden Formeln«**). Der Massenausgleich durch Gegengewichte wird jedoch in diesen Arbeiten nicht erörtert.

Das Verfahren, das ich zur Behandlung dieses Gegenstandes anwenden möchte, muß von den Massenwirkungen des Gestänges ausgehen. Dabei wird es sich nicht vermeiden lassen, daß neben dem Neuen auch einiges Alte, wenn auch in neuem Gewande erscheint. Besonders werden dem Leser diese und jene Berührungspunkte, gelegentlich auch etwas abweichende Auffassungen gegenüber den oben genannten Arbeiten nicht entgehen.

Zunächst werde das allgemein übliche Verfahren bei Entwicklung der Gleichungen zur Berechnung der Gegengewichte mit einigen Worten gekennzeichnet:

»Man denkt sich die ganze Gestängemasse am Triebzapfen vereinigt. Diese Gestängemasse und ebenso die Masse je eines Gegengewichtes im Rade derselben und der andern Seite kann als Sitz einer Massenkraft angesehen werden. Diese Kräfte rufen in einer wagerechten, durch die Längsachse der Radwelle gelegten Ebene Momente hervor. Wählt man die Gegengewichte

»so, daß diese Momente verschwinden, so ist Ausgleich erreicht.

In dieser Betrachtungsweise liegt die Annahme versteckt, daß die Lokomotive schwebe, denn in dem Kräfteansatze fehlen die im Berührungspunkte des Rades mit der Schiene auftretenden Kräfte. Solche Kräfte sind aber vorhanden, denn nach Textabb. 1 muß sich eine am Triebzapfen wirkende Kraft P' , gleichgültig, ob sie von dem Dampfdrucke oder von Massenwirkungen herrührt, auf den Berührungspunkt zwischen Rad und Schiene und das Wellenlager verteilen. Das Rad ist ja nichts anderes, als ein in diesen Punkten gestützter und am Triebzapfen belasteter Träger. Nur der Triebzapfendruck erfährt eine solche Verteilung auf Aufstandpunkt und Wellenlager. Die Fliehkraft des Gegengewichtes hingegen kann niemals eine Radumfangskraft hervorrufen, denn sie wirkt in Richtung des Radhalbmessers, geht also durch den einen Stützpunkt im Lager (Textabb. 3 und 4), so daß der zugehörige Auflagerdruck im Aufstandpunkte unveränderlich gleich Null sein muß.

Bevor die Wirkung der Gegengewichte untersucht werden kann, müssen die Kraftwirkungen betrachtet werden, die durch die Gestängemassen hervorgerufen werden. Da der Einfluß der Abstützung am Trieb- radumfang im Mittelpunkte der Untersuchung stehen soll, so soll zur deutlichen Kennzeichnung dieses Einflusses das Verhalten der Lokomotive für zwei Fälle geprüft werden, nämlich

1. für den Fall der schwebenden, also nicht am Radumfang abgestützten,
2. für den Fall der auf Schienen laufenden Lokomotive.

Zunächst soll von dem Vorhandensein zweier oder mehrerer Triebwerke abgesehen und ferner ein für alle Male angenommen werden, daß Triebwerk, Rad und Lager in einer Ebene liegen.

Die Gleichungen sollen ganz allgemein aufgestellt, also soll auch die Wirkung des Dampfdruckes P mit berücksichtigt werden. Setzt man diesen nachträglich gleich Null, so erhält man die reine Wirkung der Gestängemassen auf die leer laufende Lokomotive.

Bekanntlich unterscheidet man umlaufende Gestängemassen

*) Glasers Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1907, II, Seite 27.

**) Die Lokomotive 1907, S. 149.

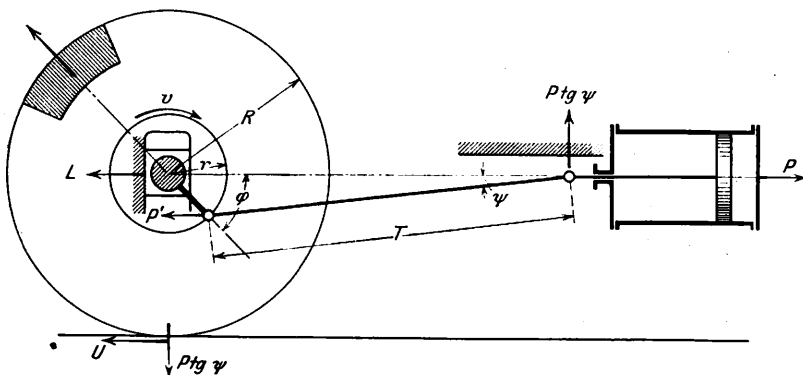
und hin- und hergehende. Zu den ersteren rechnet man außer Triebzapfen und Kurbelwarze 60% der Pleuelstangenmasse. Auf die Ungenauigkeit, die in der letzten Annahme liegt, soll hier nicht eingegangen werden. Die umlaufenden Massenanteile nun können vollständig ausgeglichen werden, denn sie und ihr ebenfalls umlaufendes Gegengewicht wecken in Richtung des Radhalbmessers also durch den Stützpunkt im Lager gehende Fliehkräfte, die nur gleich zu sein brauchen, um sich vollständig aufzuheben, und die niemals Kräfte im Berührungspunkte zwischen Rad und Schiene wecken können. Die Massenwirkung der umlaufenden Gestängeteile und ihres Gegengewichtes ist aus letzterm Grunde auch unabhängig davon, ob die Lokomotive schwebt oder auf Schienen läuft, sie ist für unsere Betrachtungen also ohne Bedeutung. Darum soll \mathfrak{M} in allen Ableitungen nur die hin- und hergehenden Massen bedeuten. Ein entsprechender Zeiger kann entbehrt werden, weil die umlaufenden Massen überhaupt nicht in den Ableitungen vorkommen.

Die Aufgabe läuft darauf hinaus, die Summe der am Rahmen der Lokomotive in Richtung der Lokomotivlängsachse wirkenden Kräfte zu ermitteln. Diese Summe soll K heißen.

Auf den Rahmen werden an zwei Stellen Kräfte übertragen:

- a) am Zylinder: Zylinderdeckeldruck P ,
- b) am Achslager: Achslagerdruck L (Textabb. 1).

Abb. 1.



Hofrat Rosche †.

Am 9. März ist in Wien Hermann Rosche aus dem Leben geschieden, dessen langjährige Tätigkeit im Eisenbahnfache ihn mit den meisten leitenden Persönlichkeiten im Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen in Berührung gebracht hat und dessen eigenartige Persönlichkeit alle fesselte, die ihn kennen lernten.

Rosche ist am 22. März 1852 in der mährischen Provinzstadt Znaim als Sohn eines angesehenen Bürgers geboren. Er vollendete schon 1871 seine Studien an der technischen Hochschule in Wien und trat 1871 in die Dienste der k. k. Generalinspektion der österreichischen Eisenbahnen, wo er bei Vorarbeiten verwendet wurde. Nach kaum einjährigem Staatsdienste nahm er eine Stelle bei der Kaiser Ferdinands-Nordbahn an, in deren Dienste er bis zum Vorstande des bautechnischen Konstruktionsbureaus vorrückte. Sein Lieblingsfach

Die Summe aller auf den Rahmen in Längsrichtung der Lokomotive wirkenden Kräfte K ist also

Gl. 1) $K = P - L$.

Eine dem Drucke gegen den Zylinderdeckel gleiche Kraft P wirkt auf den Kolben. Wegen der mit Beschleunigungen wechselnder Richtung vor sich gehenden Gestängebewegung gelangt P nicht unverändert an den Triebzapfen, sondern an diesem wirkt statt P eine Kraft, deren wagerechte Seitenkraft P' den Wert hat

Gl. 2) . . . $P' = P - \mathfrak{M} \frac{v^2}{r} \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{T} \cos 2 \varphi \right)$.

Das zweite Glied der Klammer berücksichtigt die endliche Länge der Pleuelstange und soll vorläufig unberücksichtigt bleiben, also ist mit

Gl. 3) $P' = P - \mathfrak{M} \frac{v^2}{r} \cos \varphi$

zu rechnen.

Dieser Kraft entspricht bei der schwebenden Lokomotive ein Gegendruck nur im Lager der Triebachse, bei der auf Schienen laufenden Lokomotive Gegendrucke im Lager der Triebachse und im Aufstandpunkte.

Der zeichnerischen und zahlenmäßigen Auswertung der weiterhin abzuleitenden Gleichungen soll eine Lokomotive für mächtig schnelle Fahrt mit folgenden Werten zu Grunde gelegt werden: Gewicht der hin- und hergehenden Massen 250 kg,

also $\mathfrak{M} = 25$, $v = 9$ m/sek.; $r = 0,6$ m; $\frac{R}{r} = 2$

(Textabb. 1), die zugehörige Fahrgeschwindigkeit ist

$3,6 \frac{R}{r} v \approx 65$ km/St.

Für K sollen folgende Zeiger benutzt werden: s = schwebende Lokomotive; S = auf Schienen laufende Lokomotive; m = Ausgleich der Massen \mathfrak{M} durch Gegengewicht vorhanden; p = endliche Pleuelstangenlänge berücksichtigt.

(Fortsetzung folgt.)

Nachruf.

war der Oberbau, dessen Wesen er theoretisch und praktisch gründlich beherrschen lernte. Er war damals ein hervorragender Mitarbeiter des Baudirektors, Regierungsrates Wilhelm Ast und beteiligte sich an dessen wichtigen Studien und Arbeiten für den Verein deutscher Eisenbahn-Verwaltungen und für den Vereinsausschuss für technische Angelegenheiten, sowie für den Internationalen Eisenbahnkongress. In jener Zeit schon knüpfte er freundschaftliche Beziehungen mit den Fachgenossen aller Vereinsverwaltungen an.

1897 eröffnete sich Rosche ein weit größeres Feld der Tätigkeit: die Aufsig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft berief ihn als Generalinspektor und Stellvertreter des Direktors in ihre Dienste, wo ihm die Durchführung des eben erst begonnenen Baues der Lokalbahn Teplitz-Reichenberg obliegen sollte; Rosche trat am 1. Juni 1897 in diese neue Stellung. Hier konnte sich seine aufsergewöhnliche Vielseitigkeit, sein eiserner

Fleiß, seine rasche Auffassung und seine unermüdliche Tatkraft aufs schönste entfalten. Schon wenige Monate nach seinem Eintritte rückte Rosche an die Stelle des inzwischen in den Ruhestand getretenen Direktors vor. Er führte den Bau der erwähnten 150 km langen Lokalbahn unter Überwindung erheblicher Geländeschwierigkeiten glücklich durch. In Anerkennung dieses Erfolges wurde er am 15. September 1900 zum Generaldirektor ernannt. Gleichzeitig richtete er den etwas veralteten Dienst der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn auf Grund eingehender Studien der besten fremden Einrichtungen ganz neu ein; insbesondere schuf er eine neuzeitliche Rechnungsnachprüfung.

Nach Durchführung dieser beiden Hauptaufgaben widmete er sich mit gleicher Liebe und Sorgfalt der Kleinarbeit in allen Dienstzweigen. Ganz besonders strebte er, die Wünsche der Bediensteten wohlwollend und gerecht zu prüfen, und, wenn irgend möglich, zu erfüllen. Die Verwaltung hatte denn auch nie Auflehnungen zu beklagen.

Trotzdem ihm als Bauingenieur das Maschinenwesen bisher mehr oder weniger fern gelegen hatte, gelang es ihm bald, auch in diesem Dienstzweige erfolgreich Neues zu schaffen und alle Verbesserungen und Neuerungen der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn dienstbar zu machen. Schon 1899 hatte er eine neue, den gegebenen Anlageverhältnissen günstigere Lokomotivbauart eingeführt. Im Jahre 1902 erschienen auf der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn die ersten Dreizylinder-Verbund-Lokomotiven Österreichs und 1906 stellte Rosche die damals größten Heißdampflokomotiven in Europa in Dienst.

Die besonderen Verhältnisse der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn, ihr für eine geringe Streckenlänge außergewöhnlich großer Verkehr, ihre eigenartige Stellung als Kohlenaufgabebahn veranlaßten Rosche, sich eingehend mit der Wagenwirtschaft zu beschäftigen, und sich an den Arbeiten des Vereins-Wagenausschusses, dem er selbst durch ein Jahrzehnt angehörte, aufs Eifrigste zu beteiligen. Er war hierbei in Vertretung der besonderen Verhältnisse der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn manchmal zu hartnäckigen Kämpfen gezwungen, die ihm eine schöne Frucht eintrugen: denn auch diejenigen, mit denen er in die schärfsten Meinungsverschiedenheiten geraten war, konnten nicht umhin, der Sachkenntnis und dem Pflichter der dieses Mannes die größte Achtung zu zollen und ihm persönlich wegen seiner herzwinnenden Liebeshwürdigkeit die aufrichtigste Zuneigung entgegenzubringen. Als Rosche aus dem Dienste geschieden war, nahm der Vereins-Wagenausschuss sein Abschiedschreiben mit dem Ausdrucke lebhaften Bedauerns über den Verlust eines so liebenswürdigen Mitgliedes und einer so tüchtigen Kraft und mit der Zusicherung steten ehrenden Gedankens zur Kenntnis.

Wie tatkräftig Rosche eingriff, wenn es sich um rasche

Entschliefungen handelte, beweist ein Vorgang, der sich im Jahre 1908 abspielte. Damals hatten die benachbarten Privatbahnen unter dem Drucke der Verstaatlichungsabsichten der österreichischen Regierung der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn das bis dahin bestehende Übereinkommen betreffend gemeinsame Kohlenwagenbeistellung gekündigt. Im Verlaufe weniger Wochen trug Rosche der neu geschaffenen Lage Rechnung, indem er 400 Kohlenwagen mietete und 1000 neue bestellte. Dadurch wurde der Kohlenwagenbestand der Gesellschaft mit einem Schlage um mehr als 26 % seiner Tragfähigkeit verstärkt.

Eine weitere wichtige Arbeit, an deren Durchführung Rosche eifrig arbeitete, war die durchgreifende Verstärkung und Verbesserung des Oberbaues der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn, wobei ihm seine tiefen Fachkenntnisse aufs Beste zu-statten kamen.



Daneben machte Rosche schon 1903 Versuche über die Verwertbarkeit der drahtlosen Telegraphie zur Verständigung zwischen Stationen und fahrenden Zügen, bei deren erfolgreichem Abschlusse er selbst das Telegramm abgab: »Wir wollen mit diesen Versuchen dem technischen Fortschritte dienen«. In demselben Jahre machte er auch Versuche zur Ermittlung des Luftwiderstandes fahrender Züge.

Rosche's Erfolge veranlaßten die Aufsig-Teplitzer Eisenbahn, ihn 1904 in den gesellschaftlichen Verwaltungsrat zu wählen, dem er, seit 1909 als Vizepräsident, bis zu seinem Tode als eines der eifrigsten Mitglieder angehörte.

Neben diesen Arbeiten befaßte sich Rosche auch mit allen Fragen volkswirtschaftlicher Art, die das von ihm geleitete Unternehmen zu beeinflussen geeignet waren. So war er ein schneidiger Kämpfer

für die Abgabefreiheit der Elbeschiffahrt und vertrat mit großem Eifer die seither in die Tat umgesetzten Pläne für die Kanalisierung der Elbe in Böhmen.

Eine besondere Freude für Rosche war es, daß ihm gelegentlich der Verstaatlichung der Kaiser Ferdinands-Nordbahn und ihres dadurch veranlaßten Ausscheidens aus dem Ausschusse für technische Angelegenheiten des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen durch die Wahl der Aufsig-Teplitzer Eisenbahn, die 1890 bis 1896 durchgeführte Mitarbeit in diesem Ausschusse 1907 wieder ermöglicht wurde. Leider wurde er bald nachher durch ein schweres Leiden in seiner Arbeitsfähigkeit derart beschränkt, daß seine weitere Beteiligung an den Sitzungen des Ausschusses nicht mehr möglich war.

Seine umfassenden Kenntnisse auf dem Gebiete des Oberbaues hat Rosche in dem Werke »Ausführung und Unterhaltung des Oberbaues« im Handbuche der Ingenieurwissenschaften niedergelegt. Die letzte große wissenschaftliche Arbeit, die er unternahm, war der Bericht über die »Verstärkung der Gleise mit Rücksicht auf höhere Zuggeschwindigkeiten«, den

er auf dem Internationalen Eisenbahnkongresse in Bern 1910 persönlich erstattete und der ob seiner Gediegenheit und Gründlichkeit allgemeinste Anerkennung fand. Damals mußten alle Freunde Rosche's schon mit tiefer Betrübniß erkennen, daß sein Leben nur mehr von kurzer Dauer sein werde. Trotzdem Rosche schon seit Jahren schwer leidend war, blieb er auch nach dem Übertritte in den Ruhestand bis zu seinem Tode schriftstellerisch tätig und widmete sich dem Wohle der Aufsichtsplitzer Eisenbahngesellschaft und den Arbeiten im Staatseisenbahnrate, in den ihn der Eisenbahnminister nach dem Rücktritte vom aktiven Dienste berufen hatte. In beiden Körperschaften fehlte er fast bei keiner Sitzung.

Die vielseitige erfolgreiche Tätigkeit Rosche's wurde auch von Allerhöchster Stelle wiederholt anerkannt: Der Kaiser

verlieh ihm 1900 den Regierungsratstitel, 1907 den Orden der Eisernen Krone III. Klasse, 1909 den Hofrathstitel.

Man würde der Persönlichkeit des Dahingegangenen nicht gerecht, wenn man nicht auch in Betracht zöge, daß dieser beruflich so vielseitig und überall erfolgreich tätige Mann ein durch und durch lebenswürdiges Wesen besaß und ein fein gebildeter Kenner unserer Dichter und ein warmer Freund der Musik war. Er selbst hob übrigens gern hervor, welcher großen Einfluß auf seine Geistesrichtung philosophische Studien, insbesondere das Studium Kant's, hervorgebracht hätten.

Nun ist dieser seltene Mann dahingegangen; sein Andenken aber wird bei allen lebendig bleiben, die das Glück hatten, mit ihm zusammenzutreffen.

v. Enderes.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

Weltausstellung zu Turin 1911.

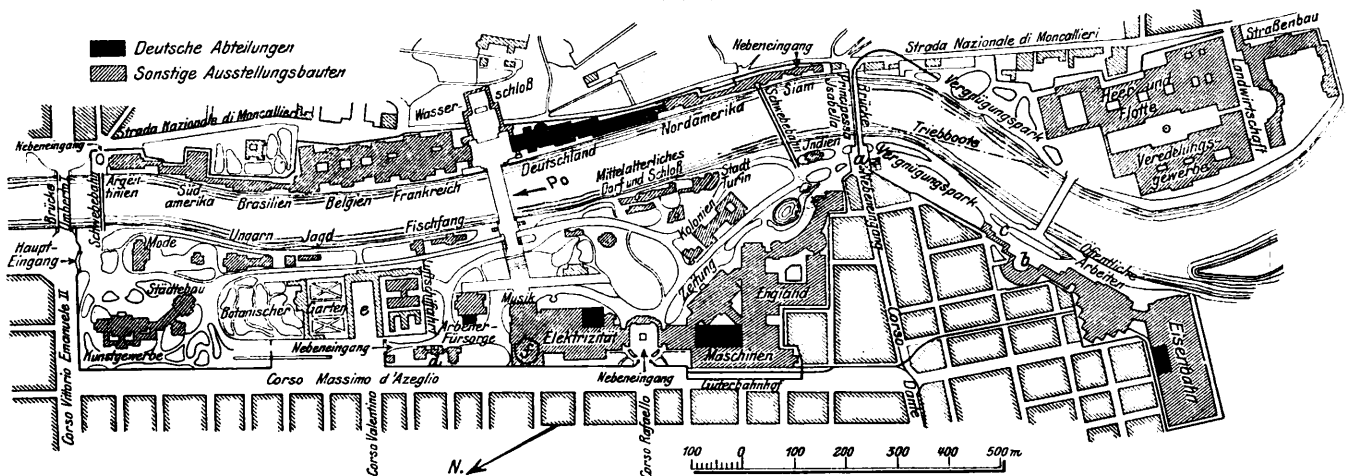
(Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1911, 7. Januar, Band 55, Nr. 1, S. 33; Génie Civil 1911, 25. Februar, Band LVIII, Nr. 17, S. 355; Zentralblatt der Bauverwaltung 1911, 11. März, Nr. 21, S. 132. Mit Abbildung.)

Zur Feier des fünfzigjährigen Bestehens des Königreiches Italien findet von April bis November 1911 eine allgemeine Weltausstellung zu Turin und Rom statt, in ersterer Stadt für Gewerbe, Handwerke und Wissenschaften, in letzterer für schöne Künste und Altertumskunde. Die Ausstellung zu Turin (Textabb. 1) erstreckt sich im Südosten und Süden der Stadt

auf mehr als 2,5 km längs des Po, auf dessen rechtem Ufer sich ziemlich unmittelbar die Colli Forinesi erheben.

Den Kern des Festgebietes bildet der Giardino Pubblico am linken Flufsufer. Das in französischen Formen um 1650 erbaute, gegenwärtig als Technische Hochschule dienende Schloß Valentin, der vom Stadtparke umschlossene Botanische Garten der Universität, eine für die Ausstellung 1884 erbaute piemontesische Burg nebst Marktflecken aus dem fünfzehnten Jahrhundert und ein 1908 angelegter großer Springbrunnen sind in die Ausstellung einbezogen. Die Fläche beträgt etwa 120 ha, einschließlichsich etwa 30 ha Bebauung. Der Haupteingang zur

Abb. 1.



a Tunneldurchgang Corso Dante. b Erfrischungshalle. c Abteilung der Provinz Turin. Straßenbau. d Verwaltungsgebäude. e Schloß Valentin. f Fest- und Konzert-Saal.

Ausstellung liegt am Corso Vittorio Emanuele II., nahe der Brücke Umberto I. Außerdem befinden sich auf dem linken Po-Ufer drei, auf dem rechten zwei Nebeneingänge. Die beiden Ufer waren auf die Länge des Ausstellungsgebietes nur durch die Brücke Prinzessa Isabella verbunden. Außer dieser sind aber zwei Straßentrassenbrücken und zwei Fußgängerbrücken vorgesehen. Die eine, nach dem 80 m über dem Flusse errichteten Wasser-schlosse führende Straßentrassenbrücke ist 25 m breit und hat drei Gänge unter der Haupt-Brückenbahn. Die beiden hölzernen Fußgängerbrücken tragen eine elektrische Schwebbahn inner-

halb der Ausstellung. Alle Gebäude sind der Örtlichkeit entsprechend im piemontesischen Stile des achtzehnten Jahrhunderts errichtet. Die Halle für Buchdruckerkunst und Zeitungswesen, die einzige aus Eisenbeton erbaute, soll nach Schluß der Ausstellung erhalten bleiben und zu Kunstausstellungen oder zu Festen verwendet werden. Die deutschen Aussteller sind den Gruppen entsprechend auf verschiedene Hallen verteilt. Das einzige Gebäude, das nur deutsche Aussteller enthält, ist das 10000 qm bedeckende Deutsche Haus rechts neben dem Wasser-schlosse.

B—s.

Maschinen und Wagen.

Triebwagen aus Stahl mit mittleren seitlichen Eingängen.

(Electric Railway Journal, Bd. 36, Nr. 24, S. 1142 und 1155. Mit Zeichnungen und Bildern.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 7 bis 9 auf Tafel XVIII.

Die Oklahoma-Gesellschaft hat für ihren ausgedehnten Stadt- und Vorort-Verkehr stählerne Triebwagen eingeführt, die 54 Sitze enthalten und gegenüber den hölzernen die Vorteile längerer Betriebsfähigkeit und leichtern Gewichtes haben, da sie nur 24000 kg, also für den Sitz nur 440 kg wiegen, was 2200 M Stromersparnis im Jahre ausmacht.

Nach Abb. 7, Taf. XVIII wird der Wagen durch einen mittlern Raum von 2,30 m Breite mit den Ein- und Ausgangstüren in ein meist vorn liegendes allgemeines Abteil und ein hinteres Raucherabteil geteilt. Die Reisenden betreten den Wagen durch eine 914 mm breite Tür, nachdem sie zwei 340 mm hohe Tritte hinauf gestiegen sind. Sie gehen sodann nach links oder rechts und entrichten dem Schaffner dabei sogleich das Fahrgeld. Die Fahrgäste verlassen den Wagen durch die beiden seitlich von der Eingangstür angeordneten 68,5 cm breiten Ausgangstüren. Durch Gitteranordnungen findet eine klare Trennung des Verkehrs statt. Für den Wagenführer sind an den Enden des Wagens besondere Türen vorgesehen. Die Türen der seitlichen Ein-

und Ausgänge sind mit Prefsluftschließern versehen, die zu den beiden Abteilen führenden sind Schiebetüren. Die Sitze sind aus Mahagoni mit Rücklehnen.

Die Einrichtungen dieser Wagen haben sich im Betriebe sehr gut bewährt.

Die Hauptabmessungen gehen aus Abb. 8 und 9, Taf. XVIII hervor. Jeder Wagen ist mit vier Triebmaschinen von je 40 PS ausgerüstet. Das Doppeldach hat 15 cm weiten Zwischenraum, der durch geeignet angebrachte Klappen und Lufthauben mit der Innen- und Außen-Luft in Verbindung steht, wodurch gute Lüftung erzielt wird.

Wagen mit mittleren seitlichen Türen, gleichfalls ganz aus Stahl, aber als Anhängewagen ausgebildet, hat die Pittsburger Eisenbahngesellschaft für ihre Linien bauen lassen. Die Sitzbänke erstrecken sich längs der Wagenwände und bieten 62 Fahrgästen Platz. Der Wagenkasten ruht auf Drehgestellen mit 6,85 m Schemelabstand. Der Fußboden liegt 500 mm über Schienenoberkante; der Wagen wiegt 10000 kg.

Bei 13,1 m Länge hat er 2,48 m Breite und 3,20 m Höhe. Auf einen Sitzplatz kommen nur 162 kg Eigengewicht. Schür.

Betrieb in technischer Beziehung.

Unfall bei Willesden Junction.

(Engineer 1910, 9. Dezember, Nr. 2867, S. 619. Mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnung Abb. 11 auf Tafel XX.

Am 5. Dezember 1910 ereignete sich auf Bahnhof Willesden Junction der »London und Nordwest«-Bahn ein Unfall, bei dem viele Menschen schwer, zum Teil tödlich verletzt wurden.

Der Unfall ereignete sich auf dem Vorortgleise nach London (Abb. 11, Taf. XX). Der 8,55 Uhr Vormittags von Watford in Willesden ankommende, 8,57 Uhr auf der Hauptlinie weiterfahrende, in Chalk Farm Junction nach Broad-street abzweigende Zug fuhr am Tage des Unfalles auf den am Bahnsteige 4 stehenden verspäteten, fahrplanmäßig 8,47 Uhr von Watford in Willesden ankommenden und 8,50 Uhr nach Euston weiterfahrenden Zug. Der hintere Bremswagen III. Klasse dieses Zuges wurde in den vorletzten Wagen III. Klasse hineingeschoben.

Die Signale standen für den zweiten Zug auf »Fahrt«.

Man muß daher annehmen, daß der Wärter des Stellwerkes 2 vorzeitig meldete, daß der Zug nach Euston abgefahren wäre, oder daß der Wärter des Stellwerkes 5 den Zug nach Broad-street einfahren ließ, ohne daß er vom Wärter des Stellwerkes 2 angenommen war. Die Zufuhrgleise zur Haltestelle Willesden von Norden sind etwas nach links gebogen, und innerhalb der Haltestelle sind die drei Gleise zwischen Bahnsteig 3 und 4 nach letztem hinübergeführt, der wegen der für Bahnsteig 3 erforderlichen Breite selbst einwärts gebogen ist. Diese Verhältnisse, die Strafsen- und die Fußgängerbrücke am Nordende der Haltestelle beeinträchtigen den Blick des Wärters des Stellwerkes 5 und den des Lokomotivführers eines auf dem Vorortgleise nach London ankommenden Zuges auf dieses Gleis in der Haltestelle. Wegen der neuen Euston-Watford-Bahn werden in Willesden umfangreiche Änderungen ausgeführt, wobei Stellwerk 5 verlegt und der Blick des Stellwerkswärters auf die Haltestelle verbessert wird. B—s.

Nachrichten über Änderungen im Bestande der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

Preussisch-hessische Staatsbahnen.

Ernannt: Der Regierungs- und Baurat Labes bisher bei der Königlichen Eisenbahn-Direktion in Berlin, zum Geheimen Baurat und vortragenden Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten.

Versetzt: Der Geheime Baurat Otto Krause bisher beim

Königlichen Eisenbahn-Zentralamte in Berlin, als Oberbaurat, auftragsweise, zur Königlichen Eisenbahn-Direktion Elberfeld. In den Ruhestand getreten: Der vortragende Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten, Wirklicher Geheimer Oberbaurat Dr. phil. Dr.-Ing. Zimmermann.

—d.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Übergangskuppelung für Eisenbahnfahrzeuge.

D. R. P. 231158. Friedr. Krupp Akt.-Ges. in Essen, Ruhr.

Hierzu Zeichnungen Abb. 12 bis 16 auf Taf. XX.

Diese Übergangskuppelung soll an Eisenbahnwagen angebracht werden, die mit einer selbsttätigen Mittelpufferkuppelung und einer nur von Hand zu bedienenden Zughaken-

kuppelung versehen sind. Der Kuppelkopf der selbsttätigen Kuppelung und der Zughaken der von Hand zu bedienenden Kuppelung sind so an die Kuppelungstange des Fahrzeuges angelenkt, daß der Kuppelkopf um eine wagerechte und der Zughaken um eine senkrechte Achse schwingen kann.

Die Kuppelungstange A (Abb. 12 und 13, Taf. XX) ist

in bekannter Weise durch die Kopfschwelle B hindurchgeführt; ihr vor dieser vorstehendes Ende läuft in eine Gabel mit den Armen A^1 und A^2 aus. Der Kuppelkopf C der selbsttätigen Mittelkuppelung besitzt einen Schaft C^1 (Abb. 14, Taf. XX), der an seinem vom Kuppelkopfe C entfernt liegenden Ende von den Gabelarmen A^1 und A^2 umfaßt wird und mittels eines wagerecht liegenden Bolzens D an die Kuppelstange A angelenkt ist. Zum Feststellen des Kuppelkopfes C in seiner Gebrauchslage (Abb. 12 bis 14, Taf. XX) dient ein mit einem Handgriffe e^1 versehener Umsteckbolzen E, der zu diesem Zwecke durch zwei an der Oberseite der Gabelarme angeordnete Augen a^3 und ein Auge c^2 am Schaft C^1 des Kuppelkopfes C hindurchgesteckt werden kann.

Der Zughaken F der sonst nicht dargestellten gewöhnlichen Zughakenkuppelung sitzt an einem Querstücke F^1 , das an seinem einen Ende mittels eines senkrecht angeordneten Bolzens G an der Aufsenseite des Gabelarmes A^1 an die Kuppelstange angelenkt und am andern Ende mit einem Lagerauge f^2 versehen ist.

Wenn sich der Kuppelkopf C in der Gebrauchslage befindet (Abb. 12 und 13, Taf. XX), kann der Zughaken F mit ihm leicht lösbar verbunden werden. Zu diesem Zwecke sind seitlich am Kuppelkopfe C zwei über einander liegende gleichachsige Augen c^3 (Abb. 12 und 15, Taf. XX) vorgesehen, von denen das Auge f^2 des Querstückes F^1 gabelförmig umfaßt wird, wenn der Zughaken F in seine zur Verbindung mit dem Kuppelkopfe C geeignete Lage eingeschwenkt ist. Zur Feststellung des Zughakens in dieser Lage dienen zwei an einem Bügel H gleichachsige angeordnete Bolzen H^1 und H^2 , die in den Augen c^3 verschiebbar gelagert sind. Die Länge der Bolzen H^1 und H^2 und der zugehörigen Augen c^3 ist so be-

stimmt, daß nur der obere Bolzen H^1 in das Auge f^2 des Zughakens F eintreten kann. Um die Feststellung des letztern in der Gebrauchslage (Abb. 15 und 16, Taf. XX) zu ermöglichen, sind an der Aufsenseite des Gabelarmes A^2 zwei über einander liegende gleichachsige Augen a^4 (Abb. 13, Taf. XX) vorgesehen, die das Auge f^2 in der Gebrauchslage des Hakens F gabelförmig umfassen und sich mit diesem decken. In dieser Lage kann der Zughaken F durch Vermittelung des auch zur Feststellung des Kuppelkopfes C benutzten Umsteckbolzens E, der in die Augen f^2 und a^4 hineinpaßt, fest mit der Kuppelstange A verbunden werden.

In der Gebrauchslage nehmen die Teile der Übergangskuppelung die Stellung nach Abb. 12 bis 14, Taf. XX ein. Der Kuppelkopf C ist dabei mit dem Umsteckbolzen E gegen die Kuppelstange A festgestellt; der Zughaken F ist durch den in das Auge f^2 eingreifenden Bolzen H^1 fest mit dem Kuppelkopfe C verbunden.

Wird die Anwendung der Zughakenkuppelung erforderlich, so hebt man zuerst den Bügel H so weit an, daß der Bolzen H^1 außer Eingriff mit dem Auge f^2 des Zughakens F gelangt. Hierauf schwenkt man den Zughaken in Richtung des Pfeiles γ (Abb. 13, Taf. XX) so weit zur Seite, daß das Auge f^2 vollständig außerhalb der Augen c^3 liegt und zieht den Umsteckbolzen E aus den Augen a^3 und c^3 heraus, so daß der Kuppelkopf C unter der Wirkung seines Gewichtes um den Bolzen D in die Stellung nach Abb. 15 und 16, Taf. XX kommt. Zuletzt schwenkt man den Zughaken F im entgegengesetzten Sinne des Pfeiles γ so weit, daß das Auge f^2 mit den Augen a^4 zur Deckung gelangt, und stellt dann den Zughaken in dieser Lage mit dem Umsteckbolzen E fest.

G.

Bücherbesprechungen.

Ludwig Tesdorpf's Geodätische Instrumente. F. Sartorius vereinigte Werkstätten für wissenschaftliche Instrumente von F. Sartorius, A. Becker und L. Tesdorpf. Preisliste G. 21. Ausgabe 1910. Göttingen.

Da die reichhaltige, zweckmäßige und schön ausgestattete Anzeige alles in vortrefflicher Auswahl enthält, was für Vor- und Vermessungs-Arbeiten bei Eisenbahnen nötig ist, so machen wir auf ihren Inhalt besonders aufmerksam. Die Werkstätten haben namentlich auch sehr zweckmäßige Neuerungen an den gewöhnlichen Handwerkzeugen für das Zeichnen eingeführt, indem sie Schiene und Winkel mit kleinen Leisten versehen, die die Genauigkeit des Ausziehens erhöhen, das Verwischen und Auslaufen eben gezogener Tuschelinien verhindern, und das Herabfallen von Bleistift, Maßstab und Zirkel verhindern.

Die Haupt-, Neben- und Hilfsgerüste im Brückenbau. Ein Lehr- und Nachschlagebuch über die auf dem Gebiete des Brückenbaues vorkommenden Gerüste. Von Dr. techn. Robert Schönhöfer, k. k. Obergeringieur und Privatdozent. Berlin 1911, W. Ernst und Sohn, Preis 6,0 M.

Mit dem Wachsen der Weiten und Höhen unserer Brückenbauwerke nimmt die Bedeutung der Art ihrer Aufstellung rasch zu, und damit die der Rüstungen, ja man kann sagen, daß billige und einfache Rüstung, erzielt durch zweckmäßige Art der Aufstellung heute den wesentlichsten Gesichtspunkt bei der Gestaltung der Bauwerke selbst bildet, während man früher diese Hilfsvorgänge meist erst nach Abschluß des eigentlichen Brückenentwurfes überlegte.

Dem Ausbaue dieser wichtigen Fragen des Brückenbaues ist das vorliegende Buch des durch seine Arbeiten über die Berechnung elastischer Bogen bereits bekannten Verfassers*) gewidmet.

*) Organ 1908, S. 212.

Er behandelt die Aufstellungsgerüste eiserner und die Lehrgerüste gewölbter Brücken nach Theorie, Verbrauch. Kosten und Ausführung eingehend, besonders teilt er eine große Zahl eigenartiger und wichtiger Ausführungsbeispiele in Wort und Bild eingehend mit. Unseres Erachtens deckt das sorgsam ausgestattete Buch ein Bedürfnis des Bauingenieurwesens, das sich gegenüber dem Alter der auf diesem Gebiete vorhandenen Werke fühlbar gemacht hat, und bietet dem entwerfenden, wie dem ausführenden Brückenbauer ein sehr wichtiges Hilfsmittel.

Für etwaigen weiteren Ausbau haben wir den Wunsch, daß auch die gerüstlose Aufstellung der Bauwerke gleich sachgemäße Behandlung erfahren möge.

Die Beschaffung des die neuesten Veröffentlichungen berücksichtigenden Buches kann warm empfohlen werden.

Die Berechnung von Gleis- und Weichenanlagen vorzugsweise für Straßen- und Kleinbahnen von A. Kneller, Ingenieur der Bochum-Gelsenkirchener Straßenbahnen in Bochum. Berlin, 1910, J. Springer. Preis 3 M.

Die Festlegung von Gleisverbindungen und Weichen ist unter den gedrängten Verhältnissen der Straßen- und Kleinbahnen beträchtlich verwickelter, als bei den Haupt- und Nebenbahnen. Die zum Teile überaus verwickelten Berechnungsbeispiele in dem Werke zeigen, wie erspriesslich die Veröffentlichung der in der Bauausführung gewonnenen Ergebnisse auf diesem Sondergebiete wirken muß. Die den regelmäßigen Bedürfnissen größerer Netze entnommenen und angepaßten Einzellösungen werden dem Straßenbahn-Ingenieure eine willkommene Hilfe bieten, sind übrigens auch beim Bearbeiten von Bahnhofsplänen für verwickeltere Fälle brauchbare Vorbilder.