

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Organ des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge XXXI. Band.

5. Heft. 1894.

Uebersicht der in Chicago 1893 ausgestellten Locomotiven.

Von H. v. Littrow, Ingenieur der K. K. österreichischen Staatsbahnen.

(Hierzu eine Zusammenstellung der Hauptmaße auf Taf. XIII und Zeichnungen auf den Taf. XIV, XXIII und XXIV.)

(Schluß von Seite 95.)

2) Sechs- und fünfsichtige dreifach gekuppelte Locomotiven (8 Stück).

Die immer schwerer werdenden Schnell- und Personenzüge führten in Nordamerika im Jahre 1887 wegen des nicht in gleichem Maße verstärkten Oberbaues zur Erbauung von dreifach gekuppelten Personenzug-Locomotiven mit zweiachsigen Drehgestelle »ten wheeled passenger locomotives«, welche im wesentlichen den später zu beschreibenden Locomotiven gleicher Anordnung für Güterzüge nachgebaut sind. Derartige Locomotiven kamen anfangs nur für langsame Züge auf Bergstrecken in Verwendung, sind aber heute schon auf vollkommen ebenen Bahnen, wie die Michigan-Central, Lake-Shore & Michigan-Southern, Chicago-Rock-Island u. s. w. bei schnellfahrenden Zügen in Gebrauch. Bezüglich der Laufwerkanordnung unterscheiden sie sich in 2 Hauptgruppen. Nr. 19 bis 21 haben langen, festen Radstand und Drehgestelle mit Mittelzapfenverschiebung, Nr. 22 bis 26 kurzen, festen Radstand und festgelagerte Drehgestellzapfen. Unter diesen Locomotiven sind Nr. 24, 25 und 26 bereits vielfach ausgeführt, es scheint also, daß die Anordnung mit festem Drehzapfen, welche so zu sagen den Ueberhang nach vorne vermindert, mehr Zukunft hat, als die zum Befahren scharfer Krümmungen geeignetere Anordnung von Nr. 19 bis 21.

Nr. 19. Zweicylindrige Verbund-Locomotive Nr. 830 der Chicago-Milwaukee-St. Paul-Bahn, erbaut von den Rhode-Island Locomotive Works. Fabr.-No. 2880. (Fig. 19*), Taf. XIV.)

Das Cylinderverhältnis beträgt wie bei Nr. 6 der gleichen Bauanstalt 1 : 2,2.

Diese Locomotive, welche wegen des durch Anbringung einer Laufachse hinten sehr geringen Ueberhanges besser für Schnellfahrten geeignet ist, als die folgenden Nr. 20 und 21, wurde dreimal ausgeführt, zweimal für die genannte Bahn, auf der sie eine Zeit lang als Verbund-Locomotive in Dienst stand. Alle 3 Locomotiven wurden im November 1893 in Zwilling-Locomotiven verwandelt. Diese Umgestaltung wurde wegen verschiedener kleinerer Mängel im Gangwerke vorgenommen. Nach Durchführung derselben ist die Locomotive den 1889 von derselben Bauanstalt an diese Bahn gelieferten Locomotiven*) nahezu gleichwerthig geworden.

Nr. 20. Viercyldrige Verbund-Locomotive »Columbus«, erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13320. Cylinderverhältnis 1:3. (Fig. 20, Taf. XIV.)

An dieser Locomotive ist der sehr reichlich bemessene Führerstand hervorzuheben, sowie der am hinteren Ende des Tenders angebrachte blinde Faltenbalg, welcher als Buffer wirken und bei Unfällen die Postbeamten vor dem Erdrücktwerden durch den Tender schützen soll. Bei der sehr schwachen Verbindung der Wasserkasten mit dem Tenderrahmen dürfte derselbe aber im gleichen Maße gefährlich für die Locomotivmannschaft werden, welcher er bei Zusammenstößen den losgerissenen Wasserkasten auf den Leib schieben wird.

Nr. 21. Locomotive »Pinzon« Nr. 100 der Charleston & Savannah-Bahn, gezeichnet und erbaut von den Rogers Locomotive Works, Paterson. (Fig. 1, Taf. XXIII.)

In den allgemeinen Verhältnissen ist diese Locomotive der letzten, Nr. 20, sehr ähnlich. Sie war offenbar nur für die Ausstellung braungelb gestrichen.

*) Organ 1893, S. 219, Taf. XLIII.

*) Organ 1890, S. 187.

Nr. 22. Amerikanische Great Northern-Bahn Locomotive No. 650, erbaut von den Brooks Locomotive Works in Dunkirk. (Fig. 2, Taf. XXIII.)

Nr. 23. Locomotive Nr. 450 der Terre Haute & Indiana-Bahn, erbaut von den Pittsburgh Locomotive Works, Pittsburgh. (Fig. 3, Taf. XXIII.)

Nr. 24. Locomotive Nr. 600 der Lake-Shore und Michigan-Southern-Bahn, erbaut von den Brooks Locomotive Works. Fabr.-Nr. 2263. (Fig. 5, Taf. XXIII.)

Diese Locomotive ist wie alle Grundformen der genannten Bahn außerordentlich leicht, so daß sie sich Verhältnissen europäischer (Schweizer) Locomotiven gleicher Achsanordnung nähert.

Nr. 25. Locomotive »Columbus« Nr. 400 der Chicago & Northwestern-Bahn, erbaut von den Schenectady Locomotive Works. Fabr.-Nr. 4070. (Fig. 6, Taf. XXIII.)

Nr. 26. Locomotive Nr. 625 der Canadian Pacific-Bahn, Maschinendirector Brown, Bahnwerkstätte Montreal. (Fig. 7, Taf. XXIII.)

Diese von Engländern nach amerikanischen Grundformen hergestellte Locomotive beweist besser als der in englischen und amerikanischen Zeitschriften seit Jahren geführte Streit, daß die amerikanische Locomotivbauart für lange Strecken mit schwachem Verkehre, d. h. für Strecken, auf deren Oberbau wenig Sorgfalt verwendet werden kann, der englischen vorzuziehen ist. Hervorzuheben ist an derselben das eiserne mit Holz ausgekleidete sehr gefällig aussehende Schutzhaus, der von der Canadian Pacific-Bahn hergestellte Dampfbläser, sowie die Schüttelrostanordnung.*) Die Locomotive unterscheidet sich unwesentlich von der im Organ 1892, S. 37 beschriebenen der gleichen Verwaltung.

II. Locomotiven für Ortsverkehr.

Nr. 27. Tender-Locomotive Nr. 24 der Chicago & Northern Pacific-Bahn, erbaut von den Brooks Locomotive Works. (Fig. 9, Taf. XXIII.)

Die außerordentliche Ausdehnung amerikanischer Städte macht äußerst rasches Anfahren bei den Ortszügen zur Nothwendigkeit, um dieselben in dem kurzen Zwischenraume zwischen zwei Haltestellen auf größere Geschwindigkeiten zu bringen. Die Locomotiven für den Ortsverkehr nehmen daher an Größe und Gewicht sehr rasch zu. Zwei ähnliche Locomotiven, von Rogers erbaut, waren auf der Illinois Centralbahn im Vorort-Verkehr zur Ausstellung thätig.***) An der vorliegenden ist das sehr geräumige Schutzhaus, sowie die sonst selten vorkommende Laufachse ohne Spurradschwinge erwähnenswerth.

Nr. 28. Tender-Locomotive Nr. 886 der Paris-Orléans-Bahn, erbaut von der Société Anonyme Franco Belge in Raismes les Valenciennes. (Fig. 8, Taf. XXIII.)

Diese Locomotive zeigt eine kräftige neuere Grundform, an welcher alle von E. Polonceau bei der Orléans-Bahn ein-

geführten Neuerungen*) angebracht waren. 16 solche Locomotiven sind bereits im Betriebe.

Nr. 29. Tender-Locomotive Nr. 3560 der Französischen Westbahn, erbaut von der gleichen Bauanstalt wie Nr. 28. (Fig. 4, Taf. XXIII.)

Diese Locomotive ist genau gleich der in Paris ausgestellten derselben Verwaltung.**)

III. Locomotiven für Güterzüge der normalspurigen Hauptbahnen.

a) 5achsige, 3fach gekuppelte Locomotiven (4 Stück).

Wie bei den Personenzug-Locomotiven gleicher Achsanordnung, kommen auch bei diesen beide Bauarten der Drehgestelle schwingend bei Nr. 30, fest bei Nr. 31, 32 und 33 vor. Hauptsächlich dient diese Bauart für rasch fahrende Lebensmittelszüge, manche dürften auch zur Verwendung von Personenzügen in Bergstrecken (z. B. Nr. 31) sehr geeignet sein.

Nr. 30. Locomotive Nr. 123 der Baltimore & Ohio Southwestern-Bahn (jetzt Baltimore-Ohio, Southwestern Division), erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13362. (Fig. 10, Taf. XXIII.)

Erwähnenswerth ist an dieser Locomotive die vervollkommnete Beleuchtung der Locomotivnummer durch einen eigenen Aufsatz an der Kopflaterne.

Nr. 31. Locomotive nach Bauanstands-Grundform von Cooke in Paterson. Fabr.-Nr. 2262. (Fig. 11, Taf. XXIII.)

Nr. 32. Zweicylindrige Verbund-Locomotive der Lake-Shore & Michigan Southern-Bahn, erbaut von Brooks in Dunkirk. Fabr.-Nr. 2268. (Fig. 13, Taf. XXIII.)

Ebenso wie bei Nr. 12 liegen über diese Verbund-Bauart noch keine vollständigen Erfahrungen vor, welche erst bei 2 Locomotiven ausgeführt wurde. Das Cylinderverhältnis beträgt 1 : 2,5.***)

Nr. 33. Locomotive Nr. 318 der Cincinnati-Hamilton-Dayton-Bahn, erbaut von den Pittsburgh Locomotive Works in Pittsburgh. Fabr.-Nr. 1453. (Fig. 12, Taf. XXIII.)

b) 4achsige, 3fach gekuppelte Locomotiven (3 Stück).

Diese Locomotiv-Grundform, in Amerika »Mogul type« genannt ist heute noch auf allen Flachlandbahnen, welche nicht außerordentlich starken Verkehr zu bewältigen haben, für Güterzüge hauptsächlich in Verwendung, während sie für Personenzüge in Gebirgsstrecken fast garnicht mehr in Betracht kommt.

Nr. 34. Zweicylindrige Verbund-Locomotive, Bauart Wightmann, der Columbus-Hocking Valley & Toledo-Bahn, erbaut von den Pittsburgh Locomotive Works. Fabr.-Nr. 1451. (Fig. 14, Taf. XXIII.)

Cylinderverhältnis und Cylinderabmessungen sind gleich denen der Locomotive Nr. 12 derselben Bauanstalt.

*) Organ 1888, S. 33 und 1889, S. 248.

**) Organ 1893, S. 117.

*) Organ 1890, S. 144 und Tafel XXII.

**) Organ 1891, S. 104 und Taf. IX.

***) Die Anfahrvorrichtung ist im Organ 1893, S. 195 beschrieben.

Nr. 35. Locomotive Nr. 351 der Amerikanischen Great Northern-Bahn, erbaut von Brooks, Dunkirk. Fabr.-Nr. 2268. (Fig. 15, Taf. XXIII.)

Unter den von dieser Bauanstalt ausgestellten verschiedenen Grundformen von Güterzug-Locomotiven der Great Northern-Bahn Nr. 35, 39, 41 ist die in Rede stehende die leichteste für ebene Strecken bestimmte. Die erst vor Jahresfrist fertig gewordene Great Northern-Bahn befördert mit diesen verschiedenen Locomotiven Güterzüge über die ganze Linie von St. Paul, Minn. bis an den Stillen Ocean in der gleichen Zusammensetzung, wobei je nach Steigungs- und Richtungsverhältnissen eine oder zwei der genannten 3 Locomotivgattungen vorgespannt werden.

Nr. 36. Locomotive nach Regel-Grundform der Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13405. (Fig. 17, Taf. XXIII.)

c) 3achsige, 3fach gekuppelte Locomotiven (1 Stück).

Nr. 37. Zweicylindrige Verbund-Normal-Güterzug-Locomotive der Kgl. Preussischen Staatsbahnen*), Eisenbahn-Direction Hannover Nr. 1322, erbaut von Schichau in Elbing. Fabr.-Nr. 621. (Fig. 16, Taf. XXIII.)

d) 6achsige, 4fach gekuppelte Locomotiven (2 Stück).

Diese Bauart wurde 1889 eingeführt, eine der ersten nach derselben hergestellten Locomotiven war die 10000ste der Baldwin'schen Fabrik.

Nr. 38. Locomotive Nr. 61 der Duluth & Iron-Range-Bahn, erbaut von den Schenectady Locomotive Works. Fabr.-Nr. 4049. (Fig. 18, Taf. XXIII.)

Der große, feste Radstand dieser Güterzug-Locomotive schwerster Gattung dürfte sie für Gebirgsstrecken weniger geeignet erscheinen lassen.

Nr. 39. Amerikanische Great Northern-Bahn Locomotive Nr. 410, erbaut von Brooks, Dunkirk. Fabr.-Nr. 2265. (Fig. 19, Taf. XXIII.)

Unter den schwersten Güterzug-Locomotiven ist dies die einzige, welche wegen des zweiachsigen festgelagerten Drehgestelles für raschere Thalfahrten auf mäßig erhaltenem Oberbau geeignet erscheint.

e) 5achsige, 4fach gekuppelte Locomotiven (5 Stück).

Diese Grundform, welche in Amerika mit »Consolidation Type« bezeichnet wird, dient heute für schweren Güterzug-Dienst auf Flachland- und Gebirgsbahnen, solche Locomotiven befördern z. B. auf der Pennsylvania-Bahn auch die rasch-fahrenden Lebensmittelzüge.

Nr. 40. Viercyylindrige Verbund-Locomotive der Norfolk & Western-Bahn Nr. 330, erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13333. (Fig. 1, Taf. XXIV.)

Abweichend von der sonstigen Gepflogenheit der Baldwin'schen Bauanstalt liegen bei dieser Locomotive die Hochdruck-

Cylinder unterhalb der Niederdruck-Cylinder, wodurch in den unteren Locomotivtheilen eine enger gezogene Umgrenzungslinie eingehalten werden kann.

Nr. 41. Viercyylindrige Verbund-Locomotive der Great Northern-Bahn Nr. 515, erbaut nach Players Patenten von Brooks. Fabr.-Nr. 1269. (Fig. 2, Taf. XXIV.)

Die Verbundanordnung dieser Locomotive ist wie bei den Du Bousquet Woolf-Locomotiven der Französischen Nordbahn*) aus der Nothwendigkeit entstanden, wegen Raumangel zwei Cylinderpaare anzuordnen. Die vorliegende verhältnismäßig verwickelte Lösung fand wenig Anklang.

Nr. 42. Cheesepeake & Ohio-Bahn, Locomotive Nr. 350, erbaut von den Richmond Locomotive Works in Richmond, Va. Fabr.-Nr. 2337. (Fig. 3, Taf. XXIV.)

Die Tragplatten der vier schwingenden Feuerkistenträger sind aus Stahlguss kappenförmig hergestellt, so daß die Drehbolzen beiderseits Auflage haben.

Nr. 43. Zweicyylindrige Verbund-Locomotive Nr. 60 der Mohawk & Malvue-Bahn, erbaut von den Schenectady Locomotive Works. Fabr.-Nr. 4055. (Fig. 5, Taf. XXIV.)

Diese Locomotive, welche mit einem Cylinderverhältnisse von 1 : 2,1 hergestellt ist, ist die einzige Vertreterin der Pitkin'schen Verbund-Anordnung, der ersten und weitest verbreiteten Bauart mit zwei Cylindern in den Vereinigten Staaten.

Nr. 44. Zweicyylindrige Verbund-Locomotive Nr. 402 der Minneapolis, St. Paul & Sault Ste. Marie-Bahn, erbaut von den Rhode Island Locomotive Works. Fabr.-Nr. 2878. (Fig. 6, Taf. XXIV.)

Cylinderverhältnis und Cylinderdurchmesser sind gleich den Locomotiven Nr. 6 und 19 derselben Bauanstalt.

Nr. 45. Locomotive Nr. 638 der Illinois Centralbahn, erbaut von den Rogers Locomotive Works. Fabr.-Nr. 4839. (Fig. 7, Taf. XXIV.)

Die Stellung der Treibachse im Rädersatz ist abweichend von der gewöhnlichen Anordnung bei $\frac{4}{5}$ gekuppelten Locomotiven.

f) 6achsige, 5fach gekuppelte Locomotiven (1 Stück).

Nr. 46. Viercyylindrige Verbund-Locomotive der New-York, Lake-Erie & Western-Bahn, erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13315. (Fig. 9, Taf. XXIV.)

Wie bei Nr. 40 liegen die Hochdruck-Cylinder unter den Niederdruck-Cylindern, überdies ist noch die Achse derselben behufs Freihaltung der Umgrenzungslinie geneigt. Die Größenverhältnisse dieser Locomotive sind zur Zeit unerreicht.

*) Organ 1889, S. 222.

*) Organ 1890, S. 32.

IV. Locomotiven für Nebenbahnen.

a) 3 und 4achsige, 2fach gekuppelte Locomotiven (3 Stück).

Nr. 47. Waldbahn-Tender-Locomotive der Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13361. (Fig. 10, Taf. XXIV.)

Diese für Vor- und Rückwärtsfahrt als »double ender« gebaute Locomotive ist mit einer Dampfwinde zum Heranholen und Verladen der Stämme versehen.

Nr. 48. Waldbahn-Locomotive »Logger« Nr. 5 von H. K. Porter in Pittsburgh, Pa. (Fig. 4, Taf. XXIV.)

Dieselbe Bauanstalt, vormals Porter Bell, stellte 1889 in Paris eine Locomotive gleicher Bauart für Schmalspur aus. *)

Nr. 49. Straßsenbahn-Tender-Locomotive Nr. 3 der gleichen Bauanstalt. Fabr.-Nr. 1445. (Fig. 8, Taf. XXIV.)

Die Locomotiven dieser Bauanstalt (Nr. 48, 49, 50, 56 und 57) stehen, was geringe Herstellungskosten betrifft, unerreicht da. Trotzdem kann nicht behauptet werden, daß die Anarbeitung oder die Baustoffe derselben nicht den an derartige Locomotiven zu stellenden Anforderungen genügen.

b) 4 und 3achsige, 3fach gekuppelte Locomotiven (2 Stück).

Nr. 50. Locomotive »Little Mogul« der gleichen Bauanstalt. Fabr.-Nr. 1433. (Fig. 11, Taf. XXIV.)

Im Namen dieser Locomotive »Kleiner Mogul« ist deren Verwendungszweck: Beförderung schwererer Züge auf sehr leicht gebauten Nebenbahnen gegeben. Mehrere derartige Locomotiven wurden nach Mittel- und Südamerika geliefert.

Nr. 51. Tender-Locomotive Nr. 1838 der Kgl. Preussischen Eisenbahn-Direction Altona, erbaut von Henschel und Sohn in Cassel. Fabr.-Nr. 3775. (Fig. 12, Taf. XXIV.)

c) 4achsige, 4fach gekuppelte Locomotiven (1 Stück).

Nr. 52. Gegliederte Tender-Locomotive, Patent Shay, erbaut von den Lima-Locomotive Works, Lima, Ohio. Fabr.-Nr. 450.

Die Locomotiven nach Shay's Patent tragen an der rechten Feuerkastenseite nahezu senkrechte Cylinder, welche auf um je 60° verstellte Kurbeln wirken. Die Kurbelwelle ist mittels Klapperspindeln mit den an den Drehgestellen befestigten Längswellen verbunden, welche wieder durch Kegelräder auf die Kuppelachsen wirken.

Zur Gewichtsausgleichung gegenüber dem nur rechts angebrachten Gangwerke ist der Kessel nach links verschoben. 350 derartige, theils vier-, theils sechachsige Locomotiven stehen auf Wald- und Bergwerksbahnen der Vereinigten Staaten in Verwendung.

V. Verschieb-Locomotiven.

Seit Jahren werden in den Vereinigten Staaten ausschließlich Locomotiven mit Schlepptender für schweren Verschiebdienst gebaut, die beiden ausgestellten geben die jetzt vielfach angewandte $\frac{3}{3}$ gekuppelte Grundform derselben sehr gut wieder. Dieselben sind mit durchgehender Luftdruckbremse versehen,

die zugehörigen vierachsigen Tender sind behufs besserer Aussicht nach rückwärts abgeflacht und, wie die Locomotive, mit großer Kopflaterne versehen.

Nr. 53. Locomotive »Schenectady« der Schenectady Locomotive Works. Fabr.-Nr. 4071. (Fig. 14, Taf. XXIV.)

Nr. 54. Locomotive Nr. 258 der Great Northern-Bahn, erbaut von Brooks. Fabr.-Nr. 2262. (Fig. 15, Taf. XXIV.)

VI. Schmalspurige Locomotiven.

a) Spurweite 1000 mm (1 Stück).

Nr. 55. $\frac{2}{4}$ gekuppelte, viercylindrige Verbund-Locomotive für Brasilien, erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13351. (Fig. 16, Taf. XXIV.)

Diese Personenzug-Locomotive ist den Grundformen der Normalbahnen für gleichen Zweck nachgebildet. Sie ist mit Schrauben- und Hebel-Umsteuerung nach den Angaben eines deutschen Maschinendirectors einer brasilischen Bahn versehen.

b) Spurweite 915 mm (3 Stück).

Nr. 56. $\frac{2}{2}$ gekuppelte Tender-Locomotive »Contractor Nr. 4« von H. K. Porter in Pittsburgh. Fabr.-Nr. 1450. (Fig. 17, Taf. XXIV.)

Für Neu- und Erweiterungsbauten werden diese Locomotiven von Bauunternehmern vielfach verwendet.

Nr. 57. $\frac{2}{2}$ gekuppelte Tender-Locomotive »Midget No. 2« derselben Bauanstalt. Fabr.-Nr. 1440. (Fig. 18, Taf. XXIV.)

Für den Dienst in Hüttenwerken bestimmt, die einzige Locomotive ohne Schutzhaus auf der Ausstellung.

Nr. 58. Viercylindrige Verbund-Locomotive Nr. 162 der Nacional Mexicano-Bahn, erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13363. (Fig. 19, Taf. XXIV.)

Die Außenrahmen dieser Locomotive sind derart angeordnet, daß nach Umbau der Bahn auf Normalspur nur die Räder, welche mit Zapfennaben bereits versehen sind, an Stelle der Kurbeln aufgefressen zu werden brauchen.

c) Spurweite 762 mm (1 Stück).

Nr. 59. Tender-Locomotive für die Wellmann Iron & Steel Co., erbaut von den Baldwin Locomotive Works. Fabr.-Nr. 13352. (Fig. 20, Taf. XXIV.)

d) Spurweite 610 mm

Nr. 60. Tender-Locomotive für Hüttenbetrieb, erbaut von den Pittsburgh Locomotive Works. Fabr.-Nr. 1454. (Fig. 21, Taf. XXIV.)

VII. Feuerlose Locomotiven.

Nr. 61. Straßsenbahn-Locomotivwagen, erbaut von der Standard Fireless Co., Chicago. (Fig. 22, Taf. XXIV.)

Diese auf ähnlichen Grundsätzen, wie die Honigmannschen Locomotiven beruhende Bauart, ist im »Organ« 1893, S. 117 eingehend beschrieben.

*) Organ 1891, S. 108, No. 46.

Zum Schlusse dieser »Uebersicht« muß noch dankbar erwähnt werden, daß Zeichnungen und Beschreibungen zu vorliegendem Aufsatz von dem Vorstande der Abtheilung für »Transportation« Herrn Villard A. Smith, dem Vorstande der Eisenbahn-Section Herrn Timothy Hackworth Young,

sowie sämtlichen Bauanstalten und Bahnen in derart ausgiebiger Weise dem Verfasser zur Verfügung gestellt wurden, daß aus denselben eine weit über den Rahmen einer »Uebersicht« hinausgehende gründliche Bearbeitung hätte hervorgehen können.

Auflagerdrücke, Laststellungen und Durchbiegungen vollwandiger durchlaufender Träger zur Benutzung bei Nachrechnung der amtlichen Brückenproben.

Von W. Pustau, Königlicher Regierungs-Baumeister in Stettin.

(Hierzu Zusammenstellungen auf Taf. XXV bis XXVI und Zeichnungen Fig. 1 bis 7 auf Taf. XXVII.)

Die zu den Probebelastungen und Durchbiegungsmessungen aufzustellenden Berechnungen über ungünstigste Laststellung, auftretende Spannungen und Durchbiegungswerthe sollen durch die nachstehende Entwicklung und Zusammenstellung für einige häufig vorkommende Fälle vollwandiger durchlaufender Träger vereinfacht werden. Auch werden die in beiden enthaltenen Angaben bei Neuberechnungen derartiger Träger verwandt werden können und auch hier eine Erleichterung der Berechnung herbeiführen.

I. Anwendungsbeispiel.

Als Einleitung in den Gegenstand mag gleich ein Anwendungsbeispiel mitgetheilt werden, das äußerlich an sich verständlich, in seinen Grundlagen durch die später folgenden theoretischen Nachweise erläutert werden wird.

Die Zusammenstellung Taf. XXV u. XXVI enthält diejenigen Angaben, welche zur rechnerischen Feststellung der Durchbiegungswerthe und der zur Bestimmung der letzteren zu verwendenden Hilfswerthe erforderlich sind, und zwar außer den Gleichungen zur Bestimmung der Auflagerdrücke und Durchbiegungen unter gleichförmig vertheilter Last noch Gleichungen für Berechnung der Auflagerdrücke durch Einzellasten, sowie zur Ermittlung der ungünstigsten Stellung von Einzellasten zur Erzeugung größter positiver und negativer Biegemomente, Gleichungen zur Bestimmung von Annäherungswerthen für die elastische Durchbiegung unter der bewegten Last und für die elastische Durchbiegung bei Beanspruchung des Materiales bis zur Elasticitätsgrenze und Gleichungen zur Ermittlung des Einflusses der Höhenlage der Träger auf den Stützen und der durch die bewegte Last erzeugten elastischen Hebungen und Senkungen der Träger über den Stützen auf die Größe der Durchbiegung und der inneren Spannungen der Träger.

Hauptsächlich diese letzteren Angaben dürften die nachstehende Arbeit werthvoll machen, da sie eine einfache Messung der Gestalt der Träger und der Durchbiegung unter bewegter Last als Grundlage für die wissenschaftliche Beurtheilung der ferneren Brauchbarkeit der Träger zulassen und zeitraubende Rechnungen umgehen.

Um dies näher nachzuweisen, sind nachstehend an einem Beispiele die Durchbiegungswerthe für bleibende und bewegte Last und bei einer Beanspruchung des Eisens bis zur Elasticitätsgrenze berechnet worden, wobei auf die nachstehende Ent-

wicklung verwiesen wird, soweit keine Erläuterung der gewählten Buchstaben und Zeichen gegeben ist.

An den eisernen Ueberbauten eines über 30 Jahre alten Viaductes mit 17 Doppelöffnungen, welche mit 17 Paaren durchlaufender, auf steinernen Unterstützungen lagernder Träger unveränderlicher Höhe mit engmaschiger Gitterwand überbrückt sind, wurde die Gestalt der Träger unter der bleibenden Last mit solchen Meßwerkzeugen gemessen, wie sie beim Bau der Berliner Stadtbahn verwandt wurden und in den Mittheilungen über denselben in der Zeitschrift für Bauwesen 1884 beschrieben sind. Die elastischen Hebungen und Senkungen der Träger über den Stützen und in der Mitte der Trägeröffnung unter der bewegten Last wurden mit Klopsch'schen Meßwerkzeugen festgestellt.

Einige der Messungsergebnisse sind in der Zusammenstellung I (Seite 168) aufgeführt und die zur Beurtheilung des Trägers wichtigen Rechnungsergebnisse sind daneben gesetzt.

Außerdem sind die hierbei durch Rechnung gefundenen Hilfswerthe in Zusammenstellung II zusammengetragen. Bei Wiederholungen der Messungen würden diese Werthe zum Theil wieder benutzt werden können.

Die Stützweite l jeder Oeffnung ist = 16,70 m, die gleichmäßige Trägerhöhe = 1674 mm.

Die Lastübertragung ist eine mittelbare durch Längsträger und Querträger; für die Berechnung wird unmittelbare Lastübertragung angenommen. Der Trägerquerschnitt ist als unveränderlich anzusehen. Trägheitsmoment desselben ohne Nietabzug $J = 1363500 \text{ cm}^4$, mit Nietabzug = 1113800 cm^4 , Widerstandsmoment $W = 13300 \text{ cm}^3$, Eigengewicht des eisernen Ueberbaues einschl. Fahrbahn $p = 750 \text{ kg/m}$; E der Elasticitätsmodul = 2000000 kg/qcm.

Berechnung der elastischen Durchbiegungen in der Mitte der Trägeröffnung mit Bezug auf die zweite Abbildung auf S. XVI der Zusammenstellungen Taf. XXV u. XXVI.

I. Für bleibende Last.

$$\delta_{u_m} = \delta_{m_p} + 4\delta_{u_m}.$$

δ_{u_m} ist die ganze elastische Durchbiegung in der Mitte der Trägeröffnung unter der bleibenden Last von der Verbindungslinie der Endpunkte der elastischen Linie über den Endstützen aus lothrecht gemessen.

Zusammenstellung I.

Nr. der Trägerpaare	Träger	Eigenlast					Betriebslast																		Größte rechnungs- mäßige Spannung $S_p + S_q + \Delta S_p + \Delta S_q$	Belastungsweise und Bemerkungen.
		Messung			Rechnung		1. Öffnung belastet						2. Öffnung belastet						Beide Öffnungen belastet							
		u_1	δu_m in der		δu_m in beiden Öffnungen	Messung				Rechnung		Messung				Rechnung		Messung				δm in der				
			1.	2.		e_0	e_1	e_2	δ_m	δ_m	δm_{E_Q}	e_0	e_1	e_2	δ_m	δ_m	δm_{E_Q}	e_0	e_1	e_2	1.	2.	Öffnung			
1	links	-3,0	-4,0	-6,5	-3,2	-3,9	-0,4	0,0	0,0	-5,8	-6,1	-10,4	0,0	0,0	-1,2	-5,8	-5,8	-9,6	-0,4	-0,4	-0,4	-5,8	-4,8	-747	A0 A1 A2 3610 + 3400 = 7010 3860 7010 3860 Masse in Millimeter.	
	rechts	-2,0	-1,5	-2,5	-2,5	-3,1	0,0	-0,1	0,0	-3,8	-6,5	-10,2	0,0	0,0	0,0	-5,6	-6,4	-10,2	0,0	-0,1	-0,4	-3,8	-5,2	-780		
2	links	0,0	-4,5	-1,0	-1,1	-1,8	-1,0	-0,5	0,0	-6,5	-6,1	-9,9	0,0	-1,0	0,0	-6,2	-7,3	-10,8	-0,6	-1,0	-0,1	-5,0	-6,2	-799		
	rechts	-3,0	-2,5	-4,0	-3,2	-3,9	-1,0	-1,2	0,0	-6,0	-6,8	-10,4	0,0	-0,6	-0,1	-5,4	-6,9	-10,9	-0,3	-0,4	-0,4	-5,0	-5,0	-736		
3	links	-3,0	-3,5	-1,5	-3,2	-3,9	0,0	0,0	0,0	-6,0	-6,4	-10,4	0,0	-0,4	-0,4	-6,2	-6,5	-10,5	-0,4	0,0	0,0	-5,0	-4,0	-743		
	rechts	-2,0	-4,0	-1,0	-2,5	-3,2	0,0	0,0	0,0	-4,5	-6,4	-10,3	0,0	-0,5	-1,2	-5,8	-6,0	-9,9	0,0	-0,5	-0,4	-4,2	-4,5	-751		
5	links	0,0	1,5	1,0	-1,1	-1,7	-1,2	-0,3	0,0	-6,0	-5,8	-9,7	0,0	-0,1	-0,5	-4,0	-6,9	-10,2	-1,4	0,0	-0,7	-4,8	-3,2	-836		
	rechts	-2,0	-2,0	-3,5	-2,5	-3,2	-1,0	0,0	0,0	-6,6	-5,7	-10,3	0,0	0,0	0,0	-5,0	-6,4	-10,3	-1,2	-1,2	0,0	-5,2	-4,4	-756		
7	links	-2,5	-4,5	-4,0	-2,8	-3,5	-1,2	0,0	0,0	-5,9	-5,6	-10,4	0,0	-1,4	0,0	-6,0	-7,6	-11,6	-0,8	-1,2	-0,2	-4,3	-5,4	-743		
	rechts	-3,5	-8,0	-4,5	-3,5	-4,3	-1,3	0,0	0,0	-5,9	-5,5	-10,2	0,0	0,0	-1,2	-4,6	-5,6	-9,4	-1,4	0,0	-0,8	-5,3	-4,2	-760		
12	links	6,5	-5,5	+ 3,5	3,4	3,1	0,0	0,0	0,0	-3,8	-6,4	-8,6	0,0	0,0	-0,6	-3,6	-6,0	-8,2	0,0	0,0	-0,8	-3,9	-3,5	-965		
	rechts	2,0	3,5	1,0	0,3	-0,3	-0,0	0,0	0,0	-5,0	-6,4	-7,4	0,0	0,0	-1,2	-4,5	-5,6	-6,8	0,0	0,0	-0,8	-4,2	-2,8	-866		
17	links	1,0	-1,5	0,0	-0,4	-1,0	-0,8	-1,0	0,0	-5,5	-6,7	-9,9	0,0	-1,0	0,0	-5,0	-7,3	-10,8	-0,5	-2,0	-0,8	-6,0	-4,0	-805		
	rechts	5,0	6,0	1,0	2,3	1,9	-1,0	0,0	0,0	-4,5	-5,7	-9,0	0,0	-2,0	-1,0	-6,0	-7,5	-10,1	-1,0	-1,5	-1,2	-4,0	-4,0	-927		

Zusammenstellung II.

Nr. der Trägerpaare	Träger	R e c h n u n g s w e r t h e																
		Durchbiegungswerthe						S p a n n u n g s w e r t h e										
		δ_{m_p}	$\Delta \delta_{u_m}$	δ_{m_Q}	$\Delta \delta_m$ in der		S_p	ΔS_p	$S_p + \Delta S_p$	S_Q	ΔS_Q	$S_Q + \Delta S_Q$	$S_p + S_Q$	$\Delta S_p + \Delta S_Q$	$\frac{S_E - (\Delta S_p + \Delta S_Q)}{S_p + S_Q}$ $S_E = 1250$	$\frac{S_E - (\Delta S_p + \Delta S_Q)}{S_p + S_Q} \delta_{m_p}$	$\frac{S_E - (\Delta S_p + \Delta S_Q)}{S_p + S_Q} \delta_{m_Q}$	
		in beiden Oeffnungen		1.	2.	Oeffnung												
1	links	— 1,1	— 2,1	— 6,4	0,3	0,8	— 197	66	— 131	— 616	0,0	— 616	— 813	66	1,62	— 1,8	— 10,4	
	rechts	— 1,1	— 1,4	— 6,4	— 0,1	0,0	— 197	44	— 153	— 616	— 2	— 618	— 813	42	1,59	— 1,7	— 10,2	
2	links	— 1,1	0,0	— 6,4	0,3	— 0,9	— 197	00	— 197	— 616	14	— 612	— 813	14	1,55	— 1,7	— 9,9	
	rechts	— 1,1	— 2,1	— 6,4	— 0,4	— 0,5	— 197	66	— 131	— 616	1	— 615	— 813	77	1,63	— 1,8	— 10,4	
3	links	— 1,1	— 2,1	— 6,4	0,0	— 0,1	— 197	66	— 131	— 616	4	— 612	— 813	70	1,63	— 1,8	— 10,4	
	rechts	— 1,1	— 1,4	— 6,4	0,0	0,4	— 197	44	— 153	— 616	18	— 598	— 813	62	1,61	— 1,8	— 10,3	
5	links	— 1,1	0,0	— 6,4	0,6	— 0,5	— 197	00	— 197	— 616	— 23	— 639	— 813	— 23	1,51	— 1,8	— 9,7	
	rechts	— 1,1	— 1,4	— 6,4	0,7	0,0	— 197	44	— 153	— 616	13	— 603	— 813	57	1,61	— 1,8	— 10,3	
7	links	— 1,1	— 1,7	— 6,4	0,8	— 1,2	— 197	55	— 142	— 616	15	— 601	— 813	70	1,63	— 1,8	— 10,4	
	rechts	— 1,1	— 2,4	— 6,4	0,9	0,8	— 197	77	— 120	— 616	— 24	— 640	— 813	53	1,60	— 1,8	— 10,2	
12	links	— 1,1	4,5	— 6,4	0,0	0,4	— 197	— 143	— 340	— 616	— 9	— 625	— 813	— 152	1,35	— 1,5	— 8,6	
	rechts	— 1,1	1,4	— 6,4	0,0	0,8	— 197	— 44	— 241	— 616	— 9	— 625	— 813	— 53	1,47	— 1,6	— 7,4	
17	links	— 1,1	0,7	— 6,4	— 0,3	— 0,9	— 197	— 22	— 219	— 616	30	— 586	— 813	8	1,54	— 1,7	— 10,5	
	rechts	— 1,1	3,4	— 6,4	+ 0,7	— 1,1	— 197	— 110	— 307	— 616	— 4	— 620	— 813	— 114	1,40	— 1,5	— 9,0	

δ_{m_p} ist die elastische Durchbiegung des Trägers in der Mitte der Trägeröffnung unter der bleibenden Last, wenn die Punkte der elastischen Linie über den Stützen in einer Geraden liegen würden, gemessen von dieser Geraden.

$\Delta\delta_{u_m}$ ist die durch die Höhenlage der Punkte der elastischen Linie über den Stützen erzeugte Durchbiegung des Trägers in der Mitte der Trägeröffnung. Die Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen wird durch die lothrechten Abstände von der Verbindungsgeraden der Endpunkte der elastischen Linie gemessen.

Nach der Zusammenstellung C. I. 1 u. 2, Taf. XXV u. XXVI, Seite XVI u. XVII ist

$$\delta_{m_p} = -0,4 \cdot \frac{5}{384} \cdot \frac{p l^4}{EJ}; \frac{l^3}{EJ} = \frac{1}{585},$$

hierbei ist das Trägheitsmoment für den Querschnitt ohne Nietabzug eingesetzt:

$$\delta_{m_p} = -1,1 \text{ mm}$$

$$\Delta\delta_{u_m} = -\frac{3}{48} \cdot \Delta A_0 \frac{l^3}{EJ} + \frac{u_1}{2}^*)$$

ΔA_0 nach Taf. XXV u. XXVI A. 1, Seite VI u. VII

$$= -\frac{6EJ}{l^3} \cdot \frac{1}{4} \cdot 2 \cdot u_1 \text{ also:}$$

$$\Delta\delta_{u_m} = \frac{11}{16} u_1;$$

$$\delta_{u_m} = \left(-1,1 + \frac{11}{16} u_1 \right) \text{ mm.}$$

Für Träger 12 links

Für Träger 17 links

$$\delta_{m_p} = -1,1 \text{ mm} \quad \delta_{m_p} = -1,1 \text{ mm}$$

$$\Delta\delta_{u_m} = 6,5 \cdot \frac{11}{16} = 4,5 \text{ „} \quad \Delta\delta_{u_m} = 1,0 \cdot \frac{11}{16} = 0,7 \text{ „}$$

$$\delta_{u_m} = 3,4 \text{ mm}$$

$$\delta_{u_m} = -0,4 \text{ mm}$$

II. Für bewegte Last, nur eine Oeffnung belastet.

$$\delta_m = \delta_{m_Q} + \Delta\delta_m.$$

δ_m ist die ganze elastische Durchbiegung des Trägers in der Mitte der belasteten Oeffnung unter der bewegten Last.

δ_{m_Q} desgleichen, wenn die Lage der elastischen Linie des Trägers über den Stützen sich unter der bewegten Last nicht ändert.

$\Delta\delta_m$ ist der Einfluss der durch die bewegte Last erzeugten Hebungen und Senkungen der Punkte der elastischen Linie über den Stützen auf die Durchbiegung in der Mitte der belasteten Oeffnung.

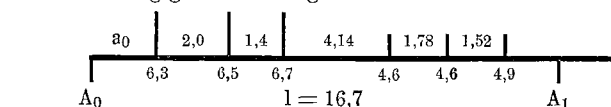
1. Berechnung von δ_{m_Q} .

Nach Taf. XXV u. XXVI, Seite XVI u. XVII C. II. 1. a. ist

$$\delta_{m_Q} = -0,915 \cdot \frac{5}{48} \cdot \frac{M_{Q \max} l^2}{EJ}.$$

Zur Bestimmung der Laststellung für Erzeugung des größten positiven Moments $M_{Q \max}$ in der belasteten Oeffnung sind die unter B der Taf. XXV u. XXVI, Seite XIV u. XV angegebenen Formeln anzuwenden.

Zunächst sind die in den Formeln vorkommenden, von den Lasten abhängigen Summengrößen zu berechnen.



*) Vergl. die Bemerkung zu A. 1 der Taf. XXV u. XXVI, Seite II.

Nach vorstehender und der ersten Abbildung auf Seite XV der Taf. XXV und XXVI ist

Zusammenstellung III.

Q kg	$\frac{b}{l}$	$\left(\frac{b}{l}\right)^2$	$\left(\frac{b}{l}\right)^3$	$Q \frac{b}{l}$	$Q \left(\frac{b}{l}\right)^2$	$Q \left(\frac{b}{l}\right)^3$
1	2	3	4	5	6	7
6300	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
6500	0,119	0,014	0,002	774	91	13
6700	0,204	0,042	0,008	1367	281	54
4600	0,452	0,204	0,092	2079	938	423
4600	0,558	0,311	0,174	2567	1431	800
4900	0,649	0,421	0,273	3180	2063	1338
33600				9967	4804	2628

Spalte 5: Spalte 1 = 0,297, Spalte 6: Spalte 1 = 0,143, Spalte 7: Spalte 1 = 0,078.

Nach Taf. XXV u. XXVI B. 1. a, Seite XIV ist:

$$\left(\frac{a_0}{l}\right)^3 + \left(\frac{a_0}{l}\right)^2 \left(2,25 \cdot 0,297 + 0,75 \frac{b_0}{l}\right) + \frac{a_0}{l} \left(1,5 \cdot 0,143 - 2,5 + 1,5 \cdot 0,297 \frac{b_0}{l}\right)$$

$$+ 0,25 \cdot 0,078 - 1,25 \cdot 0,297 + \frac{b_0}{l} (0,75 \cdot 0,143 - 1,25) + 1 = 0.$$

Die dritte vordere Last liegt der Schwerlinie der Lastreihe am nächsten, $\frac{b_0}{l}$ ist daher $= \frac{3,4}{16,7} = 0,204$ und die Gleichung lautet:

$$\left(\frac{a_0}{l}\right)^3 + 0,821 \left(\frac{a_0}{l}\right)^2 - 2,184 \frac{a_0}{l} + 0,416 = 0;$$

woraus $\frac{a_0}{l} = 0,216$ und $a_0 = 361 \text{ cm}$ folgt.

Für $b_0 = 2,0$ und $b_0 = 0$ wird ebenso $\frac{a_0}{l} = 0,265$ bzw. 0,33, und $a_0 = 443$ bzw. 551 cm.

Nach Taf. XXV u. XXVI unter A. 4. a, Seite VIII ist $A_0 = 33600 \left[0,648 - 1,143 \frac{a_0}{l} + 0,223 \left(\frac{a_0}{l}\right)^2 + 0,25 \left(\frac{a_0}{l}\right)^3 \right]$.

Für $\frac{a_0}{l} = 0,216$ ist $A_0 = 0,414 \cdot 33600 = 13910 \text{ kg}$

$$M_{b_0} = M_{361+340} = 6698910 \text{ cm/kg.}$$

Für $b_0 = 2,0$, $\frac{a_0}{l} = 0,265$, $a_0 = 443$ und $b_0 = 0$, $a_0 = 0,33$, $a_0 = 551$ wird

$A_0 = 0,366 \cdot 33600 = 12300 \text{ kg}$, bzw. $0,304 \cdot 33600 = 10220 \text{ kg}$ und $M_{b_0} = M_{443+200} = 6648900$ bzw. $M_{551} = 5631220 \text{ cm/kg.}$

Demnach ist nach Taf. XXV u. XXVI C. II. 1. a, Seite XVI:

$$\delta_{m_Q} = -0,915 \cdot \frac{5}{48} \cdot \frac{M_{Q \max} l^2}{EJ} = -0,915 \cdot \frac{5}{48} \cdot \frac{6698910 \cdot l^2}{EJ} = -6,4 \text{ mm.}$$

2. Berechnung von $\Delta\delta_m$.

Nach Taf. XXV u. XXVI C. II. 2. a, Seite XVIII ist:

$$\Delta\delta_m = \frac{1}{2} (e_1 - e_0) - \frac{3}{48} \Delta A_0 \frac{l^3}{EJ}$$

$$\Delta A_0 \frac{l^3}{EJ} = -\frac{6}{4} [2(e_1 - e_2) - (e_0 - e_2)], \text{ also}$$

$$\Delta\delta_m = \frac{1}{16} (-11 e_0 + 14 e_1 - 3 e_2).$$

Für die zweite Oeffnung, als belastete, ist

$$\Delta_A \delta_m = \frac{1}{16} (-3e_0 + 14e_1 - 11e_2).$$

Für Träger 17 links, erste Oeffnung belastet ist demnach nach Zusammenstellung I

$$\begin{aligned} \Delta_A \delta_m &= \frac{1}{16} [-11(-0,8) + 14(-1,0) - 3 \cdot 0,0] \\ &= -0,3 \text{ mm.} \end{aligned}$$

III. Bei einer Beanspruchung des Eisens bis zur Elasticitätsgrenze.

Nach Taf. XXV u. XXVI C. III. a und b, Seite XVIII sind die Formeln für $\delta_{u_{mE_p}}$ und δ_{mE_Q} zu benutzen.

In dem vorliegenden Falle tritt bei den geringen Werthen der Senkungen der elastischen Linie über den Stützen unter der bewegten Last das größte Biegemoment im Querschnitte über der Mittelstütze auf.

Für bleibende Last ist nach Taf. XXV u. XXVI A. 1, Seite VI für $\eta_0 = 0$, $\eta_1 = -u_1$

$$\begin{aligned} M_{A_1} &= A_0 l - \frac{pl^2}{2} = \left(\frac{3}{8} pl - \Delta A_0 \right) l - \frac{pl^2}{2} = -\frac{pl^2}{8} - \frac{3EJ}{l^3} \cdot l \cdot u_1 \\ &= -\frac{7,50 \cdot 1670^2}{8} - \frac{3 \cdot 2000000 \cdot 1363500}{1670^2} u_1 \\ &= -2615000 - 2926000 u_1 \end{aligned}$$

$$\frac{M_{A_1}}{W} = -\frac{2615000 + 2926000 u_1}{13300} = (-197 - 220 u_1) \text{ kg, } u_1 \text{ in cm.}$$

$$S_p = -197 \text{ kg, } \Delta S_p = -22 u_1, u_1 \text{ in mm.}$$

Für bewegliche Last ist

$M_{A_1} = M_{A_{1Q}} + \Delta_A A_0 l$, worin $M_{A_{1Q}}$ das Moment über der ersten Mittelstütze für den Fall bedeutet, dafs unter der bewegten Last eine Aenderung in der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen nicht eintritt.

Aus Taf. XXV u. XXVI unter B. 2a 1, Seite XII u. B. 2, Seite XIV ergibt sich die ungünstigste Stellung der Last für Erzeugung eines größten Stützenmomentes $M_{A_{1Q}}$ bei Belastung nur einer Oeffnung.

Für die linksseitige Oeffnung ist demnach nach Zusammenstellung III

$$\frac{a_0}{l} = -0,297 + \sqrt{0,297^2 + \frac{1}{3} - 0,143} \text{ mit:}$$

$$\frac{a_0}{l} = 0,231, a_0 = 386 \text{ cm.}$$

$M_{A_{1Q}} = A_{2Q} \cdot l$; nach Taf. XXV u. XXVI unter A. 4. a, Seite VIII und Zusammenstellung III ist

$$\begin{aligned} A_{2Q} &= \frac{33600}{4} \left\{ -0,297 + 0,078 + \frac{a_0}{l} (-1 + 3 \cdot 0,143) \right. \\ &\quad \left. + 3 \left(\frac{a_0}{l} \right)^2 \cdot 0,297 + \left(\frac{a_0}{l} \right)^3 \right\} \text{ und für } \frac{a_0}{l} = 0,231 \end{aligned}$$

$$A_{2Q} = -0,073 \cdot 33600 = -2450 \text{ kg}$$

$$M_{A_{1Q}} = -2450 \cdot 1670 = -4096176 \text{ cm kg.}$$

Die Belastung der zweiten Oeffnung hat bei der Gleichheit der Oeffnungen denselben Erfolg, somit ergibt Belastung beider Oeffnungen:

$$M_{A_{1Q}} = -8192352 \text{ cm kg.}$$

Ferner ist, wie bereits aufgeführt

$$\Delta_A A_0 \frac{l^3}{EJ} = -\frac{6}{4} [2(e_1 - e_2) - (e_0 - e_2)]$$

und $\Delta_A A_0 = -87,75 (2e_1 - e_0 - e_2)$, wenn die e-Werthe in Millimeter eingeführt werden; diese sind aus den Messungsergebnissen bei gleichzeitiger Belastung beider Oeffnungen zu entnehmen (Zusammenstellung I).

Das Moment aus $\Delta_A A_0$ ist

$$= \Delta_A A_0 \cdot l = -87,75 \cdot 1670 (2e_1 - e_0 - e_2)$$

und die Spannung über der Mittelstütze demnach

$$\begin{aligned} S_Q + \Delta S_Q &= -\frac{8192352}{13300} - \frac{87,75 \cdot 1670 (2e_1 - e_0 - e_2)}{13300} \\ &= -[616 + 11 (2e_1 - e_0 - e_2)] \text{ kg/qcm,} \end{aligned}$$

worin die e-Werthe in mm einzuführen sind.

Für Träger 17 links

$$\Delta S_Q = -11 (-4,0 + 0,5 + 0,8) = 30 \text{ kg/qcm}$$

$$S_Q + \Delta S_Q = -616 + 30 = -586 \text{ kg/qcm,}$$

mithin nach Taf. XXV u. XXVI C. III. a, Seite XVIII für $S_E = 1250 \text{ kg/qcm}$, da δ_{m_p} oben zu $-1,1 \text{ mm}$, $\Delta \delta_{u_m}$ zu $0,7$ ermittelt wurde und u_1 nach Zusammenstellung I $= +1,0$ ist:

$$\begin{aligned} \delta_{u_{mE_p}} &= \frac{-1250 - (-22 \cdot 1 + 30)}{-197 - 616} (-1,1) + 0,7 \\ &= 1,54 (-1,1) + 0,7 = -1,00 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Weiter ist δ_{m_Q} mit $-6,4 \text{ mm}$ und $\Delta_A \delta_m$ mit $-0,3 \text{ mm}$ oben bestimmt, also nach Taf. XXV u. XXVI C. III. b, Seite XVIII

$$\delta_{mE_Q} = \frac{-1250 - (-22 \cdot 1 + 30)}{-197 - 616} (-6,4) - 0,3 = -9,9 \text{ mm.}$$

II. Entwicklung der Angaben in Taf. XXV und XXVI.

Die Berechnungsweise der einzelnen Werthe der Tafeln ist in der nachstehenden Entwicklung gegeben. Bei den Berechnungen der elastischen Formänderung der Träger ist der Trägerquerschnitt als unveränderlich angenommen worden.

A. Aufstellung von Gleichungen zur unmittelbaren Berechnung der Auflagerdrücke.

(Vergl. Taf. XXV und XXVI, Seite I bis XI.)

Bei unveränderlichem Querschnitte ist die Gleichung der elastischen Linie eines durchlaufenden Trägers

$$EJy = \int_0^x dx \int_0^x M_x dx + mx.$$

E = Elasticitätsmodul, J = Trägheitsmoment, M_x = Lastmoment im Punkte x , m = Integrationsconstante wenn der Koordinatenanfang so liegt, dafs für $x = 0$ auch $y = 0$ ist.

Durch partielle Integration wird

$$EJy = x \int_0^x M_x dx - \int_0^x M_x x dx + mx$$

und wenn x_0 als Abscisse des Schwerpunktes der Fläche $\int M_x dx$ eingeführt wird

$$EJy = (x - x_0) \int_0^x M_x dx + mx.$$

$\int M_x dx$ ist die Momentenfläche; diese kann als Summe der Momentenflächen der einzelnen auf den Träger wirkenden Kräfte aufgefaßt werden.

Die letzteren sind die Auflagerdrücke und die Lasten, welche Einzellasten und gleichförmig vertheilte Belastungen sein können.

In Fig. 1, Taf. XXVII ist über der linksseitigen Oeffnung eines vollwandigen Trägers über drei ungleich weite Oeffnungen

eine Belastung durch Einzellasten angenommen, während im Uebrigen über dem ganzen Träger eine gleichförmig vertheilte Belastung liegt.

Der Anfang des rechtwinkligen Koordinatenkreuzes liegt in der elastischen Linie über dem Auflager A_3 . Denkt man sich die Bildung der Momente vom Auflager A_3 aus beginnend, so ergeben sich die dargestellten Momentenflächen der Auflagerdrücke und Lasten.

Ein Moment, das die elastische Linie nach oben zu krümmen sucht, soll als positiv, das mit entgegengesetzter Drehungsrichtung als negativ gelten. Dementsprechend sind die über dem Träger dargestellten Momentenflächen als positiv, die unterhalb gezeichneten als negativ anzusehen.

Für die Einzellasten und Auflagerdrücke ist, da ihre Momentenflächen Dreiecke sind, die Bildung des Ausdrucks

$$(x - x_0) \int_0^x M_x dx$$

eine sehr einfache; dagegen bildet sich für die gleichförmig vertheilte Belastung der Ausdruck

$$\int_0^x dx \int_0^x M_x dx$$

leichter durch Integration.

Die elastische Linie hat über den Auflagern A_2 , A_1 , A_0 die Ordinaten η_2 , η_1 und η_0 , Fig. 4, Taf. XXVII; für die 3. Punkte ist

$$\begin{aligned} 1) \quad EJ \eta_2 &= A_3 \frac{l_3^3}{6} - \frac{p l_3^4}{24} + m l_3, \\ 2) \quad EJ \eta_1 &= A_3 \frac{(l_3 + l_2)^3}{6} + A_2 \frac{l_2^3}{6} - p \frac{(l_3 + l_2)^4}{24} + m(l_3 + l_2), \\ 3) \quad EJ \eta_0 &= A_3 \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^3}{6} + A_2 \frac{(l_2 + l_1)^3}{6} + \frac{A_1 l_1^3}{6} \\ &\quad - p \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^4}{24} - \Sigma Q \frac{a^3}{6} + m(l_3 + l_2 + l_1). \end{aligned}$$

Ferner folgt aus den Gleichgewichtsbedingungen

$$\begin{aligned} 4) \quad 0 &= A_3(l_3 + l_2 + l_1) + A_2(l_2 + l_1) + A_1 l_1 \\ &\quad - p \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^2}{2} - \Sigma Q a, \\ 5) \quad 0 &= A_3 + A_2 + A_1 + A_0 - p(l_3 + l_2 + l_1) - \Sigma Q. \\ \Sigma Q \frac{a^3}{6} &\text{ ist gesetzt für } Q_1 \frac{a_1^3}{6} + Q_2 \frac{a_2^3}{6} + \text{u. s. f.} \\ \Sigma Q a &\text{ für } Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \text{u. s. f.} \end{aligned}$$

Es wird gesetzt der Auflagerdruck

$$A = A_p + A_Q + \Delta A,$$

wobei A_p und A_Q die bei gleich hoher Lage der elastischen Linie über den Stützen durch gleichförmig vertheilte, bezw. durch Einzelbelastungen erzeugten Auflagerdrücke sind, während ΔA die an diesen durch die Höhenverschiebung der elastischen Linie über den Stützen verursachten Aenderungen bedeuten.

Zur Bestimmung der A_p -Werthe dienen die Gleichungen:

$$\begin{aligned} 1b) \quad 0 &= A_{3p} \frac{l_3^3}{6} - p \frac{l_3^4}{24} + m_p l_3, \\ 2b) \quad 0 &= A_{3p} \frac{(l_3 + l_2)^3}{6} + A_{2p} \frac{l_2^3}{6} - p \frac{(l_3 + l_2)^4}{24} + m_p(l_3 + l_2), \\ 3b) \quad 0 &= A_{3p} \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^3}{6} + A_{2p} \frac{(l_2 + l_1)^3}{6} + A_{1p} \frac{l_1^3}{6} \\ &\quad - p \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^4}{24} + m_p(l_3 + l_2 + l_1), \end{aligned}$$

$$4b) \quad 0 = A_{3p}(l_3 + l_2 + l_1) + A_{2p}(l_2 + l_1) + A_{1p} l_1 - p \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^2}{2},$$

$$5b) \quad 0 = A_{3p} + A_{2p} + A_{1p} + A_{0p} - p(l_3 + l_2 + l_1).$$

Die A_Q -Werthe bestimmen sich aus den Gleichungen:

$$1c) \quad 0 = A_{3Q} \frac{l_3^3}{6} + m_Q l_3,$$

$$2c) \quad 0 = A_{3Q} \frac{(l_3 + l_2)^3}{6} + A_{2Q} \frac{l_2^3}{6} + m_Q(l_3 + l_2),$$

$$3c) \quad 0 = A_{3Q} \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^3}{6} + A_{2Q} \frac{(l_2 + l_1)^3}{6} + A_{1Q} \frac{l_1^3}{6} - \Sigma Q \frac{a^3}{6} + m_Q(l_3 + l_2 + l_1),$$

$$4c) \quad 0 = A_{3Q}(l_3 + l_2 + l_1) + A_{2Q}(l_2 + l_1) + A_{1Q} l_1 - \Sigma Q a,$$

$$5c) \quad 0 = A_{3Q} + A_{2Q} + A_{1Q} + A_{0Q} - \Sigma Q,$$

und denkt man sich die Gleichungen 1b)–5b) und 1c)–5c) entsprechend addirt und von den Gleichungen 1–5 abgezogen, so erhält man, wenn noch

$$m - (m_p + m_Q) = \Delta m$$

gesetzt wird, für die Bestimmung der ΔA -Werthe die Gleichungen

$$1d) \quad EJ \eta_2 = \Delta A_3 \frac{l_3^3}{6} + \Delta m l_3,$$

$$2d) \quad EJ \eta_1 = \Delta A_3 \frac{(l_3 + l_2)^3}{6} + \Delta A_2 \frac{l_2^3}{6} + \Delta m(l_3 + l_2),$$

$$3d) \quad EJ \eta_0 = \Delta A_3 \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^3}{6} + \Delta A_2 \frac{(l_2 + l_1)^3}{6} + \Delta A_1 \frac{l_1^3}{6} + \Delta m(l_3 + l_2 + l_1),$$

$$4d) \quad 0 = \Delta A_3(l_3 + l_2 + l_1) + \Delta A_2(l_2 + l_1) + \Delta A_1 l_1,$$

$$5d) \quad 0 = \Delta A_3 + \Delta A_2 + \Delta A_1 + \Delta A_0.$$

Ist, wie in Fig. 2, Taf. XXVII gezeichnet, die Mittelöffnung mit Einzellasten belastet, so ergeben sich bei derselben Lage des Koordinatenkreuzes für die durch die Einzellasten hervorgerufenen Auflagerdrücke die Gleichungen:

$$1c^1) \quad 0 = A_{3Q}^1 \frac{l_3^3}{6} + m_Q^1 l_3,$$

$$2c^1) \quad 0 = A_{3Q}^1 \frac{(l_3 + l_2)^3}{6} + A_{2Q}^1 \frac{l_2^3}{6} - \Sigma Q \frac{a^3}{6} + m_Q^1(l_3 + l_2),$$

$$3c^1) \quad 0 = A_{3Q}^1 \frac{(l_3 + l_2 + l_1)^3}{6} + A_{2Q}^1 \frac{(l_2 + l_1)^3}{6} + A_{1Q}^1 \frac{l_1^3}{6} - \Sigma Q \frac{(l_1 + a)^3}{6} + m_Q^1(l_3 + l_2 + l_1),$$

$$4c^1) \quad 0 = A_{3Q}^1(l_3 + l_2 + l_1) + A_{2Q}^1(l_2 + l_1) + A_{1Q}^1 l_1 - \Sigma Q(a + l_1),$$

$$5c^1) \quad 0 = A_{3Q}^1 + A_{2Q}^1 + A_{1Q}^1 + A_{0Q}^1 - \Sigma Q,$$

während für die gleichförmige Belastung und die verschiedene Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen die Gleichungen 1c) bis 5c) und 1d) bis 5d) Gültigkeit behalten.

Falls der Träger durch Einzellasten nur über der dritten Oeffnung belastet wird, ist der Koordinatenanfang nach A_0 verlegt zu denken und in den Gleichungen für die erste Oeffnung eine entsprechende Vertauschung der Zeichen vorzunehmen.

In der angegebenen Weise lassen sich für jeden vollständigen, durchlaufenden Träger die Gleichungen zur unmittelbaren Berechnung der Auflagerdrücke aufstellen.

Soweit die vertheilte Belastung in Frage kommt, ist die Lösung der Gleichungen schon für Träger mit zwei ungleich weiten Oeffnungen sehr umständlich und für Träger mit mehr

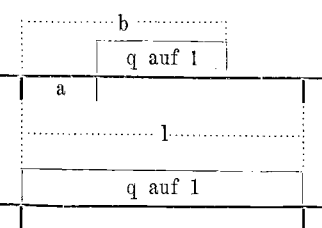
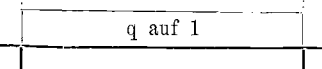
ungleich weiten Oeffnungen der langen sich ergebenden Werthe wegen nicht mehr allgemein durchzuführen.

Man bestimmt daher die Auflagerdrücke aus vertheilter Belastung des ganzen Trägers leichter dadurch, daß man in den für die Belastung der einzelnen Oeffnungen durch Einzellasten sich ergebenden Auflagerdrücken die Einzellasten durch

vertheilte Belastung ersetzt und die so für die Belastung der einzelnen Oeffnungen durch vertheilte Last gefundenen Werthe entsprechend addirt.

Hierbei ist $q dx$ als Einzellast aufzufassen, und die aus Zusammenstellung IV folgenden oder andere noch besonders durch Integration zu ermittelnde Werthe sind einzusetzen.

Zusammenstellung IV.

Belastung	ΣQ	$\Sigma Q \frac{a}{l}$	$\Sigma Q \left(\frac{a}{l}\right)^2$	$\Sigma Q \left(\frac{a}{l}\right)^3$
	$\int_a^b q dx = q(b - a)$	$\int_a^b q dx \frac{x}{l} = q \frac{b^2 - a^2}{2l}$	$\int_a^b q dx \frac{x^2}{l^2} = q \frac{b^3 - a^3}{3l^2}$	$\int_a^b q dx \left(\frac{x}{l}\right)^3 = q \left(\frac{b^4 - a^4}{4l^3}\right)$
	ql	$q \frac{l}{2}$	$q \frac{l^3}{3}$	$q \frac{l^4}{4}$

B. Ungünstigste Stellung einer Reihe von Einzellasten in einer Oeffnung für Erzeugung des größten Momentes.

(Vergl. Taf. XXV u. XXVI, Seite XII bis XV.)

Unmittelbare Lastübertragung wird vorausgesetzt.

1) Das größte Moment soll positiv sein.

a) In der 1. Oeffnung. (Hierzu benutze Taf. XXV und XXVI, Seite III, erste Abbildung und Seite XV, erste Abbildung.)

Jede Last in der 1. Oeffnung vergrößert den Auflagerdruck A_0 und mithin das größte positive Moment; die Oeffnung ist deshalb mit möglichst viel Lasten zu besetzen. Das größte Moment liegt unter einer Einzellast, die erst durch Probe-rechnungen zu bestimmen ist, aber im Allgemeinen der Schwerlinie der Lastreihe zunächst liegen wird.

Es ist

$$M_x = A_0 x - \sum_{a_1}^x Q(x - a).$$

Man führe für Last Q_n statt a_n : $a_0 + b_{n-1}$ ein, d. h. die Entfernung der ersten Last vom linksseitigen Auflager + der Entfernung der einzelnen Last von der ersten Last.

Wird mit b_0 der Abstand derjenigen Last von der ersten bezeichnet, welche dem Schwerpunkte der Reihe zunächst liegt, so ist

$$M_x = M_{a_0+b_0} = A_0(a_0 + b_0) - \sum_{b=0}^{b_0} Q(b_0 - b)$$

$$\frac{dM_{a_0+b_0}}{da_0} = 0 = a_0 \frac{dA_0}{da_0} + b_0 \frac{dA_0}{da_0} + A_0.$$

Aus dieser Gleichung ist, wenn A_0 als Function von a_0 ausgedrückt wird, der Werth von a_0 und damit die Stellung der Lasten zu ermitteln.

Für

$$A_0 = N \left(\frac{a_0}{l_1}\right)^3 + R \left(\frac{a_0}{l_1}\right)^2 + S \left(\frac{a_0}{l_1}\right) + T + \Delta A_0$$

wird die Bedingungsgleichung

$$\frac{d(M_{a_0+b_0})}{da_0} = 4N \left(\frac{a_0}{l_1}\right)^2 + \left(\frac{a_0}{l_1}\right)^2 \cdot 3 \left(N + R \frac{b_0}{l_1}\right) + \frac{a_0}{l_1} 2 \left(S + R \frac{b_0}{l_1}\right) + S \frac{b_0}{l_1} + T + \Delta A_0 = 0,$$

sofern ΔA_0 als unabhängig von a_0 anzusehen ist.

b) In der 2. Oeffnung. (Hierzu benutze Taf. XXV und XXVI, Seite XV, zweite Abbildung.)

Jede Last vergrößert den positiven Auflagerdruck A_1 und dadurch auch das größte positive Moment. Die Oeffnung ist möglichst stark zu belasten.

Für die Lage des größten Momentes gilt dasselbe, wie bei der ersten Oeffnung.

$$M_x = M_{(a_0+b_0)} = A_0(l_1 + a_0 + b_0) + A_1(a_0 + b_0) - \sum_{b=0}^{b_0} Q(b_0 - b)$$

$$\frac{dM_{(a_0+b_0)}}{da_0} = 0 = a_0 \frac{dA_0}{da_0} + b_0 \frac{dA_0}{da_0} + l_1 \frac{dA_0}{da_0} + A_0 + a_0 \frac{dA_1}{da_0} + b_0 \frac{dA_1}{da_0} + A_1.$$

Aus dieser Gleichung bestimmt sich a_0 und die Stellung der Last.

Für

$$A_0 = N \left(\frac{a_0}{l_2}\right)^3 + R \left(\frac{a_0}{l_2}\right)^2 + S \left(\frac{a_0}{l_2}\right) + T + \Delta A_0$$

$$A_1 = N^1 \left(\frac{a_0}{l_2}\right)^3 + R^1 \left(\frac{a_0}{l_2}\right)^2 + S^1 \left(\frac{a_0}{l_2}\right) + T^1 + \Delta A_1$$

wird die Bedingungsgleichung

$$\left(\frac{a_0}{l_2}\right)^3 \cdot 4(N + N^1) + \left(\frac{a_0}{l_2}\right)^2 \cdot 3[N + R + R^1 + \frac{b_0}{l_2}(N + N^1)] + \frac{a_0}{l_2} \cdot 2[R + S + S^1 + \frac{b_0}{l_2}(R + R^1)] + S + T + T^1 + \frac{b_0}{l_2}(S + S^1) + (\Delta A_0 + \Delta A_1) = 0$$

sofern ΔA_0 und ΔA_1 als unabhängig von a_0 anzusehen sind.

2) Das größte Moment soll negativ sein.

a) Ueber der Stütze A_1 .

Jede Last in der 1. und 2. Öffnung vergrößert das negative Moment über der ersten Stütze. [Das Gleiche ist mit der Belastung in einem anderen Felde der Fall, sofern durch sie ein negativer (nach unten gerichteter) Auflagerdruck A_0 erzeugt wird.]

Stellung der Last über der 1. Öffnung:

$$M_1 = A_0 l - \sum_{b=0}^{b_n-1} Q(l_1 - a_0 - b)$$

$$\frac{dM_1}{da_0} = 0 = l_1 \frac{dA_0}{da_0} + \sum_{b=0}^{b_n-1} Q.$$

Für

$$A_0 = \mathfrak{N} \left(\frac{a_0}{l_1} \right)^3 + \mathfrak{R} \left(\frac{a_0}{l_1} \right)^2 + \mathfrak{S} \left(\frac{a_0}{l_1} \right) + \mathfrak{T} + \Delta A_0.$$

wird, wenn ΔA_0 unabhängig von a_0

$$\frac{a_0}{l_1} = -\frac{1}{3} \frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{N}} + \sqrt{\left(\frac{1}{3} \frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{N}} \right)^2 - \frac{\mathfrak{S} + \mathfrak{T}Q}{3\mathfrak{N}}}.$$

Bei Einsetzen der aus der Taf. XXV und XXVI, Seite I bis XI für $\mathfrak{N}$, $\mathfrak{R}$ und $\mathfrak{S}$ zu entnehmenden Werthe ergibt sich für alle Träger

$$\frac{a_0}{l_1} = -\frac{\sum Q \frac{b}{l_1}}{\sum Q} + \sqrt{\left(\frac{\sum Q \frac{b}{l_1}}{\sum Q} \right)^2 + \frac{1}{3} - \frac{\sum Q \left(\frac{b}{l_1} \right)^2}{\sum Q}}.$$

Stellung der Last in der 2. Öffnung:

M_1 erreicht den höchsten Werth, wenn A_0 durch die Laststellung seinen größten negativen Werth annimmt.

$$A_0 = f(a_0)$$

$$\frac{dA_0}{da_0} = 0 = \frac{df(a_0)}{da_0}.$$

Für

$$A_0 = \mathfrak{N} \left(\frac{a_0}{l_2} \right)^3 + \mathfrak{R} \left(\frac{a_0}{l_2} \right)^2 + \mathfrak{S} \frac{a_0}{l_2} + \mathfrak{T} + \Delta A_0.$$

wird, wenn ΔA_0 unabhängig von a_0

$$\frac{a_0}{l_2} = -\frac{\mathfrak{R}}{3\mathfrak{N}} + \sqrt{\left(\frac{\mathfrak{R}}{3\mathfrak{N}} \right)^2 - \frac{\mathfrak{S}}{3\mathfrak{N}}}.$$

b) Ueber der Stütze A_2 .

Die 2. und 3. Öffnung sind belastet.

Stellung der Last über der 2. Öffnung:

1. bei 3 Öffnungen

A_3 nimmt seinen größten negativen Werth an.

2. bei 4 Öffnungen

$$M_2 = A_4(l_4 + l_3) + A_3 \cdot l_3$$

$$\frac{dM_2}{da_0} = (l_4 + l_3) \frac{dA_4}{da_0} + l_3 \frac{dA_3}{da_0} = 0.$$

Stellung der Last über der dritten Öffnung.

1. Bei 3 Öffnungen.

Hier gilt die Bedingung:

$$\frac{dM_2}{da_0} = 0 = l \frac{dA_3}{da_0} - \sum_{b=0}^{b_n-1} Q.$$

a_0 rechnet vom Auflager A_3 .

2. Bei 4 und mehr Öffnungen:

$$M_2 = A_0(l_1 + l_2) + A_1 l_2$$

$$\frac{dM_2}{da_0} = (l_1 + l_2) \frac{dA_0}{da_0} + l_2 \frac{dA_1}{da_0}.$$

Bei mittelbarer Lastübertragung ist die in einem Felde stehende Last in 2 Lasten zu zerlegen, welche in den Anschlußstellen der Querträger des Feldes unmittelbar auf den Träger wirken und für die die Formeln für unmittelbare Lastübertragung anzuwenden sind.

Während bei auf 2 Stützen frei aufliegenden Balken der Auflagerdruck und die Momente für mittelbare Lastübertragung sich ebenso berechnen, wie für unmittelbare Lastübertragung, ist dies bei durchlaufenden Trägern nicht der Fall.

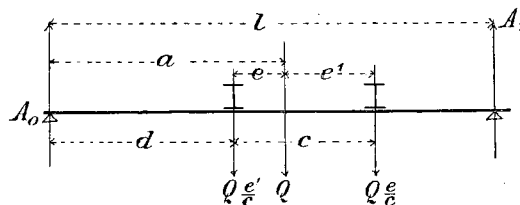
Es ist zum Beispiel der Auflagerdruck A_0 bei unmittelbarer Belastung der ersten Öffnung eines durchlaufenden Trägers durch eine Last Q , gleich hohe Lage der elastischen Linien über den Stützen vorausgesetzt, allgemein

$$A_0 = Q - (1 + \varphi) Q \frac{a}{l} + \varphi Q \left(\frac{a}{l} \right)^3$$

worin φ einen positiven Werth hat, während sich für die mittelbar übertragene und in der in Abb. 33 gezeichneten Weise zerlegte Last Q ergibt

$$A_0 = Q - (1 + \varphi) Q \frac{a}{l} + \varphi Q \left(\frac{a}{l} \right)^3 + \varphi Q \frac{e^1 e}{l^2} \left(3 \frac{a}{l} + \frac{e^1 - e}{l} \right).$$

Fig. 33.



Da das letzte Glied stets positiv ist, so ist der Auflagerdruck bei mittelbarer Lastübertragung größer, als bei unmittelbarer.

Wird in das letzte Glied $a = d + e$, $e^1 = c - e$ gesetzt, so wird es

$$= \varphi Q \frac{ce - e^2}{l^2} \left(3 \frac{d}{l} + \frac{e}{l} + \frac{c}{l} \right)$$

und erhält seinen größten Werth für

$$e = -d + \left(d + \frac{c}{2} \right) \sqrt{1 + \frac{1}{12} \left(\frac{c}{d + \frac{c}{2}} \right)^2}$$

oder unter Vernachlässigung des zweiten Summanden unter der Wurzel

für $e = \frac{c}{2}$, und der Werth des letzten Gliedes ist

$$\varphi Q \left(\frac{c}{l} \right)^2 \cdot \frac{1}{4} \left(3 \frac{d}{l} + 1,5 \frac{c}{l} \right) = \frac{3}{4} \left(\frac{c}{l} \right)^2 \varphi Q \left(\frac{a}{l} \right).$$

Für $\frac{c}{l} = \frac{1}{3}$ ergibt sich dieser Werth zu

$$\frac{1}{12} \varphi Q \left(\frac{a}{l} \right) = 0,083 \varphi Q \frac{a}{l},$$

während er für $\frac{c}{l} = \frac{1}{10} = 0,0075 \varphi Q \left(\frac{a}{l} \right)$ ist.

Es ergibt sich hieraus für die Berechnung des Auflagerdruckes A_0 bei Belastung der Endöffnungen, daß bei kleiner Felderanzahl die Einwirkung der Querträger berücksichtigt werden muß, dagegen bei großer Felderanzahl vernachlässigt werden kann.

Die Berechnung der Momente kann nach Bestimmung des Auflagerdruckes so vorgenommen werden, als wenn die Lastübertragung unmittelbar erfolgte.

Für die anderen Oeffnungen ergibt sich dasselbe.

C. Die elastischen Durchbiegungen bei vollwandigen durchlaufenden Trägern.

(Vergl. hierzu Taf. XXV u. XXVI, Seite XVI bis XVIII.)

In der Taf. XXV u. XXVI ist die Durchbiegung in der Mitte der Trägeröffnung angegeben, sie ist nicht wirklich die größte, aber von dieser in den meisten Fällen nicht meßbar verschieden.

a) Durchbiegungswert für gleichförmig vertheilte Last über den ganzen Träger.

Der Koordinatenanfang liegt in der elastischen Linie über der Stütze A_0 ; Ordinaten unterhalb der x-Achse sind negativ, oberhalb positiv.

1. In der Mitte der 1. Oeffnung (Fig. 3, Taf. XXVII):

$$EJy = A_0 \frac{x^3}{6} - p \frac{x^4}{24} + mx$$

$$\text{für } x = l_1 \text{ ist } y = \eta_1^1$$

$$EJ\eta_1^1 = A_0 \frac{l_1^3}{6} - p \frac{l_1^4}{24} + ml_1$$

$$m = -A_0 \frac{l_1^2}{6} + p \frac{l_1^3}{24} + EJ \frac{\eta_1^1}{l_1}$$

für $x = \frac{l_1}{2}$ wird

$$EJ \left(\delta_m - \frac{\eta_1^1}{2} \right) = -\frac{3}{48} A_0 l_1^3 + \frac{7}{384} p l_1^4,$$

$$\text{worin } A_0 = A_{0p} + \Delta A_0.$$

Für gleich hohe Lage der elastischen Linie über den Stützen wird $\Delta A_0 = 0$, $A_0 = A_{0p}$

$$EJ \delta_{mp} = -\frac{3}{48} A_{0p} l_1^3 + \frac{7}{384} p l_1^4$$

und der Zuwachs für ungleich hohe Lage der elastischen Linie über den Stützen ist

$$\Delta \delta_m = -\frac{3}{48} \Delta A_0 \frac{l_1^3}{EJ} + \frac{\eta_1^1}{2}.$$

2. In der Mitte der 2. Oeffnung:

$$EJy = A_0 \frac{x^3}{6} + A_1 \frac{(x-l_1)^3}{6} - p \frac{x^4}{24} + mx$$

$$(x \text{ rechnet vom Auflager } A_0)$$

für $x = l_1$ ist $y = \eta_1^1$

$$m = -A_0 \frac{l_1^2}{6} + p \frac{l_1^3}{24} + EJ \frac{\eta_1^1}{l_1}$$

$$EJy = A_0 \frac{x^3}{6} + A_1 \frac{(x-l_1)^3}{6} - p \frac{x^4}{24}$$

$$- A_0 \frac{l_1^2}{6} x + p \frac{l_1^3}{24} x + EJ \frac{\eta_1^1}{l_1} x$$

für die Mitte der 2. Oeffnung ist $x = l_1 + \frac{l_2}{2}$

$$EJ \left[\delta_m - \frac{\eta_1^1}{l_1} \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) \right] = A_0 \frac{l_2}{48} (2l_1 + l_2) (4l_1 + l_2)$$

$$+ A_1 \frac{l_2^3}{48} - \frac{p l_2}{384} (2l_1 + l_2) [6l_1 (2l_1 + l_2) + l_2^2]$$

für gleich hohe Lage der elastischen Linie über den Stützen wird $A_0 = A_{0p}$, $A_1 = A_{1p}$ und

$$EJ \delta_{mp} = A_{0p} \frac{l_2^3}{48} (2l_1 + l_2) (4l_1 + l_2) + A_{1p} \frac{l_2^3}{48}$$

$$- \frac{p l_2}{384} (2l_1 + l_2) [6l_1 (2l_1 + l_2) + l_2^2] \text{ oder}$$

$$EJ \delta_{mp} = A_{0p} \frac{l_2^3}{48} \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right) \left(1 + 4 \frac{l_1}{l_2} \right)$$

$$+ A_{1p} \frac{l_2^3}{48} - p \frac{l_2^4}{384} \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right) \left[1 + 6 \frac{l_1}{l_2} \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right) \right]$$

und der Zuwachs an Durchbiegung für ungleich hohe Lage der elastischen Linie über den Stützen ist

$$EJ \Delta \delta_m = EJ \frac{\eta_1^1}{2} \left(2 + \frac{l_2}{l_1} \right)$$

$$+ \Delta A_0 \frac{l_2^3}{48} \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right) \left(1 + 4 \frac{l_1}{l_2} \right) + \Delta A_1 \frac{l_2^3}{48}.$$

b) Vorübergehende elastische Durchbiegung unter vorübergehender Belastung.

Ändert sich zunächst die Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen durch die vorübergehende Belastung nicht, so ist die durch die letztere erzeugte vorübergehende elastische Durchbiegung unabhängig von der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen und nur von der Größe und Stellung der vorübergehenden Belastung abhängig. (Vergl. nachstehende Entwicklung unter Db.)

Für die Berechnung der in Taf. XXV u. XXVI, Seite XVI bis XVIII, unter C. II. 1 angegebenen Werthe für vorübergehende elastische Durchbiegung in der Mitte einer Trägeröffnung ist nur diese Trägeröffnung und zwar so belastet angenommen, daß in ihr das größte positive Moment durch bewegliche Last bei gleich hoher Lage der elastischen Linie über den Stützen hervorgerufen wird.

Um das letztere rasch bestimmen zu können, sind in den Taf. XXV u. XXVI unter B. und vorstehend unter B.a über die zur Erzeugung desselben ungünstigste Laststellung Angaben gemacht worden.

Die in den Taf. XXV u. XXVI unter C. angegebenen Durchbiegungswerte sind Annäherungswerte, welche in der nachstehenden Weise entwickelt sind:

Für Träger auf 2 Stützen wird ein Annäherungswert für die Durchbiegung durch Einzellasten in der Weise bestimmt, daß an Stelle der Einzellasten gleichförmig vertheilte Belastung angenommen und hierfür die Durchbiegung berechnet wird; hierbei wird das der gleichförmigen Belastung entsprechende größte Moment gleich dem durch die Einzellasten hervorgerufenen größten Momente gesetzt und die Bedingung für die Größe der gleichförmigen Belastung lautet:

$$M_{p \max} = p \frac{l^2}{8} = M_{Q \max}$$

$$\text{oder } p = \frac{8 M_{Q \max}}{l^2}.$$

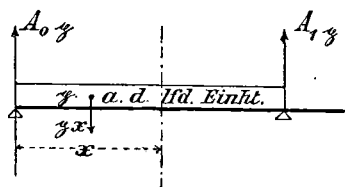
Das größte Moment für die gleichförmige Belastung, sowie die größte Durchbiegung liegen dabei in der Mitte des Trägers.

Für durchlaufende Träger läßt sich in ähnlicher Weise ein genügend genauer Annäherungswerth für die Durchbiegung durch Einzellasten bilden.

Nur diejenige Oeffnung des Trägers, in welcher die Durchbiegung bestimmt werden soll, wird durch Einzellasten belastet.

Diese Belastung wird durch eine über die ganze Oeffnung gleichförmig vertheilte Belastung ersetzt und für diese die Durchbiegung in der Mitte der Trägeröffnung berechnet.

Fig. 34.



Für die Bestimmung der GröÙe der gleichförmigen Belastung gilt hier ebenfalls die Bedingung:

$$M_{p \max} = M_{Q \max},$$

welche für jede Oeffnung des Trägers einen besonderen Werth von p liefert.

1) Werth von p bei Belastung der ersten Oeffnung:

Es ist

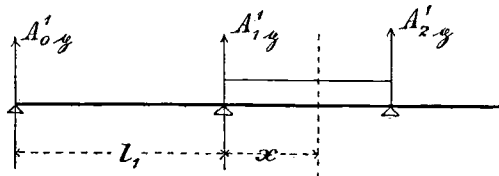
$$\begin{aligned} M_{px} &= A_{0p} x - p \frac{x^2}{2} \\ \frac{dM_{px}}{dx} &= 0 = A_{0p} - px \\ x &= \frac{A_{0p}}{p} \\ M_{p \max} &= \frac{A_{0p}^2}{2p} = M_{Q \max} \\ A_{0p} \text{ wird} &= \chi_0 p l_1 \text{ gesetzt} \\ \text{mithin } p &= \frac{2 M_{Q \max}}{\chi_0^2 l_1^2}. \end{aligned}$$

2) Werth von p bei Belastung der 2. Oeffnung:

Es ist

$$\begin{aligned} M_{px} &= A_{0p}^1 (l_1 + x) + A_{1p}^1 x - p \frac{x^2}{2} \\ \frac{dM_{px}}{dx} &= 0 = A_{0p}^1 + A_{1p}^1 - px \\ x &= \frac{A_{0p}^1 + A_{1p}^1}{p} \\ M_{p \max} &= A_{0p}^1 l_1 + \frac{(A_{0p}^1 + A_{1p}^1)^2}{2p} = M_{Q \max}. \end{aligned}$$

Fig. 35.



Es wird gesetzt

$$\begin{aligned} A_{0p}^1 &= \chi_0^1 p l_1 \\ A_{1p}^1 &= \chi_1^1 p l_2 \end{aligned}$$

mithin

$$M_{p \max} = \chi_0^1 p l_1 l_2 + \frac{(\chi_0^1 + \chi_1^1)^2 p l_2^2}{2} = M_{Q \max}$$

und

$$p = \frac{2 M_{Q \max}}{2 \chi_0^1 l_1 l_2 + (\chi_0^1 + \chi_1^1)^2 l_2^2}.$$

Der angenäherte Werth für die Durchbiegung in der Mitte der Trägeröffnung ist für die erste Oeffnung

$$\delta_{mQ} = \frac{1}{384} \frac{M_{Q \max} l_1^2}{\chi_0^2 E J} (14 - 48 \chi_0),$$

für die 2. Oeffnung

$$\delta_{mQ} = \frac{1}{384} \frac{M_{Q \max} l_2^2}{\left(2 \chi_0^1 \frac{l_1}{l_2} + (\chi_0^1 + \chi_1^1)^2\right) E J} \left[16 \chi_0^1 \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2}\right) \left(1 + 4 \frac{l_1}{l_2}\right) + 16 \chi_1^1 - 2\right].$$

In den Tafeln XXV u. XXVI sind die Werthe von δ_{mQ} angegeben; dabei sind die χ -Werthe aus den Formeln unter A 3, Taf. XXV u. XXVI, Seite II, VI, VII und X entnommen bzw. zu entnehmen.

D. Einfluß der Aenderung der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen unter der bewegten Last.

a) Auf die Auflagerdrücke.

Es ist gesetzt worden:

$$A = A_p + A_Q + \Delta A.$$

Wie aus den Gleichungen 1d bis 5d unter A der Entwicklung S. 171 hervorgeht, ist ΔA Function der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen und unabhängig von den Lasten selbst; ändert sich daher die Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen unter den auf den Träger kommenden Belastungen nicht, so hat ΔA einen unveränderlichen Werth. Wird in der obigen Gleichung A_p als durch die bleibende, A_Q als durch die bewegte Belastung erzeugt aufgefaßt, so wird, falls die Höhenlage der Stützen unter der beweglichen Last sich nicht ändert, durch die bewegliche Last ein Auflagerdruck A_Q hervorgerufen, der nach der früher abgegebenen Erklärung der obigen Gleichung gleich dem Auflagerdrucke durch bewegte Belastung bei gleich hoher Lage der elastischen Linie über den Stützen ist und sich bei einem Träger mit drei ungleichen Oeffnungen nach den Gleichungen 1c bis 5c bzw. 1c¹ bis 5c¹ (Seite 171) berechnet.

Ändert sich die Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen unter der bewegten Last, so sind in den Gleichungen

$$A = A_p + \Delta A \text{ und}$$

$$A^1 = A_p + A_Q + \Delta A^1$$

die ΔA -Werthe verschieden groß, während die A_p -Werthe gleich groß sind und der A_Q -Werth unabhängig von der Aenderung der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen ist.

Der Auflagerdruck durch bewegte Last allein ist

$$A^1 - A = A_Q + (\Delta A^1 - \Delta A).$$

Es ist

$$\Delta A = c_0 \eta_0 + c_1 \eta_1 + c_2 \eta_2 + \dots$$

$$\Delta A^1 = c_0 \eta_0^1 + c_1 \eta_1^1 + c_2 \eta_2^1$$

$$\Delta A^1 - \Delta A = c_0 (\eta_0^1 - \eta_0) + c_1 (\eta_1^1 - \eta_1) + c_2 (\eta_2^1 - \eta_2) + \dots$$

Lage der elastischen Linie bei bleibender Belastung Fig. 4, Taf. XXVII, bei bleibender und bewegter Belastung Fig. 4a, Taf. XXVII.

c_0 , c_1 und c_2 sind für jeden Träger besondere von der Lage des Koordinatenkreuzes abhängige Werthe.

Sie können in den beiden Gleichungen für ΔA und ΔA^1 als gleich groß angesetzt werden, sofern, wie es hier geschehen soll, für beide Gleichungen der Koordinatenanfang als ein Punkt der elastischen Linie über ein und derselben Stütze angenommen wird.

Die x-Achsen beider Koordinatenkreuze sind dabei um das Maß der durch die bewegte Belastung hervorgerufenen Hebung oder Senkung der elastischen Linie über dieser Stütze von einander entfernt. Wird dieses Maß im vorliegenden Falle für die Stütze A_3 gleich e_3 gesetzt, während die Aenderungen der elastischen Linie über den übrigen Stützen bezgl. e_0 , e_1 und e_2 sind, so ist, wie durch Fig. 4a, Taf. XXVII erläutert wird

$$\eta_0^1 = e_0 + \eta_0 - e_3$$

$$\eta_1^1 = e_1 + \eta_1 - e_3$$

$$\eta_2^1 = e_2 + \eta_2 - e_3$$

und

$$\eta_0^1 - \eta_0 = e_0 - e_3$$

$$\eta_1^1 - \eta_1 = e_1 - e_3$$

$$\eta_2^1 - \eta_2 = e_2 - e_3$$

und es ist

$$\begin{aligned} \Delta A^1 - \Delta A &= \Delta_A A = c_0 (e_0 - e_3) \\ &+ c_1 (e_1 - e_3) + c_2 (e_2 - e_3). \end{aligned}$$

Hieraus folgt, daß der Einfluß der unter einer Belastung auftretenden Aenderung der Lage der elastischen Linie über den Stützen durch die Gleichungen 1d bis 5d ermittelt werden kann, wenn an Stelle der Ordinaten η_0 , η_1 u. s. f. die Werthe für die Hebungen bzw. Senkungen der elastischen Linie über den Stützen abzüglich des Werthes der Hebung bzw. Senkung der elastischen Linie über derjenigen Stütze eingesetzt werden, über der für die Aufstellung der Gleichungen 1d bis 5d der Koordinatenanfangspunkt angenommen worden ist, das ist hier über der Stütze A_3 .

In die für die ΔA -Werthe in der Taf. XXV u. XXVI angegebenen Gleichungen sind demnach an Stelle der Ordinaten η_0 , η_1 , η_2 die Werthe $e_0 - e_3$, $e_1 - e_3$ und $e_2 - e_3$ zu setzen, um den Einfluß zu ermitteln, welcher durch die bei der beweglichen Last auftretenden Aenderungen in der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen auf den Auflagerdruck entsteht.

Die Hebungen der elastischen Linie sind als positiv und ihre Senkungen als negative Werthe in Rechnung zu stellen.

Es folgt hieraus, daß der durch die bewegte Last erzeugte Auflagerdruck

$$A = A_0 + \Delta_A A$$

sich bestimmen läßt, ohne daß die wirkliche Lage der elastischen Linie des Trägers bekannt zu sein braucht.

b. Auf die Durchbiegung in der Mitte einer Oeffnung.

Ebenso wie die Auflagerdrücke sind die Durchbiegungen zusammengesetzt zu denken aus δ_p , δ_Q und $\Delta\delta$, wobei δ_p und δ_Q die Durchbiegungen unter bleibender, bzw. bewegter Last bei gleich hoher Lage der elastischen Linie über den Stützen sind, während $\Delta\delta$ die durch die ungleich hohe Lage der elastischen Linie über den Stützen erzeugte Durchbiegung bedeutet.

Wie früher gezeigt, ist für die Mitte der ersten Oeffnung

$$\Delta\delta_m = \alpha\eta_1^1 + \beta\Delta A_0$$

und für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\Delta\delta_m = \alpha^1\eta_1^1 + \beta^1\Delta A_0 + \gamma\Delta A_1.$$

Die Werthe α , β , α^1 , β^1 und γ sind für jeden Träger besondere, von der Lage des Koordinatenkreuzes abhängige Größen.

Unter bleibender Last ist die Durchbiegung in der Mitte einer Oeffnung

$$\delta_m = \delta_p + \Delta\delta_m$$

und für bewegte und bleibende Last

$$\delta_m^1 = \delta_p + \delta_Q + \Delta\delta_m^1$$

mithin wird durch die bewegte Last eine Durchbiegung erzeugt:

$$\delta_m^1 - \delta_m = \delta_Q + (\Delta\delta_m^1 - \Delta\delta_m),$$

worin $\Delta\delta_m^1 - \Delta\delta_m$ den Einfluß darstellt, welcher auf die Durchbiegung in der Mitte durch die infolge bewegter Last entstehende Aenderung der Lage der elastischen Linie über den Stützen ausgeübt wird.

Wird der Koordinatenanfang zur Berechnung von δ_m^1 in der elastischen Linie über derselben Stütze liegend gedacht, wo er für die Berechnung von δ_m angenommen wurde, so ist für die Mitte der ersten Oeffnung (Fig. 5 u. 5a, Taf. XXVII)

$$\Delta\delta_m^1 = \alpha\eta_1'' + \beta\Delta^1 A_0$$

und für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\Delta\delta_m^1 = \alpha^1\eta_1'' + \beta^1\Delta^1 A_0 + \gamma\Delta^1 A_1$$

mithin ist für die Mitte der ersten Oeffnung

$$\begin{aligned} \Delta\Delta\delta_m &= \Delta\delta_m^1 - \Delta\delta_m \\ &= \alpha(\eta_1'' - \eta_1^1) + \beta(\Delta^1 A_0 - \Delta A_0) \end{aligned}$$

und für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\begin{aligned} \Delta\Delta\delta_m &= \alpha^1(\eta_1'' - \eta_1^1) + \beta^1(\Delta^1 A_0 - \Delta A_0) \\ &+ \gamma(\Delta^1 A_1 - \Delta A_1). \end{aligned}$$

Die beiden x-Achsen der zugehörigen Koordinatenkreuze haben eine um das Maß der Hebung oder Senkung der elastischen Linie über derjenigen Stütze, über welcher der Koordinatenanfang angenommen wurde, verschiedene Lage.

Dieses Maß ist für die Stütze $A_0 = e_0$, während die Hebung der Stütze $A_1 = e_1$ ist.

Es ergibt sich daher,

wenn noch $\Delta^1 A_0 - \Delta A_0 = \Delta_\Delta A_0$ und $\Delta^1 A_1 - \Delta A_1 = \Delta_\Delta A_1$ gesetzt wird, für die Mitte der ersten Oeffnung

$$\Delta_\Delta\delta_m = \alpha(e - e_0) + \beta\Delta_\Delta A_0$$

und für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\Delta_\Delta\delta_m = \alpha^1(e_1 - e_0) + \beta^1\Delta_\Delta A_0 + \gamma\Delta_\Delta A_1.$$

Die Werthe $\Delta_\Delta A_0$ und $\Delta_\Delta A_1$ werden wie unter D. a. berechnet.

Die Werthe α , β , α^1 , β^1 und γ sind aus den Taf. XXV und XXVI unter C.I.2. a und b, Seite XVI u. XVII zu entnehmen.

Der Einfluß der Aenderung der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen auf die Durchbiegung des Trägers in der Mitte der Oeffnung läßt sich ebenfalls aus den Aenderungen selbst berechnen ohne Kenntnis der wirklichen Lage der elastischen Linie.

Ebenso wie für Berechnung der Werthe $\Delta_\Delta A_0$ und $\Delta_\Delta A_1$ sind für die Bestimmung von $\Delta_\Delta \delta_m$ die Hebungen der elastischen Linie als positive, die Senkungen als negative Werthe in die Gleichungen einzusetzen.

Wie sich nach Einsetzen der $\Delta_\Delta A$ -Werthe in die für $\Delta_\Delta \delta_m$ in der Taf. XXV u. XXVI angegebenen Werthe ergibt, sind die letzteren unabhängig von E. und J.

E. Einfluß der Höhenlage der elastischen Linie über den Stützen auf die Größe der Stützendrucke und der Durchbiegung in der Mitte der Trägeröffnung.

Die Höhenlage der Punkte der elastischen Linie des Trägers über den mittleren Stützen ist durch ihre lothrechte Entfernung von einer Geraden bestimmt, welche die elastische Linie in ihren Punkten über den Endauflagern schneidet. Die u-Werthe (vergl. die Abbildungen Taf. XXV u. XXVI, Seite XVI) sind gegeben.

Die Werthe A_p und δ_{mp} , A_Q und δ_{mQ} sind bei der ihnen beigelegten Bedeutung unabhängig von der Lage der elastischen Linie; desgleichen die Werthe $\Delta_\Delta A$ und $\Delta_\Delta \delta_m$, d. h. die Aenderungen der Stützendrucke und der Durchbiegungen bei Hebungen und Senkungen der elastischen Linie über den Stützen unter der bewegten Last behalten ihre vorstehend unter D. festgestellten Werthe. Dagegen ändern sich die vorstehend für ΔA_m , δ_m und $\Delta \delta_m$ gegebenen Gleichungen.

a) Aenderungen der Gleichungen für ΔA .

In den in Taf. XXV u. XXVI, Seite X für einen Träger über 3 ungleich weiten Oeffnungen angegebenen Gleichungen für ΔA als Function der Ordinaten η , sind nur die Werthe P und R Functionen dieser Ordinaten, die Formeln für P und R sind in Taf. XXV u. XXVI, Seite X angegeben.

Die Ordinaten η beziehen sich auf eine wagerechte Abscissenachse durch die elastische Linie über der Stütze A_3 ; wird entsprechend Fig. 6, Taf. XXVII

$$\eta_1 = \eta_0 \frac{l_2 + l_3}{L} + u_1$$

$$\eta_2 = \eta_0 \frac{l_3}{L} + u_2$$

in die Gleichungen eingesetzt, so wird

$$P = \frac{6 EJ}{l_2^2} \left(\frac{u_1 - u_2}{l_2} - \frac{u_2}{l_3} \right)$$

$$R = \frac{6 EJ}{l_1^2} \left(-\frac{u_1}{l_1} - \frac{u_1 - u_2}{l_2} \right).$$

Hiernach sind die Werthe P und R und damit auch die ΔA -Werthe nur Functionen der Werthe u und unabhängig von

der Lage der elastischen Linie über den Endstützen; sind die u-Werthe alle = 0, so sind auch die ΔA -Werthe = 0. Dies gilt für alle hier betrachteten Träger.

Liegen demnach die Punkte der elastischen Linie über den Stützen in einer geraden, wagerechten oder geneigten Linie, so treten dieselben Auflagerdrucke auf, wie bei gleich hoher Lage der elastischen Linie über den Stützen.

Um aus den Werthen u_1 , u_2 u. s. w. die ΔA -Werthe zu berechnen, sind in die Formeln der Taf. XXV u. XXVI unter A. 1, Seite II, VI u. VII an Stelle der Ordinaten der elastischen Linie über den mittleren Stützen η_1 , η_2 u. s. w. die Werthe u_1 , u_2 u. s. w. einzusetzen, während die Ausdrücke mit den Ordinaten der elastischen Linie über den Endstützen in Wegfall kommen, und zwar sind die oberhalb der durch die Endstützen gelegten Geraden liegenden u-Werthe als positiv, die unterhalb liegenden als negativ in Rechnung zu bringen.

Z. B. beim Träger über 4 gleich weite Oeffnungen wird für die Werthe u_1 , $-u_2$, u_3 (Taf. XXV u. XXVI, S. II)

$$\Delta A_0 = -\frac{6 EJ}{l^3} \cdot \frac{1}{56} (6 u_3 + 24 u_2 + 34 u_1)$$

$$\Delta A_1 = -\frac{6 EJ}{l^3} \cdot \frac{1}{56} (-36 u_3 - 88 u_2 - 92 u_1).$$

b) Aenderungen der Gleichungen für δ_m und $\Delta \delta_m$.

In den früher entwickelten Gleichungen für die Durchbiegung in der Mitte der ersten und zweiten Oeffnung unter bleibender gleichförmiger Belastung unter C. a. 1, Seite 174 u. C. a. 2, Seite 174 für die Größen $\delta_m - \frac{\eta_1^1}{2}$ und $\delta_m - \frac{\eta_1^1}{l_1} \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right)$ ist δ_m die Ordinate der elastischen Linie in der Mitte der ersten oder zweiten Trägeröffnung, η_1^1 die Ordinate derselben über der ersten Stütze bezogen auf eine Wagerechte durch das Auflager A_0 . Aus Fig. 7, Taf. XXVII ergibt sich unter Berücksichtigung, daß Ordinaten und u-Werthe oberhalb der Abscissenachse bzw. Auflagerlinie positiv, unterhalb negativ in Rechnung zu bringen sind für die Mitte der ersten Oeffnung

$$\delta_m - \frac{\eta_1^1}{2} = \delta_{vm} - \frac{u_1}{2}.$$

für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\delta_m - \frac{\eta_1^1}{l_1} \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right) = \delta_{vm} - \frac{u_1}{l_1} \left(l_1 + \frac{l_2}{2} \right).$$

In die angeführten Gleichungen unter C. a. 1 und C. a. 2 ist deshalb an Stelle von $\eta_1^1 u_1$, und zwar falls u_1 oberhalb der Geraden durch die Endstützen liegt, $+u_1$ falls es unterhalb liegt $-u_1$, einzusetzen, um die Durchbiegung des Trägers in der Mitte der ersten oder zweiten Trägeröffnung unter dieser Linie zu erhalten.

Es ist ebenfalls

$$\delta_{vm} = \delta_{mp} + \Delta \delta_{vm};$$

aus den obigen Gleichungen folgt für die Mitte der ersten Oeffnung

$$\Delta \delta_{vm} = -\frac{3}{48} \Delta A_0 \frac{l_1^3}{EJ} + \frac{u_1}{2}$$

und für die Mitte der zweiten Oeffnung

$$\Delta \delta_{u_m} = \frac{u_1}{2} \left(2 + \frac{l_2}{l_1} \right) + \left[\Delta A_0 \left(1 + 2 \frac{l_1}{l_2} \right) \left(1 + 4 \frac{l_1}{l_2} \right) + \Delta A_1 \right] \frac{l_2^3}{48 E J}.$$

Die ΔA -Werthe in beiden Gleichungen sind, wie in E. a gezeigt wurde, Functionen der u -Werthe.

F. Die elastische Durchbiegung bei einer Inanspruchnahme bis zur Elasticitätsgrenze.

Der für die elastische Durchbiegung bei einer Inanspruchnahme des Materiales bis zur Elasticitätsgrenze in der Taf. XXV u. XXVI, Seite XVIII angegebene Werth ist ein Annäherungswerth, der von dem Gesichtspunkte aus gebildet ist, dafs durch die als gleichmäfsig über den ganzen Träger vorausgesetzte Abnutzung des Trägers nach und nach eine Vergrößerung der Spannungen im Träger hervorgerufen wird und die Durchbiegung des Trägers diesen gröfseren Spannungen entsprechend anwächst.

Nimmt in dem für einen auf zwei Stützen frei aufliegenden Träger geltenden Durchbiegungswerthe $\delta = \varphi \frac{M l^2}{J E}$ ab, während die übrigen Werthe auf der rechten Seite der Gleichung unverändert bleiben, so wird δ anwachsen und zugleich entspricht dem kleiner werdenden J ein Anwachsen der Spannungen im Träger.

Entsprechen dem ursprünglichen Trägheitsmomente J_u und dem verkleinerten J_E die Durchbiegungen δ_u und δ_E , so ist

$$\frac{\delta_E}{\delta_u} = \frac{J_u}{J_E}.$$

Für die Veränderung der Trägheitsmomente wird die Annahme gemacht, dafs im Querschnitte des Trägers der Abstand der äufsern Faser vom Schwerpunkte unverändert bleibt; alsdann ist, wenn dieser $= a$ und $J/a = W$ gesetzt wird:

$$\frac{J_u}{J_E} = \frac{W_u}{W_E}$$

$$\text{und da } \frac{W_u}{W_E} = \frac{M}{W_E} : \frac{M}{W_u} = \frac{S_E}{S_u} \text{ ist,}$$

$$\text{so ist } \frac{J_u}{J_E} = \frac{S_E}{S_u} \text{ und auch}$$

$$\frac{\delta_E}{\delta_u} = \frac{S_E}{S_u}$$

$$\text{mithin } \delta_E = \frac{S_E}{S_u} \cdot \delta_u.$$

S_u setzt sich zusammen aus der Beanspruchung durch bleibende Last und durch vorübergehende Belastung

$$S_u = S_{u_p} + S_{u_Q},$$

ferner ist die elastische Durchbiegung gleich der durch bleibende Last vermehrt um die durch vorübergehende Belastung

$$\delta_u = \delta_{u_p} + \delta_{u_Q} \text{ und mithin auch}$$

$$\delta_E = \delta_{E_p} + \delta_{E_Q} = \frac{S_E}{S_{u_p} + S_{u_Q}} (\delta_{u_p} + \delta_{u_Q})$$

$$\text{und } \delta_{E_p} = \frac{S_E}{S_{u_p} + S_{u_Q}} \cdot \delta_{u_p}$$

$$\delta_{E_Q} = \frac{S_E}{S_{u_p} + S_{u_Q}} \cdot \delta_{u_Q}.$$

Für S_{u_p} und S_{u_Q} sind die grössten Spannungen in dem stärkst beanspruchten Querschnitte des Trägers einzusetzen, da in diesem Querschnitte vor allen anderen ein Anwachsen der Beanspruchung des Materiales vorauszusetzen ist.

Wird S_E = der Beanspruchung des Materials an der Elasticitätsgrenze gesetzt, so ergeben sich aus diesen Gleichungen die Durchbiegungswerthe bei einer Beanspruchung des Materiales bis zur Elasticitätsgrenze.

Bei durchlaufenden Trägern ist die Einwirkung der Lagerung der Träger auf den Stützen und der durch die bewegte Last erzeugten Aenderungen dieser Lagerung auf die Gröfse der Durchbiegung und Spannung zu berücksichtigen.

Bedeutend S_{u_p} und S_{u_Q} die durch die bleibende bewegte Last in einem Querschnitte erzeugten Spannungen bei einer Lage der Punkte der elastischen Linie über den Stützen in einer Geraden und ohne Auftreten von Höhenänderungen in dieser Lage unter der bewegten Last, sind ΔS_p bzw. ΔS_Q die den Werthen $\Delta \delta_m$ bzw. $\Delta \Delta \delta_m$ entsprechenden Spannungen in demselben Querschnitte, so ist, wie eine einfache Ueberlegung ergibt

$$\delta_{m_E} = \frac{S_E - \Delta S_p - \Delta S_Q}{S_{u_p} + S_{u_Q}} (\delta_{m_p} + \delta_{m_Q}) + \Delta \delta_m + \Delta \Delta \delta_m$$

$$\text{und } \delta_{m_{E_p}} = \frac{S_E - \Delta S_p - \Delta S_Q}{S_{u_p} + S_{u_Q}} \delta_{m_p} + \Delta \delta_m$$

$$\delta_{m_{E_Q}} = \frac{S_E - \Delta S_p - \Delta S_Q}{S_{u_p} + S_{u_Q}} \delta_{m_Q} + \Delta \Delta \delta_m.$$

Der Querschnitt mufs so gewählt werden, dafs $S_{u_p} + S_{u_Q} + \Delta S_p + \Delta S_Q$ die grösste im Träger auftretende Faserspannung ist. ΔS_p und ΔS_Q sind $= \frac{\Delta A \cdot x}{W}$ bzw. $\frac{\Delta \Delta A \cdot x}{W}$ und da ΔA und $\Delta \Delta A$ Functionen von J sind, sind ΔS_p und ΔS_Q Functionen von $\frac{J}{W}$, also, da bei der Abnutzung der Träger dieses Verhältnis ziemlich unverändert bleiben wird, selbst als von der Abnutzung des Trägers unabhängige Werthe anzusehen.

Ueber Verwendung von Stahl für Locomotiv-Feuerbüchsen.

(Nach Revue générale des chemins de fer.)

Angeregt durch die Erfolge der amerikanischen Bahnen bei der Verwendung von Stahl zur Herstellung der Locomotiv-Feuerbüchsen stellte die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahngesellschaft im Jahre 1888 zehn Versuchslocomotiven mit stählernen Feuerbüchsen ein, um der Frage näher zu treten, ob dieselben als Ersatz der bisherigen Kupfer-Feuerbüchsen Vortheile ergeben. Als die Versuche jedoch ein ziemlich ungünstiges Ergebnis zeigten, insofern die meisten Feuerbüchsen nach dreijähriger oder noch kürzerer Dauer durch neue ersetzt werden mußten, schickte die Gesellschaft drei ihrer Ingenieure nach Amerika, um an Ort und Stelle Erfahrungen über den Bau und die Dauer von Stahl-Feuerbüchsen zu sammeln. Die Abordnung besichtigte 7 der bedeutendsten Locomotivwerkstätten und 7 Stahlwerke der Vereinigten Staaten, und ihre Erfahrungen wurden von einem ihrer Mitglieder, dem leitenden Ingenieur für Betriebsmittel und Zugdienst, E. Chabal, in dem diesem Berichte zu Grunde liegenden Aufsätze niedergelegt.

Ergebnisse der Versuche mit Stahl-Feuerbüchsen in Frankreich.

Die Feuerbüchsen der 10 Versuchslocomotiven waren aus bestem Martin-Flussstahle nach dem saueren Verfahren hergestellt. Die Bleche der Rohrwand hatten 15 mm Stärke, waren aber unterhalb der Rohre auf 9 mm abgehobelt; die Thürplatten und die Seiten- und Deckbleche waren 9 mm stark. Die Bleche wurden warm gebogen, und die Löcher erst nach dem Biegen gebohrt und zwar um einen um 2 mm zu geringen Durchmesser. Nach dem Zusammensetzen und Ausrichten wurden dann die Bleche in einem Flammofen ausgeglüht, indem man die Hitze während 20 Stunden auf Kirschrothgluth ansteigen, und dann während 80 Stunden bis zum vollständigen Erkalten sinken liefs. Dann wurden die Theile zusammengesetzt, die Nietlöcher auf den gewünschten Durchmesser aufgerieben, die Stehbolzenlöcher gebohrt, die Bleche vernietet und die Stehbolzen gesetzt. Von den in Betrieb genommenen 10 Locomotiven waren nur 3 nach einem dreijährigen Betriebe noch gebrauchsfähig; die anderen mußten schon nach kürzerer Zeit ganz oder in ihren Haupttheilen ersetzt werden. So erhielt die eine Locomotive nach einer Fahrt von 39 000 km eine neue Feuerthür und neue Rohrwand, die zweite nach 69 000 km eine vollständig neue Stahlfeuerbüchse, die dritte desgleichen nach 60 000 km und die vierte nach 59 000 km ein neues Seiten- und Deckblech und eine neue Rohrwand. Die drei anderen hielten zwar die drei Versuchsjahre aus, mußten alsdann jedoch auch neue Feuerbüchsen erhalten. Die Beschädigungen bestanden in starker Verminderung der Blechstärke, in Rissen um die Stehbolzen herum und an der Anschlußstelle der Feuerthür, an den Nietstellen des Rahmens und in der Rohrwand zwischen den Feuerrohren, endlich in Fugen im Wandbleche an der Stelle zwischen Rost und Gewölbe. Zur Feststellung der allgemeinen Beschaffenheit der Bleche nach ihrer Außerdienststellung wurden

Festigkeitsversuche angestellt und dabei gefunden, daß die Bleche in der Nähe des Rostes eine größere Festigkeit, aber eine sehr viel geringere Dehnung zeigten, als in der Nähe der Decke, daß bei den Biegungsversuchen zwar alle Blechproben sich um 180° umbiegen und aneinanderlegen liefsen, und daß der Bruch in der Nähe der Decke ein gesundes Aussehen hatte, daß er aber schlechter wurde, je mehr man sich dem Gewölbe näherte, und daß er unterhalb des Gewölbes, also in der Nähe des Rostes, am schlechtesten war; hier zeigte er das Gefüge von verbranntem Stahle. Die chemischen Untersuchungen ergaben bei denjenigen Locomotiven, welche am schnellsten ausbesserungsbedürftig gewesen waren, einen höheren Schwefel- und Phosphor-Gehalt.

Die Versuche hatten also ein entschieden ungünstiges Ergebnis. Es geht jedoch aus den folgenden Mittheilungen über die amerikanischen Stahlfeuerbüchsen hervor, daß einige der aufgetretenen Schäden durch Nutzbarmachung der amerikanischen Erfahrungen vermieden werden können, sowohl durch die Art der Anordnung und Verbindung der Theile, als auch durch besondere Sorgfalt in der Herstellung der Feuerbüchse, und namentlich in der weiteren Ueberwachung und Behandlung der im Betriebe befindlichen.

Herstellung und Instandhaltung der Stahlfeuerbüchsen in Amerika.

1. Herstellung.

Seit 15 Jahren werden die Stahlfeuerbüchsen in Amerika allgemein angewandt und zwar hauptsächlich aus Gründen der Kostenersparnis, denn obgleich die Betriebsdauer derselben außerordentlich schwankt, so steigt sie doch auf einen Mittelwerth, welcher den der Kupferfeuerbüchsen erreicht oder übertrifft, indem man allerdings so ausgedehnte und kühne örtliche Ausbesserungen anwendet, wie sie bei Kupferfeuerbüchsen hier nicht in Gebrauch sind. Die Abnahmevorschriften für das zu liefernde Blech enthalten fast nur Zugfestigkeitsbedingungen, indem ziemlich allgemein ein mittlerer Widerstand von 38,6 kg, ein höchst zulässiger von 45 und ein niedrigst zulässiger von 35 kg und eine mittlere Dehnung von 30 %, eine höchst zulässige von 40 und eine niedrigst zulässige von 25 % gefordert wird. Die von der französischen Abordnung vorgenommenen Festigkeitsversuche zeigten, daß diese Bedingungen stets eingehalten wurden. Nur einige Gesellschaften schreiben auch Biegeversuche vor; Bestimmungen über die Herstellung des Stahles und über chemische Eigenschaften desselben finden sich ebenso wenig vor, obgleich in neuerer Zeit einige Gesellschaften bei der Erneuerung ihrer Abnahmevorschriften die chemische Beschaffenheit mit berücksichtigen wollen. Es wird ausschließlich saurerer Martinstahl verwendet, welcher aus reinem grauen Roheisen und aus einem Puddelisen zusammengeschmolzen ist, welches ebenfalls aus demselben Roheisen gewonnen ist. Man gießt Blöcke von 1000 bis 1500 kg und walzt sie in Trio.

walzwerken sehr schnell unter reichlicher Kühlung aus. Beispielsweise dauert das Auswalzen dieser Blöcke auf 10 mm Blech 4—5 Minuten, wobei sie 40 mal durch die Walzen gehen und diese schliesslich dunkelroth verlassen. Dann kühlen die Bleche ziemlich schnell auf Rollen ab, welche beständig hin- und herbewegt werden, um den Einfluß ihrer Berührung mit dem Bleche abzuschwächen. Zur Verwendung dieser Bleche für Feuerbüchsen halten einige Gesellschaften den dem obern Theile, andere den dem untern Theile des Gufsblockes entsprechenden Blechrand für minderwerthig, andere sowohl den oberen als den unteren. Als Mittel dieser sich sehr widersprechenden Gewohnheiten kann man annehmen, daß vom obern wie vom untern Blechrande 600 bis 900 mm abgeschnitten und nur der übrig bleibende Theil für Feuerbüchsen verwendet wird. Es werden für die Seitenwände und Decke Bleche von 7,5 bis 9,5 mm, für die Rohrwand solche von 12,7 mm angewendet. Der die Thüröffnung bildende Rand der hintern Feuerbüchsenwand wird um 90° nach außen, der Rand des Feuerbüchsenmantels um 90° nach innen umbördelt, so daß sich die beiden entstehenden Rahmen in einander schieben und vernieten lassen. Durch diese Verbindungsart wird also der sonst übliche Feuerthürrahmen vollständig gespart und dadurch ein Hauptanlaß zu unbequemen Ausbesserungen beseitigt, welche dadurch entstehen, daß die Verbindungsstelle des innern Feuerthürrandes mit dem Rahmen wegen ihrer ungenügenden Kühlung verbrennt und undicht wird. Gewölbe im Feuerraume werden fast allgemein angewendet; aber einige Gesellschaften lassen sie nicht bis an die Seitenwände hervortreten, sondern stützen sie auf Siederohre, welche von dem unterhalb des Gewölbes liegenden Theile der Rohrwand ausgehend unter dem Gewölbe entlang laufen, den Feuerraum durchstreichen und am hintern Ende der Feuerbüchsendecke endigen, um einen Wassenumlauf in dem Wassermantel zwischen der äußern und innern Feuerkiste zu bewirken. Das Biegen der Bleche erfolgt meist von Hand, nur in den Werken von Baldwin in Chicago und in denen der Pennsylvania-Bahn in Altoona wurden Tweddel'sche Schmiedepressen angetroffen. Vom Ausglühen der Bleche wird in Amerika wenig gehalten; die Bleche werden unausgeglüht geliefert, und die Locomotivwerkstätten glühen sie entweder gar nicht aus, oder nur die den stärksten Formänderungen ausgesetzten Platten nach dem Biegen und vor dem endgültigen Zusammensetzen. Auch auf langsames sorgfältiges Erkaltenlassen wird gar kein Werth gelegt*). Einige Gesellschaften lassen ihre Bleche an der Luft nur vor unmittelbarem Winde und Wetter geschützt abkühlen, wie z. B. die Manhattan-Gesellschaft in New-York, andere bedecken sie mit einer Schicht Asche, wie die Werkstätten von Jackson; in beiden Fällen erfolgte eine schnelle Erhitzung durch ein Holzkohlenfeuer auf Rothgluth und dann sofortiges Abkühlen. Die Löcher werden gestanzt und nicht gebohrt, weil letzteres als zu umständlich angesehen wird. Dagegen wird auf die Nietung viel Sorgfalt verwendet; man führt dieselbe

ohne Nietstempel aus, da diese bei ungeschickter Handhabung eine Schwächung oder Quetschung der Bleche herbeiführen können.

2. Ueberwachung und Instandhaltung.

Das Auswaschen der Kessel erfolgt allgemein durch heißes Wasser mittels Strahlspritze. Man ist der Ansicht, daß frühzeitig auftretende Risse im Bleche häufiger einem zu frühen oder zu kalten Auswaschen zuzuschreiben sind, als schlechter stofflicher Beschaffenheit des Stahles. Einige Gesellschaften beginnen erst 3—4 Stunden nach dem Abfalle der Kesselspannung mit dem Auswaschen, andere nehmen dasselbe sofort vor. Im letzteren Falle werden die oberen und unteren Kesselverschlüsse gelöst und während durch die unteren das heiße Wasser abfließt, füllt man durch einen der oberen kaltes Wasser nach, sodaß der Spiegel nicht sinkt. Erst wenn der Kessel beginnt, stark handwarm zu werden, was etwa 60° C. entspricht, läßt man alles Wasser ablaufen und spült durch die Strahlspritze mit heißem Wasser nach.

Sobald sich beim Betriebe Risse im Bleche zeigen, werden die Enden derselben durch eingesetzte Schrauben begrenzt: man bohrt dann auf der ganzen Länge des Risses Loch an Loch und verschließt jedes mit einer Schraube, so daß die vernieteten Köpfe der Schrauben den Riss vollständig bedecken und dichten. Diese Art der Ausbesserung dehnen die Amerikaner sehr weit aus, indem sie noch Feuerbüchsen im Betriebe behalten, die schon außerordentlich viele, so geflickte Risse aufweisen und die man in Europa nach den für Kupferfeuerbüchsen gebräuchlichen Regeln bereits außer Betrieb gesetzt haben würde. Die ebenfalls zahlreich auftretenden Risse um die Nietlöcher herum läßt man so lange unbeachtet, als keine Undichtigkeiten eintreten. Ist letzteres der Fall, so ersetzt man das oder die benachbarten Niete durch stärkere mit so breiten Köpfen, daß die Fugen bedeckt werden. Erst wenn es unumgänglich nöthig erscheint, schneidet man ein schadhaftes Stück aus einer Blechwand heraus und ersetzt es durch eine aufgesetzte Lasche; stößt hierbei das ausgeschnittene Stück an eine Nietnaht, so vermeidet man es, wenn angängig, die alten Löcher für neue Niete zu gebrauchen und zieht es vor, den die Nietlöcher enthaltenden Flansch des gesunden Stückes wegzuschneiden und die aufgesetzte Lasche um so viel größer zu nehmen, daß man eine neue Naht setzen kann.

Im Allgemeinen werden also so lange örtliche Ausbesserungen vorgenommen, bis ein Ersatz der ganzen Feuerbüchse nöthig erscheint. Die Dauer einer Feuerbüchse bis zu einem solchen Ersatze ist außerordentlich verschieden. Sie schwankt nach den Aufzeichnungen eines Eisenwerkes, die sich auf 135 den verschiedensten amerikanischen Werkstätten entstammenden Locomotiven bezieht, zwischen 2 und 17½ Jahren; sie beträgt im Mittel 8⅓ Jahre und bewegt sich meist zwischen den Grenzen von 7 und 9 Jahren, entsprechend einer Fahrlänge von 365 000 bis 515 000 km.

Vergleich zwischen Kupfer- und Stahlfeuerbüchsen.

Der Vergleich wird in der Quelle sowohl für eine sehr große Feuerbüchse, nämlich die einer schweren Schnellzug-

*) Anm. d. Red. Nach den von dem Materiale verlangten Eigenschaften und nach der Behandlungsweise hat man es hier mit gutem Flußeisen zu thun, wie denn auch das in Amerika als mild steel bezeichnete Metall für Bauzwecke thatsächlich Flußeisen ist.

locomotive, Bauart Belpaire, als auch für eine mittlere Feuerbüchse, die einer normalen Güterzuglocomotive, rechnerisch durchgeführt.

Einen entschiedenen Vortheil bieten die Stahlfeuerbüchsen durch ihr geringeres Gewicht. Die Blechstärken der Kupferfeuerbüchsen betragen 25 mm am obern und 15 mm am untern Theile der Rohrwand, sowie 15 mm bei den übrigen Blechen. Vergleicht man hiermit eine Stahlfeuerbüchse mit 12,7 mm Rohrwand und 8 mm Wandstärke der übrigen Bleche, so ergibt sich zu Gunsten der Stahlfeuerbüchse eine Gewichtsparsnis von 1094 kg für die Schnellzuglocomotive und 689 kg für die Güterzuglocomotive.

Für die Vergleichung der Beschaffungskosten kommt in Betracht, daß Kupfer zwar viel theurer als Stahl ist, aber auch der Kupferabfall sehr gut bezahlt wird, während der Abfall des zum Theil verbrannten Stahles fast werthlos ist. Unter Annahme mittlerer Verhältnisse und Preise erhält man:

	Schnellzug- locomotive.	Güterzug- locomotive.
Mehrkosten der Kupferfeuerbüchse an		
Material	3026 Fr.	2072 Fr.
Wenigerkosten der Kupferfeuerbüchse		
an Arbeit	786 «	480 «
Somit Gesamtmehrkosten der Kupfer- feuerbüchse	2240 Fr.	1592 Fr.
Mehrwerth des alten Kupfers im Ver- gleich zum alten Stahl	1802 «	1227 «

Aus dem geringen Unterschiede der beiden letzten Zahlenreihen ersieht man, daß die Stahlfeuerbüchsen sich bei der Beschaffung um einen unwesentlichen Betrag billiger stellen als die Kupferfeuerbüchsen.

Bei der Vergleichung der Instandhaltungskosten hat man zu berücksichtigen, daß, während die Instandhaltung in Amerika ziemlich allgemein nach den oben genannten Grundsätzen geschieht, die Gewohnheiten der französischen Bahngesellschaften in diesem Punkte bezüglich der Kupferfeuerbüchsen stark abweichen. Die Paris-Lyon-Mittelmeer-Bahngesellschaft führt fast gar keine örtlichen Ausbesserungen aus, sie vermeidet es, Laschen zu setzen und ersetzt die ganze Rohrplatte, wenn nur wenige Risse zwischen den Rohren aufgetreten sind; sie löst beim Ersatze einer Platte vielfach die Verbindung der anderen, um auch diese zu untersuchen und wenn nöthig zu erneuern. Dagegen macht die Orléans-Bahngesellschaft ausgedehnte Anwendung von örtlichen Ausbesserungen durch Verstopfen von Löchern, Aufsetzen von Laschen und Einnieten von Winkeln, und wenn es nöthig ist die Rohrplatte zu erneuern, so thut sie dies, ohne die Verbindung des Kessels und der äußern Feuerbüchse zu lösen. Andere Gesellschaften, z. B. die Ostbahngesellschaft,

schlagen einen Mittelweg zwischen diesen beiden entgegengesetzten ein. Dementsprechend stellen sich im Allgemeinen die Instandhaltungskosten bei der Paris-Lyon-Mittelmeer-Gesellschaft am höchsten, bei der Orléans-Gesellschaft am niedrigsten, und bei den anderen nehmen sie einen Mittelwerth ein. Die auf Grund von langen Beobachtungsreihen angestellten Berechnungen der Instandhaltungskosten verschiedener Bahnen führen den Berichterstatter der französischen Abordnung zu dem Schlusse, daß sich bei Zugrundelegung eines Stahlpreises von 22,4 Mark für 100 kg die Unterhaltung der Stahlfeuerbüchsen ebenso theuer stellen würde, wie die der Kupferfeuerbüchsen der Orléans-Gesellschaft, wenn die Dauer der Stahlfeuerbüchsen 425 000 km für die Schnellzuglocomotive bzw. 382 000 km für die Güterzuglocomotive betrüge. Da nun, wie oben erörtert, die wirkliche Dauer der Stahlfeuerbüchsen nach amerikanischem Muster auf 40—50 000 km veranschlagt werden darf, so würden die Instandhaltungskosten der Stahlfeuerbüchsen etwa ebenso hoch sein — bei der Güterzuglocomotive sogar noch etwas geringer — als die Instandhaltungskosten der Kupferfeuerbüchsen der Orléans-Bahn; noch günstiger stellen sich natürlich die Kosten der Stahlfeuerbüchsen, wenn man sie mit den Kupferfeuerbüchsen der anderen Bahnen, besonders der Paris-Lyon-Mittelmeer-Gesellschaft vergleicht.

Der Berichterstatter der französischen Abordnung kommt bezüglich der Verwendbarkeit der Stahlfeuerbüchsen für französische Locomotiven zu folgenden Schlüssen: Die ungünstigen Ergebnisse der in Frankreich mit Stahlfeuerbüchsen angestellten Versuche sind zum großen Theile dadurch zu erklären, daß man einige der von den Amerikanern angewandten Regeln für die Bauart und Instandhaltung von Stahlfeuerbüchsen nicht inne gehalten hat, wie z. B. die Vermeidung des Feuerthürrahmens, das Nieten ohne Nietstempel, das Auswaschen mit warmem Wasser, und daß überhaupt die Bedienungsmannschaft erst lernen muß, eine Feuerbüchse aus einem so viel empfindlicheren Stoffe zu behandeln. Wenn diese Regeln befolgt werden, und man sich zu ebenso weitgehenden örtlichen Instandsetzungen entschließt, wie die Amerikaner, ist auf eine ebenso lange oder längere Dauer der Stahlfeuerbüchsen im Vergleich zu den bisherigen Kupferfeuerbüchsen zu rechnen. Die Beschaffungs- und Unterhaltungskosten der Stahlfeuerbüchsen stellen sich etwas geringer, die Betriebssicherheit muß nach den 15jährigen amerikanischen Erfahrungen als ebenso hoch angenommen werden; einen entschiedenen Vortheil haben die Stahlfeuerbüchsen aber durch ihre größere Leichtigkeit.

Leider werden gar keine Vergleiche betreffs des verschiedenen Wirkungsgrades der mit Stahl- und mit Kupferfeuerbüchsen versehenen Kessel besprochen, obgleich dieser Punkt für eine erschöpfende Behandlung der Frage doch sehr wichtig ist.

N.

Locomotiven mit Antriebvorrichtung für Drehgestellachsen, Bauart Ch. Hagans.*)

Von C. Schaltenbrand, Ingenieur der Königl. Eisenbahn-Direction Erfurt.

(Hierzu Zeichnungen Fig. 1 bis 7 auf Taf. XXVIII.)

Die wachsende Zahl der Nebenbahnen mit scharfen Krümmungen und starken Steigungen verleiht der Weiterentwicklung der Gelenklocomotive mit in Bogen einstellbaren Achsen und Ausnutzung des vollen Gewichtes für die Reibung immer größere Bedeutung.†)

Unter den ältern Versuchen in dieser Richtung sind zunächst die Locomotiven mit nur einem Triebwerke aufzuführen. Die Versuche von Engerth und Maffei, durch Zahnräder oder Gelenkketten das Tendergewicht nutzbar zu machen, scheiterten an der Abnutzung der Uebersetzung und der Unmöglichkeit schnellen Laufes. Die 1862 in London und 1867 in Paris ausgestellte Locomotive »Steierdorf« von Engerth mit Uebertragung der Kraft auf die erste Tenderachse mittels Blindachse nach Pius Fink beruhte auf der durch Wanken gestörten Bedingung genau gleicher Richtung der Blind- und Triebachse, war also nicht frei von Klemmungen, auch kamen die Kurbeln der Blindachse viermal auf den toten Punkt.

Baldwin ersetzte an einer 1867 in Paris ausgestellten Locomotive das Drehgestell durch zwei um die lothrechte Mittelachse schwingenden Rahmstücke, welche mit zwei in ihnen gelagerten Achsen Parallelogramme bilden konnten. So war nur Seitenverschiebung der Achsen erreicht, und die allseitig gelenkigen Kuppelungen zwischen festen und verschieblichen Achsen mußten mit großen Längenunterschieden über die toten Punkte gehen.

Ein Modell von Barchaert in Paris 1867 hatte eine in der Mitte des Hauptrahmens fest gelagerte Blindachse, von deren gekröpfter Mitte mittels zweiarmigen Hebels die gleichgestellten Kurbeln der inneren Triebachsen zweier symmetrisch zu ihr liegende Drehgestelle angetrieben wurden. Hier entstanden merkliche Längenunterschiede beim Einstellen der Drehgestelle in Bögen, auch wurden diese gleichzeitig vorn und hinten niedergedrückt bzw. gehoben, sodaß eine galoppirende Bewegung entstand.

Noch verwickelter war die Uebertragung von Gouin (Paris-Lyon). Vor und hinter der mitten gelagerten Triebachse befanden sich zwei gleiche, zweiachsige Drehgestelle mit den Drehpunkten nahe an ersterer. Ueber jeder Gestellmitte lag eine von der Triebachse mit Kuppelstange angetriebene seitlich verschiebliche Blindachse im Hauptrahmen, welche von dem Gestelle bei dessen Bewegungen mitgenommen wurde. Jede Blindachse trug außerhalb jedes Rahmens eine Kurbel, und auf dieser mit wagerecht länglichem Lagerloche je einen Doppelhebel, dessen Aufsenenden die Kurbeln der beiden Drehgestellachsen in lothrechter Bewegung antrieben; die langen Löcher gestatteten die Einstellung der Drehgestelle. Alle vier Drehgestellkurbeln einer

Seite wurden gleichzeitig gehoben bzw. gesenkt, woraus sich starkes Wanken ergab, bei einer Umdrehung entstanden vier todtte Punkte, und die Kuppelstangen fanden bei günstigster Kurbelstellung an den Blindachsen keinen Widerstand.

In Wien 1873 waren diese gelenkigen Uebertragungen von einem Triebwerke aus schon ganz verschwunden.

Der zweite Versuch der Lösung der Gelenklocomotive giebt jedem Drehgestelle ein besonderes Triebwerk.‡) Die Uebelstände dieser Anordnung bestehen in den gelenkigen Dampfleitungen und darin, daß bei geringer Leistung die mehrfache Dampftheilung infolge zu geringer Füllung, und auf Gefällen der starke Verlust an Schmierdampf in den vielen Cylindern die Dampf Wirkung beeinträchtigt.

Neuerdings haben sich daher die Bestrebungen wieder der ersten Lösung mit gelenkiger Uebertragung zugewendet; es sind hier die Namen Klose,‡‡) Johnstone und Hagans zu nennen.

Die hier zu besprechende Anordnung von Hagans hat folgende Eigenschaften.

Die üblichen bewegten Theile werden vermehrt um zwei ein- oder zweiarmige Schwinghebel und eine kurze Gelenkstange, durch die die gleitende Reibung des Kreuzkopfes fast ganz in Zapfenreibung übersetzt wird. Ein weiterer Lenkhebel und eine Lenkstange führen nur die geringen Bewegungen bei Einstellung in Bögen aus, welche nöthig sind, um die Drehung des Drehgestelles für die fest gelagerten Achsen unschädlich zu machen. Zugleich übertragen diese Lenktheile die Kurbeldrücke des Drehgestelles auf den Hauptrahmen, so daß Schlingerbewegungen des Gestelles vermieden werden.

Das Gewicht kann in jedem Grade bis zur vollen Größe für die Reibung nutzbar gemacht werden; Verbundwirkung ist durch zwei über einander liegende Cylinder, wie in Textabbildung Fig. 36 (Seite 184) eingestrichelt wurde, leicht anzubringen.

Die zum Drehgestelle führenden Kuppel- und Lenkstangen haben cylindrische Lager, doch bilden die Lagerschalen einen stehenden seitlich abgeflachten Cylinder, der sich im Stangenkopfe drehen kann: die leicht warmlaufenden Kugelzapfen sind so vermieden. Die nachfolgende eingehende Beschreibung betrifft eine vierfach gekuppelte Tenderlocomotive für die preussischen Gebirgsbahnen. Ein Modell war 1893 in Chicago ausgestellt, welches sich jetzt in der Maschinenhalle, Gruppe VI, der Thüringer Gewerbe- und Industrie-Ausstellung in Erfurt befindet. Uebrigens sind bereits mehrere Locomotiven nach Patent Hagans im Betriebe.

†) Vergl. Organ 1892, S. 131; 1893, S. 198.

‡) Mallet, Organ 1893, S. 198; 1891, S. 107, Nr. 42. Meyer, Organ Ergänzungsband X, Th. I, Nr. 22. Decauville, Organ 1891, S. 107, Nr. 42, Fairlie, Organ 1891, S. 107, Nr. 41; 1886, S. 234.

‡‡) Klose, Organ Ergänzungsband X, Th. I, Nr. 25.

*) D. R. P. No. 58845 vom 11. Januar 1891 und Zusatzpatent.

Für den Entwurf der in Fig. 1 bis 7, Taf. XXVIII dargestellten Tenderlocomotive für den Vorspanndienst auf den Gebirgsbahnen sind nachstehende Bedingungen zu Grunde gelegt:

1) Die Leistung der Locomotive soll so bemessen werden, daß sie auf Bahnen mit Steigungen bis 1:40 und in Gleisbögen bis 200^m Halbmesser Züge von 150 t, 125 t, 80 t Zuglast mit 15, 20 bzw. 30 km/St. befördern kann.

Dabei darf die Reibungswerthziffer zwischen Rad und Schiene nur zu 0,15 angenommen werden.

2) Der Vorrath an Wasser soll 6¹/₂ bis 7 cbm und derjenige an Kohlen 2 bis 2¹/₂ cbm betragen, damit er bei voller Leistung der Locomotive für eine Strecke von 20 km ausreicht.

3) Die Locomotive soll Bögen von 200^m Halbmesser auf der Strecke und von 180^m in den Bahnhöfen ohne großen Widerstand durchfahren können.

Die Heizwirkung muß gemäß Nr. 1 gegenüber derjenigen der Normaltenderlocomotive mit 3 gekuppelten Achsen und 1,33^m Raddurchmesser im Laufkreise um 15 % vergrößert werden. Das hierdurch bedingte Mehrgewicht des Kessels, sowie die Erfüllung der Bedingungen unter 2, erfordern die Anbringung einer vierten gekuppelten Achse mit 14 t Schienen-
druck.

Um den oben angeführten schwersten Zug von 150 + 56 = 206 t auf der Steigung von 1:40 sicher anziehen zu können, ist bei 12 kg/t Widerstand eine Gesamtzugkraft von

$$\frac{20\,6000}{40} + 206 \cdot 12 = 7620 \text{ kg}$$

erforderlich.

Die entsprechende Zugkraft für die Fortbewegung dieses Zuges mit 15 km Geschwindigkeit erfordert bei 2,6 kg/t Zugwiderstand mindestens

$$\frac{20\,6000}{40} + 206 \cdot 2,6 = 5686 \text{ kg.}$$

Die Reibung der Räder auf den Schienen bei leeren Wasser- und Kohlenkasten entsprechend einer Reibungslast von 56 — 9 = 47 t genügt bei einem Reibungsbeiwerte von 7620:47 000 = rund 0,16.

Wenn die Locomotive, unter Beibehaltung aller Abmessungen der dreiachsigen Normaltenderlocomotive die erforderliche Zugkraft leisten soll, muß der Raddurchmesser im Laufkreise von 1,330^m auf 1,200^m verkleinert werden.

Die Gesamtantriebskraft abzüglich des innern Maschinenwiderstandes beträgt bei 10 at Kesseldruck dann:

$$\frac{0,63}{1,2} - 43^2 \frac{\pi}{4} 10 = 7620 \text{ kg.}$$

Bei dem kleinern Durchmesser der Räder giebt die Locomotive bei einer Fahrgeschwindigkeit von 15,20 bzw. 30 km/St. 265,333 bzw. 530 Dampfstöße in der Minute, und das genügt für die Zugerzeugung.

Um endlich der Bedingung 3 zu entsprechen, müssen 2 Achsen in einem Drehgestelle gelagert und mit dem Triebwerke der beiden fest gelagerten Achsen so verbunden werden, daß die erforderliche Drehung ohne Aenderung des Kolbenhubes und der Kurbelstellungen an den einzelnen Achsen möglich ist.

Es darf ferner die Triebkraft nicht einseitig auf das Drehgestell wirken, sie muß durch eine geeignete Vorrichtung auf die Hauptrahmen und den Drehzapfen desselben in der Weise

übertragen werden, daß sich Wirkung und Rückwirkung des Triebwerkes vollständig aufheben.

Die Abmessungen des Kessels der Locomotive sind nachstehend mit denjenigen der dreiachsigen Normaltenderlocomotive zusammen gestellt:

	Normal- Locomotive	Hagans	Verhältnis
a. Rostfläche	1,32 qm	1,63 qm	1:1,235
b. Heizfläche im Feuerraume .	6,12 "	7,36 "	1:1,206
c. " in den Siederöhren	90,06 "	104,98 "	1:1,166
d. " im Ganzen	96,18 "	112,34 "	1:1,168
e. Verhältnis b:d	1:15,7	1:15,2	1:1,033
f. " a:d	1:72,9	1:68,9	1:1,058
g. Heizwirkung (5,5 b + c) .	123,72	145,46	1:1,176

Das Verhältniß der unmittelbaren Heizfläche und der Rostfläche zur Gesamtheizfläche ist also wenig vergrößert, so daß sich bei besserer Belegung des Feuers durch die im Verhältnisse 1,33:1,2 vermehrte Anzahl der Dampfstöße das zu 1,176 ermittelte Verhältniß der Heizwirkung in Wirklichkeit noch günstiger stellen wird.

Der Kessel weicht von dem üblichen nur durch Vergrößerung der Länge der Feuerkiste, des Rundkessels und der Rauchkammer ab.

Im Triebwerke ist unter Beibehaltung des Cylinderdurchmessers und des Hubes der Normaltenderlocomotive der Raddurchmesser von 1,200^m im Laufkreise so gewählt worden, daß die oben angeführten Leistungen auf der

Steigung 1:40 150 t Zuglast mit 15 km Geschwindigkeit bei 0,52 Cyl.-Füll.

" 1:100 150 "	" 50 "	" "	" 0,18 "
" 1:40 125 "	" 20 "	" "	" 0,45 "
" 1:100 125 "	" 50 "	" "	" 0,15 "
" 1:40 80 "	" 30 "	" "	" 0,35 "
" 1:100 80 "	" 50 "	" "	" 0,12 "

erreicht werden können.

Die Steuerung der Normaltender-Locomotive ist beibehalten.

Die Lastvertheilung auf die 4 Achsen hat ergeben, daß der größere Theil der Wasser- und Kohlenvorräthe am hintern Locomitivende untergebracht werden muß.

Die beiden hinteren Achsen liegen in dem Drehgestelle der vierachsigen Schnellzug-Locomotiven;*) es mußten jedoch an Stelle der beiden seitlichen Stützfedern mit 2500 bis 5000 kg Spannung, welche das Wanken des Hauptrahmens mit dem Kessel auf dem Kugelzapfen verhindern sollen, hier vier solcher Federn von 1500 bis 3600 kg Spannung an den vier Ecken des Drehgestelles angeordnet werden, damit die senkrechten Nebenkkräfte der Triebstangenwirkung auf die vordere Drehgestellachse, welche beim Rückwärtsfahren an diesen Achsen hebelnd wirken, kein diagonales Wanken des Drehgestellrahmens erzeugen können.

Die Anordnung dieser 4 Schraubenfedern ist eine solche, daß eine Hebung von höchstens 5^{mm} unter einer derselben und eine entsprechende Senkung der diagonal gegenüberstehenden Drehgestellecke einen Ueberdruck von 1,65 t auf die gehobene Ecke legt, so daß der nächstliegende Achsschenkel dem Auf-

*) Organ Ergänzungsband X, Th. I, Seite 11, Taf. I, Fig. 5 und Taf. VII, Fig. 1—6 und Organ 1894, S. 108.

Um unbeabsichtigte, die Uebertragung auf die Drehgestellachsen störende seitliche Bewegungen des Gestelles zu hindern, stützen sich die die Hauptrahmen umfassenden Gestellwangen an beiden Seiten der Feuerkiste mit geeignet gestalteten Flächen m (Textabbildung Fig. 36) so gegen jene, daß keine seitlichen, sondern nur Verschiebungen in der Längen- und Höhenrichtung möglich sind, deshalb muß aber auch der Drehpunkt des Gestelles in der Querachse der Punkte m liegen. Bei 180^m Halbmesser beträgt die Schiefstellung des Gestelles 1° 28' 48'', also bei 4,69^m Gestelllänge hinter dem Drehpunkte der Ausschlag hinten $4690 \cdot \sin 1^\circ 28' 48'' = 121 \text{ mm}$. Um hierfür Platz zu schaffen sind die Hauptrahmen hinter m nach innen gebogen (Fig. 2 u. 7, Taf. XXVIII).

Die Zugvorrichtung und die Buffer am hintern Locomotivende sind am Rahmen des Drehgestelles befestigt und stellen sich mit diesem in Gleisbögen richtig ein, die Zugvorrichtung

Rechnet man den höchsten Werth dieses Zugkrafttheiles zu $\frac{2}{3} 7620 = 5080$ kg, so wirkt an der schwächsten Stelle des Kugelzapfenhalses ein Bieugungsmoment von $12 \cdot 5080 = 60960$ cm/kg. Das Widerstandsmoment dieses Schnittes beträgt bei 27 cm und 18 cm äufserm und innerm Durchmesser 1545 cm^3 und die Anspannung der äufsersten Stahlgufsfaser beträgt somit rund 40 kg/qcm.

Zur Erhöhung der Sicherheit umfassen außerdem die über den Achsen erhöhten Seitenwände des Drehgestellrahmens die schmiedeeiserne wagerechte Absteifung des Kugelzapfens mit kleinem Spielraume, so daß selbst beim Bruche eines fehlerhaften Zapfens eine Trennung der Locomotivrahmentheile unmöglich ist.

Der gewöhnliche Kreuzkopf ist mit einer kleinen Gelenkstange ab an einen vordern, einarmigen Triebhebel bd angeschlossen, dessen Drehachse d in den am Hauptrahmen befestigten Lagern liegt, und dessen unteres Ende b auſser der Gelenkstange ab die Kurbelstange bf für den Antrieb der Triebachse trägt. Die Vorderachse ist durch die Stange fe gekuppelt.

Da die Verhältnisse beider Triebhebel einander gleich sind, so müssen die Punkte b und i genau gleiche Bogenbewegung ausführen. An den Punkt i ist eine zweite Kurbelstange ip angeschlossen, welche die Bewegung auf den Kurbelzapfen p der Vorderachse und auf die Kuppelstange pq der Drehgestellachsen überträgt. Auf der andern Locomotivseite sind die Kurbeln um 90^0 verdreht.

Der Lenkhebel g k ist bei n am Hauptrahmen gelagert und durch die Lenkstange k o mit einem Punkte o des Drehgestelles verbunden, der bei mittlerer Höhenlage in der dritten Achsmittle liegt. Die Lager bei i, p, k und o gestatten den Stangen eine begrenzte Seitenverdrehung.

Bei Einstellung des Drehgestelles in Bögen verdreht sich der Lenkhebel um n so, daß der Triebhebel g um h als Drehpunkt mit i um ebensoviel und in derselben Richtung verschoben wird, wie kg in k , so daß die Kuppelung auch nach Verstellung

des Gestelles richtig bleibt, wenn die Punkte o , p , i und k in einer Ebene, und o und p in einer Senkrechten liegen.

Die Ebene des Lenkwerkes wird aber in andern Abstände von der Locomotivlängenachse liegen, als die Ebene des Triebwerkes. Daher erleiden die Punkte o und k eine Verschiebung y, welche kleiner oder größer ist als diejenige der Punkte p und i. Man braucht aber nur $gn : nk = x : y$ zu machen, um zu veranlassen, daß wenn k um y nach einer Seite geht, sich g um x nach der andern und somit i um x nach der ersten bewegt, ohne daß h bewegt zu werden brauchte.

In Textabbildung Fig. 37 und 38 ist die verdrehte Lage des Gestelles in übertriebener Weise für die Fälle gezeichnet, daſs:

A) der Drehzapfen am Drehgestelle,

B) der Drehzapfen am Hauptrahmen

festsetzt. Uebrigens sind die Bezeichnungen der Textabbildung Fig. 36 beibehalten, sie sind nur für die beiden Fälle und die beiden Locomotivseiten mit Zeichen versehen.

Für die beiden Fälle ergeben sich mit Bezug auf Textabbildung Fig. 37 und 38 folgende Ausdrücke:

A.

$$x = l (1 - \cos \beta_1) + w (1 - \cos \alpha) + s \cdot \sin \alpha$$

$$x_1 = l(1 - \cos \beta_2) + w(1 - \cos \alpha) - s \cdot \sin \alpha$$

$$y = l(1 - \cos \beta_0) + w(1 - \cos \alpha) + v \sin \alpha$$

$$y_1 = l(1 - \cos \beta_3) + w(1 - \cos \alpha) - v \sin \alpha$$

B.

$$\begin{aligned}x_2 &= l(1 - \cos \beta_5) + w(1 - \cos \alpha) - (u + w) \sin^2 \alpha + s \sin \alpha \\x_3 &= l(1 - \cos \beta_6) + w(1 - \cos \alpha) - (u + w) \sin^2 \alpha - s \sin \alpha \\y_2 &= l(1 - \cos \beta_4) + w(1 - \cos \alpha) - (u + w) \sin^2 \alpha + v \sin \alpha \\y_3 &= l(1 - \cos \beta_7) + w(1 - \cos \alpha) - (u + w) \sin^2 \alpha - v \sin \alpha\end{aligned}$$

aus denen sich die Verhältnisse $\frac{x}{y}$, $\frac{x_1}{y_1}$, $\frac{x_2}{y_2}$ und $\frac{x_3}{y_3}$ unmittelbar ergeben.

Fig. 37.

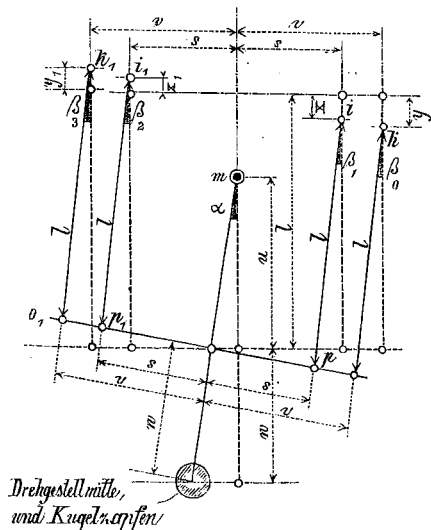
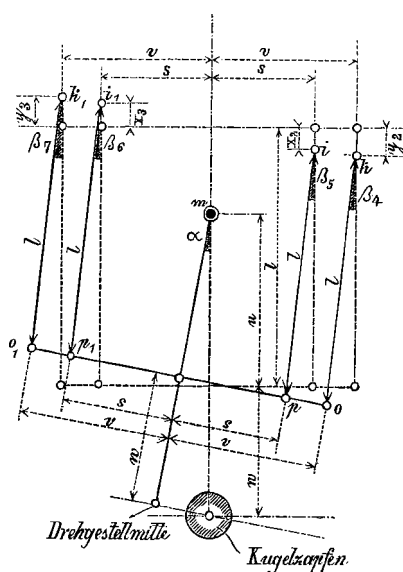


Fig. 38.



Für die Winkel β bestehen die folgenden Bestimmungs-
gleichungen:

A.

$$\begin{aligned}\sin \beta_0 &= [\{u + w(1 - \cos \alpha)\} \operatorname{tg} \alpha + v(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_1 &= [\{u + w(1 - \cos \alpha)\} \operatorname{tg} \alpha + s(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_2 &= [\{u + w(1 - \cos \alpha)\} \operatorname{tg} \alpha - s(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_3 &= [\{u + w(1 - \cos \alpha)\} \operatorname{tg} \alpha - v(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l}\end{aligned}$$

B.

$$\begin{aligned}\sin \beta_4 &= [\{u \cos \alpha - w(1 - \cos \alpha)\} \sin \alpha + v(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_5 &= [\{u \cos \alpha - w(1 - \cos \alpha)\} \sin \alpha + s(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_6 &= [\{u \cos \alpha - w(1 - \cos \alpha)\} \sin \alpha - s(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l} \\ \sin \beta_7 &= [\{u \cos \alpha - w(1 - \cos \alpha)\} \sin \alpha - v(1 - \cos \alpha)] \frac{1}{l}\end{aligned}$$

Bei der vorliegenden Locomotive ist $s = 1015 \text{ mm}$, $v = 1200 \text{ mm}$, $l = 1950 \text{ mm}$, $w = 1293 \text{ mm}$ und für 180° Gleishalbmesser $\alpha = 1^\circ 28' 48''$. Berechnet man danach erst die β , dann die x - und y -Werthe, so ergibt sich:

$$\text{A. } x : y = 0,8489, \quad x_1 : y_1 = 0,8427.$$

$$\text{B. } x_2 : y_2 = 0,8405, \quad x_3 : y_3 = 0,8502.$$

Für $\alpha = 0$ in der Geraden ergibt sich für beide Fälle:

$$x : y = s : v, \quad x_1 : y_1 = -s : v, \quad s : v = 0,842.$$

und dieselbe Beziehung zwischen den Größen x_2 , y_2 , x_3 und y_3 .

Wird für die richtigen Verhältnisswerthe der gemittelte von

$$\text{A. } 0,84586$$

$$\text{B. } 0,8455$$

eingeführt, so ergibt sich ein Fehler für

$$\text{A. } x \text{ von } +0,0962 \text{ mm}, \quad x_1 \text{ von } -0,0960 \text{ mm}.$$

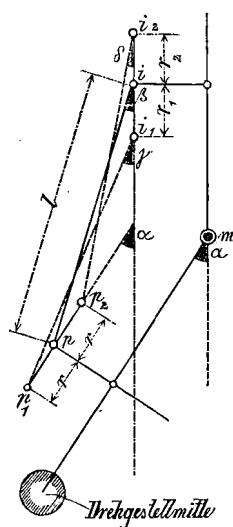
$$\text{B. } x_2 \text{ von } 0,1505 \text{ mm}, \quad x_3 \text{ von } -0,1500 \text{ mm}.$$

Die größte Verschiebung im Punkte h beträgt somit:

$$\text{A. } \lambda = 0,0481 \text{ mm}.$$

$$\text{B. } \lambda = 0,07525 \text{ mm}.$$

Fig. 39.



Ebenso groß wird der Fehler der mittlern Kolbenstellung und der senkrechten Kurbelstellung bei 630 mm Kolbenhub, also

$$\text{A. } 1 : 13000 \text{ des Kolbenhubes.}$$

$$\text{B. } 1 : 8400 \text{ „ „ „}$$

Außer diesen Fehlern ist der Umstand zu beachten, daß die Ebene des Kurbelkreises p bei Einstellung des Drehgestelles in Bögen den Winkel α mit der Bewegungsebene des Triebhebels gi bildet; in Textabbildung Fig. 39 sind die stärksten Abweichungen $i_1 p_1$ und $i_2 p_2$ der Stange ip von der Mittellage dargestellt, welche bei der vordern und hintern Kurbel- bzw. Hebelstellung entstehen.

Für beide Fälle gelten die Formeln

$$r_1 = r \cos \alpha + l(\cos \beta - \cos \gamma)$$

$$r_2 = r \cos \alpha + l(\cos \delta - \cos \beta),$$

worin die Winkel γ in δ zu berechnen sind nach:

$$\sin \gamma = \sin \beta + \frac{r \sin \alpha}{l} \quad \sin \delta = \sin \beta - \frac{r \sin \alpha}{l}.$$

Hierin ist für β für den Fall A nach den obigen Formeln einzuführen nach Textabbildung Fig. 37 und 38 für die rechte Seite β , für die linke β_2 , und für den Fall B rechts β_5 , links β_6 . Für $r = 315 \text{ mm}$ und die obigen Werthe ergibt sich hiernach:

$$\text{A. } r_1 = 315,0297 \text{ mm} \quad r_2 = 315,0164 \text{ mm}.$$

$$\text{B. } r_1 = 315,0303 \text{ mm} \quad r_2 = 315,0160 \text{ mm}.$$

Es entsteht also am untern Ende von $g i$ vorn ein Hubausschlag φ_1 , hinten φ_2 :

$$\begin{aligned} \text{A. } \varphi_1 &= 0,0164^{\text{mm}} & \varphi_2 &= 0,0297^{\text{mm}} \\ \text{B. } \varphi_1 &= 0,0160^{\text{mm}} & \varphi_2 &= 0,0303^{\text{mm}}. \end{aligned}$$

Der größte Hubfehler bezogen auf h ist demnach:

$$\begin{aligned} \text{A. } \varphi &= 0,0148^{\text{mm}} = \frac{1}{2} \varphi_2. \\ \text{B. } \varphi &= 0,01515^{\text{mm}} = \frac{1}{2} \varphi_2. \end{aligned}$$

Die Gesamtverschiebung in h aus beiden Ursachen beträgt

$$\begin{aligned} \text{A. } \lambda + \varphi &= 0,0629^{\text{mm}} \\ \text{B. } \lambda + \varphi &= 0,0904^{\text{mm}}. \end{aligned}$$

Dieser größte Hubfehler ist nach dem Patente Hagans dadurch fast vollständig beseitigt, daß die Schwingungsebene der Hebel $g k$ und $g i$ sich durch eine besondere Vorrichtung um den Winkel $\frac{\alpha}{2}$ dreht, so daß die Drehachse g den Winkel, den die Stangen $h c$ und $p i$ mit einander bilden, in zwei gleiche Theile zerlegt. Abgesehen davon, daß nun an Stelle $\cos \alpha$ nur $\cos \frac{\alpha}{2}$ in die Rechnung tritt, heben sich auch die Fehlerglieder für die vorstehend genannten beiden Stangen gegenseitig auf. Es müssen jedoch dann die Achsen g auf Drehgestellen gelagert und auch die Zapfen h und c allseitig gelenkig angeordnet werden. Wenn auch diese Einrichtung bei Gleisbögen mit Halbmessern unter 100 bis 40^m zweckmäßig erscheint, so kann doch nach obigen Berechnungen im vorliegenden Falle zwecks Vereinfachung und Erlangung einer größern Steifigkeit davon abgesehen werden. Selbst wenn der größte Hubfehler von rund 0,09^{mm} in den Endstellungen der Kurbeln durch den Spielraum in den Stangenlagern nicht unschädlich gemacht werden sollte, so kann dieser Fehler doch keine schädlichen Spannungen in die Triebwerktheile bringen.

Die Spannung in der Stange $h c$ wird mit 24000 kg in Rechnung gestellt, so daß die Trieb- und Lenkhebel aus weichem Flusstahle bei 1^m Länge ein Widerstandsmoment von $W = (24000 \cdot 100) : (4 \cdot 1000) = 600 \text{ cm}^3$ erhalten müssen, bei 24 cm Querschnittshöhe ist das erforderliche Trägheitsmoment $12 \cdot 600 = 7200 \text{ cm}^4$.

Bei der Anspannung des Triebwerkes einer Locomotivseite werden 3 Hebel durch die ganze in der Stange $h c$ wirkende Kraft P durchgebogen. Die Durchbiegung beträgt bei der für den Nachweis ungünstigen Annahme, der Hebelquerschnitt sei ein gleichmäßiger

$$\zeta_1 = \frac{3 \cdot P \cdot 100^3}{7200 \cdot 2000000 \cdot 48}.$$

Die Stange $h c$ selbst ändert ihre Länge bei rund 40 qcm Querschnitt und 260 cm Gesamtlänge um

$$\zeta_2 = \frac{P \cdot 260}{40 \cdot 2000000}.$$

Die beiden Triebstangen $b f$ und $i p$ und die Lenkstange $o k$ ergeben bei 35 qcm Querschnitt eine Längenveränderung

$$\zeta_3 = \frac{\frac{1}{2} \cdot P \cdot 3 \cdot 195}{35 \cdot 2000000}.$$

Soll das Fehlerglied verschwinden, so muß $\zeta_1 + \zeta_2 + \frac{1}{2} \zeta_3 = \lambda + \varphi$, also

$$\frac{P}{2000000} \cdot \left(\frac{3 \cdot 100^3}{7200 \cdot 48} + \frac{260}{40} + \frac{3 \cdot 195}{4 \cdot 35} \right) = 0,009$$

oder $P = 932 \text{ kg}$ sein.

Eine Spannung von 932 kg in einer Stange, welche für 27000 kg berechnet ist, erzeugt auch in allen Theilen nur $\frac{1}{26}$ der zulässigen Beanspruchung, so daß sie ohne Bedenken zugelassen werden kann.

Ein Spielraum von 0,015^{mm} in jedem der Stangenlager würde jede Anspannung unmöglich machen. So kleine Fehler sind auch bei gewöhnlichen Locomotiven durch Mängel der Ausführung vorhanden und werden durch das Verschieben der mittlern Achse bei dreifach gekuppelten Locomotiven in noch größerm Maße auftreten, ohne daß dies besondere Beachtung findet.

Es erübrigt noch nachzuweisen, daß der Antrieb keine schlingernden Bewegungen auf das Drehgestell überträgt. Da im Punkte g auf den Trieb- und den Lenkhebel die gleiche Kraft H in umgekehrter Richtung wirken muß, so ist die vom Punkte i auf den Kurbelzapfen p übertragene wagerechte Kraft für $g h = h i$ ebenfalls H und die vom Punkte k auf den Punkt o abgegebene Kraft $= \frac{x}{y} H$.

Es wird deshalb am Drehgestelle ein wagerechtes Drehmoment wirksam $M = H \cdot s - \frac{x}{y} H \cdot v$.

Da aber nach den vorstehenden Berechnungen $s : v = x : y$ ist, so wird $M = H \left(\frac{x}{y} v - \frac{x}{y} v \right) = 0$.

Es wird demnach ein Theil der Zugkraft des Drehgestelles auf den Kurbelzapfen und ein Theil durch die Lenkstangen und Lenkhebel auf die Lager n der Hauptrahmen zurück übertragen.

Die Richtigkeit der vorstehenden Ausführungen wurde an einem freischwebenden Modelle nachgewiesen.

die Zusammendrückung um DMF. Die Winkel sind gleich. Es sind dies die von Herrn Richter mit α_1 bezeichneten Winkel. Wir finden also den der Zusammendrückung entsprechenden Winkel = dem der Dehnung entsprechenden = $\alpha + \alpha_1$.

Endlich sieht man noch aus der Textabbildung, daß der Gegendampfwinkel

$$GMH = 180^\circ - (\gamma + 2\alpha).$$

Eine Vergrößerung von α hat also eine Verkleinerung des Gegendampfwinkels um das Doppelte zur Folge.

Zieht man von dem Durchschnittspunkte K des Kreises der innern Deckung mit MF die Linie KC, so ist Winkel KCM = DMF = α_1 , also $\sin \alpha_1 = \frac{KM}{2r} = \frac{i}{2r}$.

Wir haben bereits gefunden

$$r = \frac{\sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}}{2 \sin \gamma} \quad (1)$$

folglich ist

$$\sin \alpha_1 = \frac{i \cdot \sin \gamma}{\sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}} \quad (2)$$

Der vorher gefundenen Gleichung für $\sin \alpha$ kann man die Form geben:

$$\sin \alpha = \frac{\sin \gamma}{\sqrt{2 \left(1 + \frac{v}{a}\right) (1 - \cos \gamma) + \left(\frac{v}{a}\right)^2}} \quad (3)$$

Aus diesen 3 Gleichungen erkennt man, in welcher Weise der der Dampfdehnung entsprechende Winkel, so wie die Ein- und Ausströmungsöffnungen von a , i und v abhängig sind.

Aus Gleichung 3 geht hervor, daß α außer vom Füllungswinkel von dem Verhältnisse $\frac{v}{a}$ abhängig ist, und daß α wächst, wenn $\frac{v}{a}$ abnimmt, wenn also v kleiner, a größer wird.

Aus Gleichung 2 folgt, daß α_1 durch Verminderung von i und durch Vergrößerung von a und v kleiner wird.

Nimmt man als erwiesen an, daß eine Vergrößerung des der Zusammendrückung entsprechenden Winkels mehr Nachtheil bringt, als dieselbe Vergrößerung des der Dehnung entsprechenden Vortheil, so muß α_1 möglichst klein werden. Hieraus folgt, daß es zweckmäßig ist, a und v möglichst groß zu machen, während es nach Gleichung 3 vorteilhaft ist, a möglichst groß und v möglichst klein zu machen. Da man aber durch Verminderung von i den Winkel α_1 beliebig verkleinern kann, — manche wählen ja $i = 0$, wodurch auch $\alpha_1 = 0$ wird —, so ist es in Bezug auf α_1 belanglos, wie man a und v wählt.

Man muß aber a nicht allein mit Rücksicht auf die Vergrößerung der Dampfdehnung und die Verminderung des Gegendruckes möglichst groß wählen, sondern auch, um große Ein- und Ausströmungsöffnungen zu erhalten.

Die größte Einströmungsöffnung ist $2r - a$, die größte Ausströmungsöffnung $2r - i$.

Aus der Gleichung

$$2r - a = \frac{\sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}}{\sin \gamma} - a$$

ist ersichtlich, daß die Einströmungsöffnung mit v wächst, ebenso sieht man, wenn man die Gleichung für $2r - i$ aufstellt, daß die Ausströmung zunimmt, wenn a und v größer werden.

Aus der Gleichung für $2r - a$ ist aber nicht unmittelbar zu erkennen, welchen Einfluß eine Vergrößerung von a auf die Größe der Einströmungsöffnung hat. Man muß die Gleichung für die Einströmung differenzieren, und findet dann, unter welchen Bedingungen die Einströmungsöffnung mit a wächst. Ist nämlich der Differenzial-Quotient $\frac{d(2r - a)}{da}$ positiv, so müssen sich $2r - a$ und a in demselben Sinne ändern.

Man erhält

$$\frac{d(2r - a)}{da} = \frac{(1 - \cos \gamma)(4a + 2v)}{2 \sin \gamma \sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}} - 1$$

$$= \frac{(1 - \cos \gamma)(4a + 2v) - 2 \sin \gamma \sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}}{2 \sin \gamma \sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}}.$$

Da der Nenner auf der rechten Seite der Gleichung für alle Werthe von γ positiv ist, so ist $\frac{d(2r - a)}{da}$ positiv, wenn

$$(1 - \cos \gamma)(4a + 2v) > 2 \sin \gamma \sqrt{(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2}$$

$$(1 - \cos \gamma)^2 (4a + 2v)^2 > 4 \sin^2 \gamma [(2a^2 + 2av)(1 - \cos \gamma) + v^2].$$

Setzt man $\sin^2 \gamma = (1 + \cos \gamma)(1 - \cos \gamma)$ ein, so erhält man

$$(1 - \cos \gamma)(4a + 2v)^2 > 4 [(2a^2 + 2av)(1 - \cos^2 \gamma) + v^2(1 + \cos \gamma)].$$

Dies giebt für $\cos \gamma$ entwickelt

$$\cos \gamma < \frac{a}{a + v} \quad \text{und}$$

$$\cos \gamma > \frac{a + v}{a}.$$

Letzteres ist ein unmöglicher Werth, weil $\frac{a + v}{a} > 1$, demnach folgt aus vorstehender Entwicklung, daß $\frac{d(2r - a)}{da}$ positiv ist, die Einströmungsöffnung also bei Zunahme von a wächst, wenn $\cos \gamma < \frac{a}{a + v}$.

Nun ist $\cos \gamma = \frac{a}{a + v}$ für den Schieberkreis, dessen Mittelpunktordinate = 0 ist, also für den kleinsten Füllungswinkel, welchen man erhalten kann. Wächst der Füllungswinkel, so wird $\cos \gamma < \frac{a}{a + v}$. Die Einströmungsöffnung bleibt also bei der kleinsten Füllung unverändert, bei allen höheren Füllungsgraden wächst sie bei Vergrößerung von a .

Aus der Gleichung für die Füllung in der Mittelstellung

$$f_1 = \frac{v_1}{2(a + v_1)} = \frac{1}{2 + 2 \frac{a}{v_1}}$$

ist ersichtlich, daß f_1 um so kleiner wird, je größer $\frac{a}{v_1}$ oder je kleiner $\frac{v_1}{a}$. Da bei Gooch'scher und Heusinger'scher Steuerung die Voreilung unveränderlich ist, bei Stephenson'scher und Allan'scher Steuerung aber v für alle Füllungsgrade um so kleiner ist, je kleiner es für die Mittelstellung gemacht wird, so folgt aus den Gleichungen für $\sin \alpha$ und f_1 daß bei Steuerungen gleicher Anordnung α für alle Füllungsgrade um so größer ist, je kleiner die Füllung in der Mittelstellung ist. Für Steuerungen verschiedener Anordnung gilt dies aber nicht, denn

bei Stephenson'scher und Allan'scher Steuerung mit offenen Stangen nimmt v bei steigender Füllung ab, bei Steuerungen mit gekreuzten Stangen aber zu, und zwar ist die Aenderung bei Stephenson'scher Steuerung größer als bei Allan'scher. Die Steuerungen mit offenen Stangen geben also bei gleicher kleinster Füllung in den höheren Füllungsgraden größere Dampfdehnungswinkel, als die mit gekreuzten Stangen. Da man nun das kleinste Maß von v für die Mittelstellung bestimmen muß, so sind offene Stangen den gekreuzten vorzuziehen.

In der Abnahme der Voreilung bei wachsender Füllung liegt auch der Vortheil, den man erreicht, wenn man dem Vorwärtsexcenter einen kleinern Voreilwinkel giebt, als dem Rückwärtsexcenter. Die Voreilung und also auch die Füllung in der Mittelstellung ist bei ungleichen Voreilwinkeln größer, als bei gleichen Voreilwinkeln, wenn in beiden Fällen die Summe der Winkel gleich ist, die Voreilung nimmt aber für den Vorwärtsgang von der Mitte aus schnell ab, so daß man schon von 0,1 Füllung an kleinere Voreilung und infolge dessen größere Dampfdehnung erhalten kann, als bei gleichen Voreilwinkeln.

Es ist noch zu untersuchen, welchen Einfluß eine Aenderung der äußern Deckung und des linearen Voreilens auf die größte Füllung von Coulissen-Steuerungen hat.

Aus der Zeuner'schen Darstellung ist ersichtlich, daß bei unveränderter Coulissenstellung der Füllungswinkel abnimmt, wenn man das lineare Voreilen durch Vergrößerung der äußern Deckung vermindert. Die größte Füllung wird also in diesem Falle vermindert.

Läßt man die äußere Deckung unverändert und vermindert das lineare Voreilen durch Verkleinerung der Voreilwinkel, so läßt sich mit Hilfe der Zeuner'schen Gleichungen für die Mittelpunkte der Schieberkreise beweisen, daß bei Stephenson'scher, Gooch'scher und Allan'scher Steuerung die Ordinaten der Mittelpunkte für dieselben Coulissen-Stellungen zunehmen, während die Abscissen abnehmen.

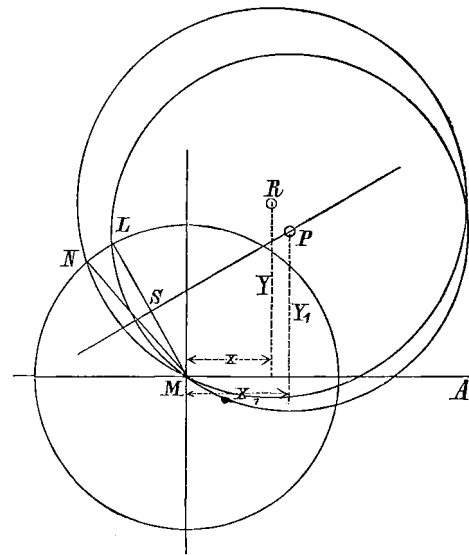
Ist nun in Textabbildung 41 P der Mittelpunkt eines Schieberkreises für einen Füllungswinkel, welcher gleich oder größer als 90° ist, und zieht man von P eine Winkelrechte PS auf die Sehne LM, welche mit MA den Füllungswinkel LMA einschließt, so liegen alle Punkte, deren Ordinaten größer, deren Abscissen aber kleiner sind, als die Coordinaten y_1 und x_1 des Punktes P über der Linie PS.

Zieht man nun von einem über PS und innerhalb des Winkels LMA liegenden Punkte R, für welchen $x < x_1$, $y > y_1$ ist, mit dem Halbmesser RM einen Kreis, welcher den Kreis der äußern Deckung in N schneidet, so läßt sich geometrisch einfach beweisen, daß Winkel NMA größer als LMA ist. Von 90° an wächst also der Füllungswinkel, wenn die Ordinate des Schieberkreis-Mittelpunktes zunimmt, die Abscisse abnimmt.

Da man die größte Füllung bei Locomotiv-Steuerungen immer größer als 90° macht, so wird die vorstehende Bedingung für die größte Füllung bei Stephenson'scher, Gooch'scher und Allan'scher Steuerung erfüllt; dieselbe wächst also ohne eine Aenderung der Coulissenstellung, wenn man die Voreilwinkel verkleinert.

Bei der Heusinger'schen Steuerung entspricht eine Veränderung des Hebelverhältnisses des Schubstangenhebels der Veränderung der Voreilwinkel der vorbezeichneten Steuerungen. Einer Verminderung der Voreilwinkel entspricht die Verkürzung des kleinen und die Verlängerung des langen Armes dieses Hebels. Aus den Zeuner'schen Gleichungen geht hervor, daß eine solche Aenderung bei unveränderter Coulissenstellung eine Verkleinerung sowohl der Abscisse als der Ordinate des

Fig. 41.



Schieberkreis-Mittelpunktes zur Folge hat. Bei den üblichen Verhältnissen der Heusinger'schen Steuerung ist aber die Abnahme der Abscisse des Mittelpunktes um so viel größer, als die Abnahme der Ordinate, daß für den höchsten Füllungsgrad ebenfalls die nach dem Vorstehenden erforderliche Bedingung für das Wachsen der größten Füllung bei unveränderter Coulissenstellung erfüllt wird, wenn man die Arme des Schubstangenhebels in der angegebenen Weise ändert.

Ich erlaube mir, zu den vorstehenden Ausführungen des Herrn Brandt zu bemerken, daß meine von ihm angegriffenen theoretischen Untersuchungen auf der Annahme einer unveränderlichen Voreilung beruhen, was aus dem Zusammenhange meines Aufsatzes klar hervorgeht und über deren Zulässigkeit die Abhandlung ebenfalls keinen Zweifel läßt. Dann aber ist

$$c = \sqrt{\frac{(1 - 2f_1) \cdot f + f_1^2}{f - f^2}}$$
, worin f_1 die Werthziffer für die kleinste Füllung (Mittelstellung der Steuerung) und f diejenige für eine beliebige Füllung bedeuten. Mit f_1 ändert sich also auch c , und zwar derart, daß durch eine Verkleinerung von f_1 die Winkel α größer und α_1 kleiner werden, was ohne langwierige mathematische Untersuchungen durch eine einfache Vergleichsrechnung erkannt werden kann und aus der folgenden Zusammenstellung, welche meine früheren 3 Beispiele (Steuerungen A, B und C)*) behandelt, ersichtlich ist.

*) Organ 1893, S. 45.

Steuerung =	A. (a = 20; v = 3,8 und i = 1,5 mm)									C. (a = 25; v = 3,8 und i = 1,5 mm)									B. (a = 25; v = 3,4 und i = 1,5 mm)								
Kleinste Füllung f_1 =	0,08									0,066									0,06								
Betrachtete Füllung f =	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
c =	1,002	1,044	1,109	1,195	1,306	1,458	1,682	2,060	2,914	1,006	1,055	1,123	1,210	1,324	1,480	1,708	2,090	2,954	1,008	1,060	1,129	1,217	1,332	1,489	1,718	2,103	2,973
$\sin \alpha = \frac{1 - 2f_1}{c}$	0,838	0,805	0,757	0,703	0,643	0,576	0,499	0,408	0,288	0,863	0,823	0,773	0,717	0,656	0,587	0,508	0,415	0,294	0,878	0,830	0,779	0,723	0,661	0,591	0,512	0,418	0,296
$\frac{2f_1}{c} \left(\text{aus } \sin \alpha_1 = \frac{i}{v} \cdot \frac{2f_1}{c} \right)$	0,160	0,153	0,144	0,134	0,123	0,110	0,095	0,078	0,055	0,131	0,125	0,118	0,109	0,100	0,090	0,077	0,063	0,045	0,119	0,113	0,106	0,099	0,090	0,081	0,070	0,057	0,040

Daneben ist c, wenn auch in geringem Maße, von der jeweilig unveränderlichen Anordnung der äußeren Steuerung abhängig und diese kommt für die wichtigsten Füllungen, die kleineren und die mittleren, nicht in Betracht, was ich s. Z. ebenfalls dargethan habe. Aus diesen Gründen darf c für den vorliegenden Zweck als eine bestimmte Zahl betrachtet werden und hierauf stützt sich der Beweis für die von mir aufgestellten

Sätze. Demnach beruht die Behauptung des Herrn Brandt, daß dieser Beweis von mir nicht erbracht sei, auf einem Irrthum, und nur in so fern hat er recht, als meine frühere Begründung für die Annahme von c nicht ganz zutrifft.

Frankfurt a. M., im April 1894.

Richter.

Dichtungsring für Wagen-Achslager von Roessing van Iterson,

Ober-Maschinen-Ingenieur der Holländischen Eisenbahn-Gesellschaft.

Da die Bettung auf einem Theile der Strecken der Holländischen Eisenbahn-Gesellschaft aus Sand besteht, so ist es dort sehr schwierig, die Achslager vor dem Eindringen des Staubes und dem Heißlaufen zu schützen. Es ist unbedingt nöthig, daß die Dichtungsringe wirklich dauernd dicht halten. Da die bekannten Dichtungsringe entweder nach kurzer Zeit undicht wurden, oder sich in die Achsen einschleifen, so hat Herr van Iterson Filzringe mit Paraffintränkung eingeführt, welche gut dicht halten sollen, ohne die Achsen anzugreifen.

Die Tränkung geschieht in einem eisernen Topfe, in welchem das Paraffin durch ein gewundenes Dampfrohr geschmolzen wird. Nach der Sättigung werden die Ringe herausgenommen, über eine Holzwalze geschoben, damit sie beim Erkalten richtige Form und Durchmesser erhalten, und später unter einer Presse eben gerichtet.

Die Kosten der Tränkung betragen für 1 Ring: An Paraffin 0,168 kg zu 0,83 M. = 14 Pf., an Lohn 1 Pf., zusammen 15 Pf. Es dürfte sich empfehlen, diesen einfachen und billigen Dichtungsring auch anderweitig zu versuchen. v. B.

Nachrufe.

Geheimer Oberregierungsath Hermann Oberbeck †.

Am 21. Mai d. J. ist zu Weimar der Kaiserliche Geheime Oberregierungsath im Reichseisenbahnname Hermann Oberbeck einem längeren schweren Leiden im Alter von nur 61 Jahren erlegen.

Oberbeck, welcher 1833 zu Magdeburg geboren wurde, bezog nach Besuch des Gymnasiums in seiner Vaterstadt und nach Erledigung des Elevenjahres theils in Saarbrücken, theils in Schneidemühl 1853 die Bauacademie in Berlin, legte im Mai 1855 die Bauführerprüfung, und nachdem er unter Schwedler als Bauführer an der Deutz-Giesener Bahn thätig gewesen war

und von October 1857 nach den früheren preussischen Bestimmungen dem zweiten Studienabschnitte obgelegen hatte, im December 1861 die Baumeisterprüfung ab.

Als Baumeister war er an der Linie Anclam-Stargard und dann im Dienste der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn-Gesellschaft bei den Vorarbeiten einer Reihe von Bahnen beschäftigt. Nach dem Feldzuge von 1866, in dessen letzterem Theile Oberbeck als Lieutenant bei der Feldeisenbahn-Abtheilung thätig war, übernahm er die Ausführung der Linie Halberstadt-Vienenburg und zwar ganz in Regie, wobei er eine außergewöhnliche Begabung und hervorragendes Geschick in der

Leitung der Arbeiten wie der Anweisung der Beamten und Arbeiter bewies.

Am 10. Mai 1868 zum Eisenbahn-Baumeister bei der Direction der Oberschlesischen Eisenbahn in Breslau ernannt, leitete er den Bau der Breslauer Verbindungsbahn zugleich als Vorsteher des Technischen Bureaus der Linie Posen-Bromberg. Aus dem Feldzuge infolge einer Fußverletzung zurückgekehrt, wurde er am 30. Mai 1871 zum Eisenbahn-Bauinspector ernannt und im März 1872 in das Technische Bureau des Handelsministerium berufen, dann 1874 zum Baurath und noch in demselben Jahre zum Regierungs- und Baurath ernannt. Von Mai bis December 1875 war Oberbeck in der Eisenbahn-Direction zu Hannover thätig und wurde dann zum Geheimen Baurathe und vortragenden Rathe im Arbeitsministerium befördert, wo er insbesondere die schwierigen Bauten und betriebstechnischen Anlagen der Umgebung von Berlin überwachte, daneben alle bahnpolizeilichen Fragen bearbeitete und die Entwicklung der Weichen- und Signalstellwerke wesentlich förderte. 1880 wurde er zum Geheimen Oberbaurath ernannt, und im October 1892 trat er als Geheimer Oberregierungsrath in den Reichsdienst über, mußte aber schon, anfangs 1893 erkrankt, in diesem Jahre seinen Austritt aus dem Dienste nachsuchen, der ihm zum 1. Juni 1894 gewährt wurde, den er, nach Weimar übergesiedelt, aber nicht mehr erlebt hat.

In allen seinen Stellungen hat Oberbeck eine ganz hervorragende Fähigkeit bewiesen, die Leitung der Bauausführungen so zu gestalten, daß die Arbeitskräfte von den höchsten bis zu den Arbeitern auf das vortheilhafteste und ihren Fähigkeiten entsprechend zur Wirksamkeit, und zwar zu möglichst selbstständiger Wirksamkeit gelangten. Diese Eigenschaft, welche am besten geeignet war, das ihm innewohnende natürliche Wohlwollen zu freier Entfaltung kommen zu lassen, hat ihm die Liebe und die uneingeschränkte Hochachtung aller erworben, welche dienstlich mit ihm in Berührung kamen.

Die sorgfältige Beobachtung der Arbeitsvorgänge und ein ungewöhnliches Geschick in der Sammlung und richtigen Würdigung der Ergebnisse haben Oberbeck schnell zu einem erfolgreichen Bearbeiter großer Entwürfe gemacht und ihn befähigt, auch auf schriftstellerischem Gebiete und als Lehrer erst an der Bauacademie, dann an der Universität zu Berlin eine reiche Thätigkeit zu entfalten.

Die Staatsregierung erkannte Oberbeck's große Verdienste durch Verleihung des Rothen Adler-Ordens bis zur 2. Classe an.

Durch lange Jahre hat Oberbeck die Ziele des Architekten-Vereines in Berlin, namentlich als Mitglied des Beurtheilungs-Ausschusses der Vereins-Ausschreibungen, gefördert, in seiner Weise in der Stille, ohne dabei mit seiner Person hervortreten.

Im häuslichen und geselligen Kreise war Oberbeck ein Mann der schönsten Gaben, die er im Streben nach dem Guten und Schönen entwickelt hatte. In sinnigster Weise erfreute er die Seinen und seine Freunde durch werthvolle Gedichte und künstlerisch vollendete Vorträge auf der Geige, jedoch lag ihm auch hier die äußerlich glänzende Darstellung seiner hohen Gaben fern.

So haben wir denn in Oberbeck einen Mann verloren, dessen Fehlen nicht bloß im engern Kreise seiner Familie und Freunde noch lange schmerzlich empfunden werden wird.

Ehre sei seinem Andenken!

Oberbaurath und Geheimer Regierungsrath Fröh †.

Der Technische Ausschuss des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen hat wiederum ein altbewährtes, hochgeschätztes und von Allen stets mit Freude begrüßtes Mitglied durch den Tod verloren: der Oberbaurath und Geheime Regierungsrath Otto Fröh, Mitglied der Königl. Eisenbahn-Direction Hannover ist am 14. Mai d. J. in der genannten Stadt nach längerem Leiden im Alter von 64 Jahren verstorben.

Zu Göttingen am 25. October 1829 geboren studirte Fröh am Polytechnikum in Hannover, legte im October 1851 die erste Staatsprüfung ab und wurde dann an der Hannover'schen Südbahn (Göttingen-Cassel) erst im Bau, später im Betriebe beschäftigt. Insbesondere hat er hier die für die damalige Zeit bemerkenswerthe starke Entwicklung zwischen Göttingen und Cassel bearbeitet. Nachdem er 1857 die zweite Staatsprüfung abgelegt hatte, wurde er bis 1866 in verschiedenen Betriebsdirectionen und bei Vorarbeiten beschäftigt, kann 1867 als Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Inspector zum Bau der Verbindungsbahn nach Berlin, wurde 1870/71 als Mitglied der Betriebs-Commission nach Nancy gesandt und kam dann als Oberbetriebs-Inspector nach Saarbrücken, wo er 1872 als Regierungs- und Baurath in die Königliche Eisenbahn-Direction Saarbrücken eintrat. Von 1873 war er hier mit den Entwürfen und der Ausführung der schwierigen Moselbahn von Coblenz bis Sierck und der zur Entlastung des Bahnhofes St. Johann, sowie zur Aufschließung neuer Kohlengruben bestimmten Fischbachbahn beauftragt. Die Anlage wie die Ausführung dieser Linien legen ein beredtes Zeugnis für Fröh's technische Leistungsfähigkeit, wie auch für seine richtige Auffassung der wirthschaftlichen Verhältnisse ab. Die dort unter seiner Leitung und in schwierigen Fällen unmittelbar aus seiner Thätigkeit entstandenen Anlagen sind heute noch hervorragende Muster ihrer Art, insbesondere hat Fröh die zum Theil sehr gefährlichen Rutschungen in den steilen Hängen des Moselthales mit größtem Geschicke zu verhüten oder aufzuhalten verstanden. Auch mit der Erinnerung an die glänzende Durchführung des Cochemer Tunnels wird Fröh's Name stets verbunden bleiben.

Nach Eröffnung dieser Bahnen kam Fröh 1880 als Mitglied zur Königlichen Eisenbahn-Direction Hannover, 1889 als Abtheilungsdirigent nach Erfurt und schon 1891 in gleiche Stellung nach Hannover zurück. In dieser Zeit war er hauptsächlich mit den wichtigen Bahnhofsumbauten seiner Bezirke und einigen Neubauten von Bahnstrecken beschäftigt, zugleich als Mitglied des »Technischen Ausschusses«, und in den letzten Jahren als Mitglied und stellvertretender Vorsitzender des Prüfungsamtes für die Bauführerprüfung thätig.

Die Verdienste Fröh's wurden durch Verleihung mehrerer Orden anerkannt, durch seine Thätigkeit im Feldzuge 1870/71 erwarb er sich unter diesen das eiserne Kreuz.

Die hervorstechenden Eigenschaften des Mannes waren große Gründlichkeit und Sicherheit in der Beobachtung, welche sein Urtheil zu einem allgemein geschätzten machten, Schlagfertigkeit in der richtigen Beurtheilung gegebener Verhältnisse, welche ihn befähigte, die wichtigen Grundlagen seiner Entwürfe rasch und sicher zu gewinnen, dabei aber bei aller Geradheit große Zurückhaltung und Bescheidenheit in Urtheil und Auftreten, welche ihn zu einem milden und wohlwollenden Vorgesetzten und verlässlichen Freunde machten.

Allen seinen Bekannten hat Früh's Tod eine schmerzliche Lücke geöffnet, und es dürfte wohl kaum Jemanden geben, dem die Erinnerung an den noch in bester Kraft Verstorbenen nicht eine freundliche wäre.

Wirklicher Geheimer Oberbaurath Johann Wilhelm Schwedler †.

In allen Ländern, welche an der Entwicklung des heutigen Standes der Ingenieurkunst Theil genommen haben, wird die Nachricht schmerzlichen Widerhall hervorrufen, daß J.W. Schwedler, welcher zu den ersten Männern auf diesem Felde zählt, am 9. Juni d. J. seinen schon seit 1888 entstandenen Leiden im Alter von 70 Jahren erlegen ist. Noch tiefer aber wird der Verlust in seiner engern Heimath empfunden, in der er der Entwicklung der Anwendung scharfer Theorie auf die Bauausführung in kurzer Zeit zu mächtigem Aufschwunge verhalf, und wo insbesondere große Theile des Eisenbahnwesens noch auf lange Zeit hinaus den Stempel seines rastlos und in seltener Weise erfolgreich schaffenden Geistes tragen werden.

Schwedler wurde 1823 zu Berlin in wirtschaftlich beschränkten Verhältnissen geboren, und diese erschwerten seine Laufbahn so, daß er sich zunächst mit der Vorbereitung zur Feldmesserprüfung begnügen mußte, die er 1844 ablegte. Seiner Thatkraft gelang es jedoch schon 1846 die Vorprüfung für Land- und Wasser-Baumeister und 1847 die Prüfung für Land- und Wasserbau-Inspectoren abzulegen. Im Straßenbau beschäftigt gewann er 1850 durch den Entwurf einer Hängebrücke den ersten Preis bei der Ausschreibung eines Entwurfes zu einer Rheinbrücke bei Köln, eine Arbeit, welche den Beginn einer außergewöhnlich reichen Reihe von wissenschaftlichen Leistungen in Schrift und Ausführung darstellt, von denen jede Bedeutung ersten Ranges beanspruchen kann, viele nach den verschiedensten Richtungen bahnbrechend gewirkt haben; auch nur die Aufzählung seiner Werke vollständig zu geben, verbietet uns hier deren Reichthum.

1852 legte Schwedler die Nachprüfung für Land- und Wasserbau-Inspectoren ab, war dann zunächst in Siegburg, später als Abtheilungs-Baumeister der Köln-Gießener Bahn beschäftigt und wurde 1858 als Eisenbahn-Baumeister in das Technische Bureau des Handelsministerium berufen. Von dieser Stelle aus hat er den Einfluß auf die Entwicklung der Baukunst im Einklange mit der Theorie gewonnen, welcher unmittelbar und in seinen Folgen heute noch die Grundlage dieses Theiles des Bauwesens in Preußen bildet, und durch die zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten, zu deren Verfassung ihm diese Stellung die Möglichkeit gab, hat sich dieser Einfluß über die Grenzen

seines unmittelbaren Wirkungskreises weit hinaus, ja man kann sagen in alle civilisirten Länder verbreitet. Eine große Zahl neue Gesichtspunkte verkörpernder Bauten ging aus seiner amtlichen wie persönlichen Thätigkeit hervor, und als besonderes Verdienst muß betont werden, daß er in keinem seiner Schritte zum rücksichtslosen Theoretiker wurde, vielmehr die strengste Anwendung der Theorie nur als Mittel zum weiteren Ausbaue und zur Durchführung der aus wirklichem Bedürfnisse der Bauausführung hervorgegangenen Gedanken betrachtete.

1861 erfolgte die Ernennung zum Eisenbahn-Bauinspector, im Jahre 1865 zum Regierungs- und Baurath und zum Vorsteher des Technischen Bureau der Eisenbahn-Abtheilung im Arbeitsministerium. Ganz besonders wirksam für die Hebung der Ingenieurkunst in Preußen war auch Schwedler's Thätigkeit als Mitglied der Technischen Prüfungsbehörden seit 1864, und als Lehrer an der Bauacademie seit 1856 für Maschinenbau und seit 1866 für Theorie der Bauconstruction und Brückenbau. Die Lehrthätigkeit konnte er jedoch wegen seiner sonstigen Belastung nur bis 1873 durchführen.

1868 erfolgte die Ernennung zum Geheimen Baurath, 1873 zum Geheimen Oberbaurath, und mit der so erfolgten Ausweitung seines Amtsgebietes dehnte sich sein maßgebender Einfluß nach und nach auf die gesammten Constructionen des preussischen Eisenbahnwesens aus, auch war er Mitglied der Academie des Bauwesens von deren Gründung an und er saß im Aufsichtsausschusse der technischen Versuchsanstalt.

Beim Eintritte in den Ruhestand wurde Schwedler zum Wirklichen Geheimen Oberbaurath mit dem Range der Räte I. Classe ernannt. Orden, Medaillen des Staates und von Preisgerichten des In- und Auslandes, Ernennungen zum Ehrenmitgliede großer Vereine, Anerkennungsadressen und alle Arten von Ehrenbezeugungen zeigen durch ihre große Zahl, in wie ungewöhnlichem Maße er sich der Verehrung und Anerkennung in weitesten Kreisen erfreute.

Wie wäre das aber auch anders möglich gewesen? Bei geistigen Fähigkeiten, welche ihn an die Spitze seiner Fachgenossen stellten, war er von einer jeder Ueberhebung feindlichen Denkungsweise, und obwohl seine Verdienste ihn berechtigten, überall an erster Stelle zu stehen, so hat er stets eine würdevolle Zurückhaltung gewahrt und sich so neben der Achtung auch die Liebe seiner Umgebung gewahrt. Ein gesunder und frischer Humor befähigte ihn selbst den Tadel in ein verständliches Gewand zu kleiden, und wenn er von vielen ein strenger Mann genannt worden ist, so ist das nur in so weit berechtigt, als er streng in den Anforderungen sich selbst gegenüber auch von anderen trennte Pflichterfüllung verlangte. Mit gradezu liebevollem Wohlwollen hat er ernstes Streben auch bei wenig begabten anerkannt und gefördert, ein Feind aller Flüchtigkeit und Halbheit hat er diese freilich bekämpft und oft mit scharfem Worte gezeigelt, wo sie ihm entgegentrat.

Schwedler's ganzes Wesen bietet also nicht bloß durch seine einzig dastehenden Leistungen des Geistes auf dem Gebiete der Anwendung der Theorie, sondern auch durch die bescheidene Größe des innern Menschen ein Bild von solcher Vollkommenheit, wie es nur selten zu finden ist, und das ihm nicht bloß in seiner Zeit eine hervorragende Stellung gewährte, sondern

ihm auch in der Geschichte der Entwicklung seiner Wissenschaft wie seines Vaterlandes unvergänglichen Ruhm sichert.

Mit Trauer wird empfunden werden, daß sein Tod einer Schaffenskraft das Ziel gesetzt hat, wie sie uns nur selten geschenkt wird, und die deshalb in der That unersetzlich ist. Ehre sei dem Andenken des ebenso großen wie braven Mannes!

Eisenbahn-Directions-Präsident a. D. Hermann Loeffler †.

Am 2. Mai ist im hohen Alter von 77 Jahren wieder einer der nun schon zu einer kleinen Schaar zusammengeschmolzenen Männer dahingegangen, welchen Preußen die Entwicklung seines Eisenbahnwesens von den ersten Anfängen an verdankt.

Loeffler wurde 1817 in Braunsberg geboren, und ergriff nach dem Besuche der Secunda die Laufbahn als Feldmesser, da der frühe Tod seines Vaters ihn der Mittel zum Studium beraubte. Seine rastlose und zähe Thatkraft ermöglichte ihm jedoch die Erreichung seines Zieles: die Ablegung der Staatsprüfungen für höhere Bautechniker. Dieser harte Kampf seiner Jugend war in seinen Folgen später in Loeffler's Charakter durch nie ermüdende, selbstschaffende Thatkraft, durch sorgsamste Gewissenhaftigkeit und durch Stellung gleich hoher Anforderungen an seine Umgebung ausgeprägt.

1847 bis 1850 führte er das Postgebäude in Königsberg i. P. aus, und war dann bis 1856 beim Bau und als Betriebs-Inspector bei der Ostbahn thätig. In diesem Jahre trat er als technisches Mitglied in die Direction der Aachen-Düsseldorf-Ruhrorter Bahn und schon 1858 als Eisenbahndirector in die Direction der Ostbahn in Bromberg ein; die in den folgenden Jahren in diesem Bezirke entstandene große Zahl von Bahnlinien ist der Hauptsache nach als sein Werk zu bezeichnen. Wiederholte Berufung in das Handelsministerium lehnte er wegen seiner Vorliebe für die ausführende Thätigkeit ab.

1873 wurde ihm als Vorsitzendem der Sonder-Commission der Bau der Linie Berlin-Nordhausen übertragen und 1880 erhielt er die Stelle eines Abtheilungs-Dirigenten in der Direction Berlin. Schon 1881 wurde er zum Präsidenten der Eisenbahn-Direction Magdeburg ernannt, und mit den wenigen Technikern, welche in diesen Wirkungskreis gebracht sind, hat er durch thatkräftige und weitsichtige Führung der Geschäfte auch hier hervorragende Befähigung für die neue vorwiegend verwaltende Thätigkeit gezeigt, die ihn jedoch nicht hinderte, dem technischen Eisenbahndienste und den Bauausführungen nach wie vor sein wärmstes Interesse zuzuwenden. Im Jahre 1889 zwang ihn sein Alter, bei sonst guter Gesundheit in den verdienten Ruhestand zu treten, doch blieb er mit dem so lange von ihm geförderten Eisenbahnwesen persönlich in enger Verbindung.

Nachdem wir schon früher Loeffler's persönliche Eigenschaften in dienstlichen Verhältnissen berührt haben, bleibt hier noch zu betonen, daß auch im übrigen Verkehre Verlässlichkeit und Gewissenhaftigkeit verbunden mit der einer bescheidenen Denkungsweise entspringenden Liebenswürdigkeit seine Hauptzüge waren. Er war ein ganzer Mann im besten Sinne des Wortes und alle, welche ihn kennen gelernt haben, werden seiner mit Anerkennung und Liebe gedenken.

Josef Berényi †.

Die Direction der Königlich Ungarischen Staatsbahnen hat in der Person des am 27. März d. J. zu Budapest verstorbenen Eisenbahn-Directors Josef Berényi einen ihrer eifrigsten und verdienstvollsten Oberbeamten verloren, der sowohl wegen seiner Fähigkeiten und reichen Erfahrungen allgemein geachtet, als auch wegen seiner gewinnenden Freundlichkeit beliebt war.

Da derselbe bei seiner regen Theilnahme an den Angelegenheiten des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen und seiner Mitwirkung an zahlreichen Sitzungen der ständigen Ausschüsse dieses Vereines, sowie auch an Techniker- und Vereins-Versammlungen seit langer Zeit vielfach Gelegenheit hatte, mit Collegen anderer Bahnverwaltungen in persönlichen Verkehr zu treten, wird sein Tod auch in weiteren Kreisen seiner Fachgenossen theilnahmsvolles Mitgefühl erregen, und gewiß wird ihm bei diesen ein freundliches Andenken bewahrt bleiben.

Berényi wurde im Jahre 1837 in Boros-Jenő in Ungarn als Sohn des herrschaftlichen Hofrichters Lorenz Bitterlich geboren, und übersiedelte mit seinen Eltern im Jahre 1850 nach Wien, wo er seine Studien im Jahre 1860 am dortigen Polytechnikum mit ausgezeichnetem Erfolge beendete.

Im folgenden Jahre wurde er von der Staats-Eisenbahn-Gesellschaft als Aspirant angestellt, und war bereits im Jahre 1869 Stations-Chef in Szegedin.

Um diese Zeit trat er als Verkehrs-Chef in die Dienste der Alföld-Fiumaner Eisenbahn, wo er es bis zum Oberinspector und Abtheilungs-Vorstand für Verkehr und commerciellen Dienst brachte.

Im Jahre 1876 wurde er in der gleichen Eigenschaft von der Theiss-Eisenbahn-Gesellschaft übernommen. Damals änderte er seinen Namen in »Berényi«.

Nachdem er bei der Theissbahn Verkehrs-Director-Stellvertreter geworden war, kam er bei der Verstaatlichung dieser Bahn im Jahre 1880 zu den Königlich Ungarischen Staatsbahnen als Oberinspector und war hier anfangs Betriebsleiter in Miskolcz, dann in Klausenburg. Auch wurde er zum Directions-Mitglied der Szamosthalbahn ernannt.

Seit dem Jahre 1884 leitete er in der Direction der Königlich Ungarischen Staatsbahnen die Verkehrs-Abtheilung und zwar vom Jahre 1890 an mit dem Titel eines Eisenbahn-Directors. Im Jahre 1893 wurde er mit der Leitung der Militär-Section derselben Verwaltung betraut.

Berényi hat sich vielfache Verdienste um das Verkehrswesen erworben und nahm besonders an Allem, was die Förderung des internationalen Eisenbahnverkehrs betraf, den regsten und thätigsten Antheil. Den Oesterreichisch-Ungarischen und Deutschen Eisenbahnverwaltungen ist es wohlbekannt, in welcher angelegentlichen Weise er sich bemühte, den von der Direction der Königlich Ungarischen Staatsbahnen beim Vereine Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen gestellten Antrag auf Einführung der mitteleuropäischen Zeit im Eisenbahndienste bei allen diesbezüglichen Berathungen zu empfehlen und dessen Annahme herbeizuführen. Jedenfalls ist es zum Theile seinem Eifer zu verdanken, wenn heute sowohl in Oesterreich-Ungarn wie in Deutsch-

land diese wichtige Neuerung im Eisenbahn-Verkehre bereits zur Thatsache geworden ist.

Berényi's Verdienste wurden sowohl von Seiten der Bahnverwaltungen, in deren Diensten er thätig war, als auch von der Regierung und an allerhöchster Stelle bei verschiedenen Gelegenheiten anerkannt. Er war Besitzer mehrerer in- und ausländischer Orden, von denen wir hier nur den Orden der eisernen Krone und den türkischen Medjidie-Orden besonders erwähnen.

Berényi war äußerst gewissenhaft und unermüdlich in der Erfüllung seiner amtlichen Obliegenheiten und stellte auch an die Leistungsfähigkeit und Ausdauer seiner Beamten hohe Anforderungen. Dabei war er aber allen Untergebenen gegenüber stets gerecht und leutselig.

Er war ein Freund und Förderer wissenschaftlicher Vereine, besonders der ungarischen geographischen Gesellschaft, und war bestrebt, diese Vorliebe auch im Kreise seiner Beamten zu wecken und zu nähren.

Persönlich hatte er nur wenige Bedürfnisse und suchte keine Vergnügungen; er lebte nur seinem Amte und seiner Familie.

Berényi's Gesundheit war schon seit mehreren Jahren erschüttert. Zu einem Nierenleiden, gegen welches er wiederholt in Marienbad Hilfe suchte, kam in letzter Zeit noch ein Herzleiden hinzu. Trotzdem gestattete er sich keine Erleichterung, so daß ihn der Tod aus voller Thätigkeit abberief. — Im Monate März d. J. erlitt er in einer Sitzung einen Schlaganfall, der von einer Lähmung der linken Körperhälfte begleitet war und ihm die Sprache raubte. Die sofort angewendete ärztliche Hilfe und die liebevollste Pflege erwiesen sich als erfolglos, und in weniger als zwei Wochen nach dem Anfälle hatte er ausgelitten.

Sigmund Kordina †.

Die ungarische Maschinen-Industrie hat einen empfindlichen Verlust erlitten, indem ein Ingenieur, der sich an der Förderung derselben als einer der Eifrigsten und Befähigtesten betheiligte, im besten Mannesalter durch den Tod dahingerafft wurde.

Sigmund Kordina, Oberinspector und Director-Stellvertreter der Maschinenfabrik der Königlich Ungarischen Staatsbahnen zu Budapest, der den Lesern des »Organs« auch als Mitarbeiter an dieser Zeitschrift bekannt ist, starb am 3. Juni dieses Jahres in Graz auf einer Reise, von der er die Herstellung seiner Gesundheit erhofft hatte.

Das Wirken dieses Mannes verdient um so mehr unsere Aufmerksamkeit, als er die Erfolge, welche er errang, keineswegs der Gunst äußerer Umstände, sondern nur seiner vorzüglichen Begabung und seiner unermüdeten Thätigkeit zu verdanken hatte, durch die es ihm gelang, sich aus sehr bescheidenen Anfängen zu einer bedeutenden Stellung empor zu arbeiten.

Kordina war in Neu-Sandec in Galizien geboren, wo sein Vater Regimentsarzt war, und kam mit seinen Eltern im Jahre 1849 nach Ungarn, wo er den ersten Unterricht genoß. Nach kaum begonnenen Gymnasialstudien wurde er von seinem Vater, der ihn für nicht besonders begabt hielt, zu einem Schlosser in die Lehre gegeben und kam, nachdem er in verschiedenen ungarischen Fabriken gearbeitet hatte, endlich als Metaldreher in die Maschinenfabrik der Staats-Eisenbahn-Gesellschaft nach Wien.

Angeregt durch die neuen Eindrücke, welche er dort gewann, entschloß er sich nun, seine mangelhafte Schulbildung durch eifrige Selbststudien zu ergänzen und sich in dieser Weise gründliche technische Kenntnisse zu erwerben.

Unterstützt von seinen natürlichen Fähigkeiten gelang ihm dies so gut, daß der damalige Director der genannten Maschinenfabrik, Karl Haswell, ihn in Erkenntnis seiner Anlagen in das Constructions-bureau aufnahm. Hier wurde er im Jahre 1871 Ingenieur und beschäftigte sich ein Jahrzehnt lang fast ausschließlich mit der Construction von Locomotiven.

Bei der Ausschreibung der Stelle eines Constructions-Chefs in der Locomotiv-Abtheilung der Maschinenfabrik der Königlich Ungarischen Staatsbahnen erhielt Kordina im Jahre 1881 in der Eigenschaft eines Oberingenieurs diesen Posten, wurde im Jahre 1887 Inspector und 1891 Oberinspector. Bald darauf erfolgte seine Ernennung zum Director-Stellvertreter.

Hier hatte er volle Gelegenheit, seine hervorragende Begabung zu beweisen und war an der vielseitigen und erfolgreichen Thätigkeit, welche diese Fabrik entwickelt, in hervorragender Weise betheiligt.

Mehrere neue Grundformen von Locomotiven wurden von ihm ausgeführt und zahlreiche Neuerungen auf dem Gebiete des Maschinenwesens beschäftigten ihn, von denen mehrere Patente, die er erwarb, Zeugniß geben.

Kordina, dessen biederer Charakter und warmfühlendes Herz ihm viele Freunde gewann, wurde ein Opfer seines außerordentlichen Schaffenstriebes und seiner Pflichttreue. Der dauernden Ueberbürdung waren seine Kräfte nicht gewachsen. Ein schweres Nervenleiden machte sich geltend, das zu bekämpfen er im April dieses Jahres eine Erholungsreise antrat. Nach einer scheinbaren Besserung erlag er aber schon am 3. Juni einem Herzschlage.

Vereins - Angelegenheiten.

Verein Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Statistische Nachrichten von den Eisenbahnen des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für das Rechnungsjahr 1892.

Aus dem Vereinsberichte für das Jahr 1892 theilen wir in folgendem die wichtigsten Endergebnisse mit, denen vergleichshalber die Ziffern der beiden Vorjahre beigelegt sind.

Die Oesterreichisch-Ungarischen Eisenbahn-Verwaltungen haben das Umrechnungs-Verhältnis ihrer Währung in Mark dahin abgeändert, daß 1 fl. ö. W. = 1,70 M. gerechnet wird. Da in den früheren Jahrgängen der Statistik 1 fl. ö. W. = 2 M. gerechnet ist, so konnte eine Vergleichung der bezüglichen Ergebnisse des Jahres 1892 mit denjenigen der Vorjahre nur dadurch ermöglicht werden, daß auch alle summarischen Ergebnisse (Geldbeträge) der Vorjahre nach dem neuen Umrechnungs-Verhältnisse berechnet wurden. Hierdurch erklären sich die Abweichungen gegen die bezüglichen Angaben der Jahrgänge 1891 und 1890 der Statistik. *)

Das Rechnungsjahr liegt nicht ganz gleich für alle Bahnen, es bezieht sich für 23 unter den 47 deutschen Eisenbahnen auf die Zeit vom 1. April 1892 bis zum 31. März 1893 und für die Chimay-Bahn auf die Zeit vom 1. October 1891 bis 30. September 1892. Bei allen übrigen Vereins-Bahnen fällt das Rechnungsjahr mit dem Kalenderjahre zusammen.

Im Ganzen gehörten dem Vereine 87 verschiedene Bahnbezirke an, wobei die einzelnen Verwaltungsbezirke größerer Staatsbahnnetze gesondert gezählt sind.

Bezüglich des Oberbaues giebt die nachstehende Zusammenstellung die Ausdehnung der auf Querschwellen liegenden Gleise und die Bauart an:

Jahr	In dem Gesamtgleis liegen													
	Schienen aus			Schienen auf Querschwellen				Holzquerschwellen, Tausend Stück						
	Eisen	Stahl	Eisen und Stahl	bis 27 kg	27—32 kg	32—37 kg	über 37 kg	eichene	buchene	lärchene	tannene	In Ganzen	getränkt	nicht getränkt
	km	km	km	km	km	km	km							
1892	27740	87311	6279	8303	23116	72637	11439	64904	7331	3689	36127	114711	66860	44292
1891	29840	82370	6591	8025	23222	69978	11669	64850	6479	4330	33642	112002	63291	45111
1890	32097	76658	6846	7373	21579	66922	13758	63456	5808	3682	33116	108754	59848	45318

Unter den Einzelangaben über die Holzschwellen fehlen die der Niederländischen Staatsbahn und der Großen Belgischen Centralbahn, weshalb die Summe nicht mit den Einzelzahlen übereinstimmt.

Die Neigungsverhältnisse sind nach % der Längen folgende:

Jahr	Neigungen				
	1:∞	bis 1:1000	1:1000 bis 1:200	1:200 bis 1:40	steiler als 1:40
	%	%	%	%	km
1892	31	8	35	26	138
1891	31	8	35	26	127
1890	30	8	35	26	125

*) Vergl. Organ 1893, S. 152; 1892, S. 194; 1891, S. 203; 1890, S. 150.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. XXXI. Band. 5. Heft 1894.

Jahr	Die gesammten Längen betrugen					
	Bahnlänge km			Betriebslänge km		
	am Ende des Jahres					
	Hauptbahnen	Bahnen untergeordneter Bedeutung	Im Ganzen	Bahnen für Verkehr von Reisenden	Gütern	Im Ganzen
1892	57554	16312	73866	75549	76485	76607
1891	57272	15691	72963	74319	75234	75362
1890	57172	14603	71775	72939	73903	74030

Ueber die Gleislängen geben die folgenden Zahlen Aufschluß:

Jahr	Von der Bahnlänge sind km			Länge aller Nebengleise km	Von der ganzen Gleislänge sind in			Gesamtgleislänge km
	ein-gleisig	zwei-gleisig	drei-gleisig		ein-gleisigen Strecken	zwei-gleisigen	Nebengleisen %	
					%	%	%	
1892	56232	18440	82	27934	46,4	30,4	23,0	121331
1891	56143	17593	81	27188	47,3	29,6	22,9	118801
1890	55912	16637	67	26191	48,4	28,8	22,6	115601

Bei der Vertheilung der Gleise in Hunderttheilen auf die Strecken sind die dreigleisigen ausgelassen, die in allen drei Jahren 0,2 % der Gleise ausmachten.

Die Krümmungsverhältnisse stellen sich in % der Länge wie folgt:

Jahr	gerade	R $\geq$ 3000	R $\leq$ 1000	R $\leq$ 400	R $\leq$ 200	R $<$ 200
	%	%	%	%	%	km
1892	72	1	9	12	6	289
1891	72	1	9	12	6	265
1890	72	1	9	12	6	250

Die Aufwendungen für die Bahnanlagen betragen am Ende von:

Jahr	Im Ganzen	auf 1 km
1892	17 537 104 028	244836
1891	17 136 450 596	242358
1890	16 755 056 529	241002

Im Verkehre der Reisenden wurden geleistet:

Jahr	Personenkilometer. Millionen.						Verkehr auf 1 km						Vom Verkehre für 1 km kommen in % auf				
	I	II	III	IV	Militär	Im Ganzen	I	II	III	IV	Militär	Im Ganzen	I	II	III	IV	Militär
1892	424,1	2935,2	10100,9	3320,3	935,6	17715,9	5732	39672	136526	44878	12645	239453	2,4	16,6	57,0	18,7	5,3
1891	414,2	2888,9	9719,4	3325,0	887,7	17235,2	5701	39757	133758	45759	12216	237191	2,4	16,8	56,4	19,3	5,1
1890	393,6	2747,9	8617,4	3178,4	956,8	15894,1	5529	38600	121050	44647	13441	223267	2,5	17,3	54,2	20,0	6,0

Die entsprechenden Leistungen im Güterverkehre sind folgende:

Jahr	Eilgut			Stückgut			Wagenladungen			Frachtpf. Dienstgut			Lebende Thiere			Im Ganzen			Frachtfrei
	Kilometer-Tonnen	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Kilometer-Tonnen	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen-Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen-Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen-Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	Tonnen-Kilometer	Tonnen auf 1 km Bahn	Tonnen auf 1 km Bahn in %	
1892	187952880	2509	0,5	2203951723	29421	6,3	30363672519	405336	86,6	1772852143	23666	5,0	545307155	7280	1,6	35073736420	468212	100	1279220938
1891	178926235	2433	0,5	2223262154	30229	6,3	30291589815	411867	85,8	1996656392	27148	5,7	592206794	8052	1,7	35282641390	479729	100	1051179683
1890	167735404	2328	0,5	2107170888	29238	6,3	28946241356	401641	86,3	1741679197	24166	5,2	562713287	7808	1,7	33525590132	465181	100	1037343545

Die Einnahmen des ganzen Netzes stellten sich in den drei Jahren wie folgt:

Jahr	Verkehr der Reisenden										Güterverkehr														Gesamteinnahme				
	Gesamtt-einnahme	Einnahme auf 1 Personen-Kilometer						Von den Einnahmen für 1 km mittlerer Betriebslänge kommen % auf				Gesamtt-einnahme	Einnahmen für 1 Tonnen-Kilometer						Von der Einnahme für 1 km mittlerer Betriebslänge kommen % auf				überhaupt	Es kommen % auf					
		I	II	III	IV	Militär	überhaupt	I	II	III	IV		Militär	Eilgut	Stückgut	Wagenladungen	Frachtpflichtiges Dienstgut	lebende Thiere	überhaupt	Eilgut	Stückgut	Wagenladungen		Frachtpflichtiges Dienstgut	lebende Thiere	Nebeneinnahmen	Reisende	Güter	Sonstiges
		M	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.							Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.	Pf.									
1892	532519351	6,79	4,63	2,67	1,98	1,51	2,90	5,6	26,5	52,4	12,8	2,7	1371775755	21,48	9,94	3,32	1,83	7,26	3,82	2,9	16,0	73,6	2,4	2,9	2,2	1945302106	27,4	70,5	2,1
1891	530998781	7,07	4,75	2,75	1,98	1,52	2,98	5,7	26,7	52,6	12,4	2,6	1375673866	21,52	9,96	3,33	1,90	6,93	3,82	2,8	16,2	73,3	2,6	3,0	2,1	1945902638	27,3	70,7	2,0
1890	509591832	7,32	4,92	2,92	1,97	1,52	3,10	5,9	27,6	51,4	12,2	2,9	1334479479	21,37	10,13	3,39	1,90	7,31	3,89	2,7	16,1	73,6	2,4	3,1	2,1	1883021909	27,0	70,9	2,1

Die Ausgaben betrugen für:

Jahr	Allgemeine Verwaltung		Bahn-Aufsicht und -Erhaltung		Verkehrsdienst		Zugförderungs- und Werkstättendienst		Gesamte Betriebsausgaben	
	Im Ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im Ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im Ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im Ganzen	Für 1 km Betriebslänge	Im Ganzen	Für 1 km Betriebslänge
1892	108119237	1440	290357267	3869	431702492	5752	327643896	4365	1157822892	15426
1891	103440072	1404	293900866	3989	424241501	5759	341798938	4639	1163381377	15791
1890	102873945	1424	266406732	3687	389364774	5389	306837080	4247	1065482531	14747

Die Ueberschufsergebnisse zeigt die folgende Zusammenstellung, in welcher die wirklichen Ueberschüsse und Minderbeträge besonders kenntlich gemacht, auch die Verhältnisse der Betriebsausgabe zur Gesamteinnahme in % angegeben sind:

Jahr	Einnahme-Ueberschufs		Betriebs-Ausgabe in % der Gesamteinnahme
	Im Ganzen M.	Auf 1 km Betriebslänge M.	
1892	787550640 — 71426	10492	59,5
1891	782521262 — 71084	10622	59,8
1890	817633308 — 93930	11315	56,6

Betriebsunfälle sind nach Ausweis der nachfolgenden Zusammenstellung vorgekommen:

Jahr	Entgleisungen			Zusammenstöße			Sonstige Unfälle			Im Ganzen		
	Freie Bahn	Bahnhof	Im Ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im Ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im Ganzen	Freie Bahn	Bahnhof	Im Ganzen
1892	288	739	1077	81	502	583	1183	2823	4006	1552	4114	5666
1891	292	907	1199	93	560	653	1141	2953	4094	1526	4420	5946
1890	292	780	1072	75	565	640	1324	2842	4166	1691	4187	5878

Ueber die vorgekommenen Tödtungen (t) und Verwundungen (v) giebt die nachstehende Zusammenstellung Auskunft:

Jahr	Reisende										Beamten								Dritte Personen								Im Ganzen								
	unverschuldet		durch eigene Schuld		im Ganzen						unverschuldet	durch eigene Schuld		im Ganzen				unverschuldet	durch eigene Schuld		im Ganzen				unverschuldet			durch eigene Schuld			zusammen				
	t	v	t	v	überhaupt	auf je 1000000				t		v	überhaupt	auf 1000000 Wagenachs-Kilometer	t	v	t		v	überhaupt	auf 1000000 Wagenachs-Kilometer	t	v	t	v	t	v	zusammen auf 1000000 Achskilom.	t	v	zusammen auf 1000000 Achskilom.				
						Personen-Kilometer		Wagenachs-Kilometer																											
						auf je 1000000		auf je 1000000																											
						auf je 1000000		auf je 1000000																											
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	t	v	t	v				
1892	3	199	61	134	64	333	0,004	0,019	0,003	0,016	31	387	532	2307	563	2694	0,03	0,13	14	46	390	317	404	363	0,02	0,02	48	632	0,03	983	2758	0,18	1031	3390	0,22
1891	8	124	61	147	69	271	0,004	0,016	0,003	0,013	33	315	590	2483	623	2798	0,03	0,14	15	64	393	324	408	388	0,02	0,02	56	503	0,03	1044	2954	0,20	1100	3457	0,23
1890	10	315	63	118	73	433	0,005	0,027	0,004	0,022	39	425	598	2207	637	2632	0,03	0,14	14	63	357	310	371	373	0,02	0,02	63	803	0,04	1018	2635	0,19	1081	3438	0,23

mittels Schiebebühnen nicht zu durchbrechen. Die beiden Schiebebühnengleise, welche auf die in Rede stehende Drehscheibe münden, gehen rechtwinklig von den beiden Hauptgleisen ab und bedienen mehrere mit diesen gleichlaufende Nebengleise. Die Schiebebühne ist zur Aufnahme der neuen Personenwagen von 7 und 7,25^m äußerstem Achsenstande bestimmt und hat daher eine nutzbare Länge von 8^m, zwischen den Zungenspitzen eine Länge von 9,6^m erhalten. Die Ueberhöhung des Traggleises der Schiebebühne über die Bahnhofsgleise beträgt 105^{mm}. Die vier Achsen der Schiebebühne stehen um 230, 420 und 230^{mm} aus einander und haben versetzte Räder, um beim Ueberfahren der Bahnhofsgleise ein Entgleisen

zu verhüten. Diese Räder sind ohne Spurkränze ausgeführt und laufen zu beiden Seiten des Mittelsteges von 2 $\perp$ -Schienen, die zur Vermeidung von Stößen etwas über die Bahnhofsgleise überhöht sind. Obgleich die Drehscheibe die bedeutende Gleisbreite von 6^m entsprechend den Schiebebühnengleisen haben muß, fallen ihre Abmessungen doch nicht übermäßig groß aus, da die freie Gleislänge so viel kürzer sein kann und nur den äußersten Achsenabstand von 880^{mm} um etwas zu überschreiten brauchte; der Durchmesser der Drehscheibe beträgt daher nur 6,5^m. Die Kosten der Drehscheibe stellten sich auf 4800 Fr. ausschließlich Mauerarbeiten, die der versenkten Schiebebühne auf 3150 Fr.

N.

Maschinen- und Wagenwesen.

Drehgestell-Locomotive der Niederländischen Central-Eisenbahn, erbaut von Neilson & Co., Hyde Park Works, Glasgow.

Herr Verloop, Leiter des Maschinen- und Betriebsdienstes der Niederländischen Central-Bahn in Utrecht, theilt über die letzten aus England bezogenen Locomotiven die folgenden Angaben mit. Die Einzelheiten zeigen gegenüber den englischen Baugewohnheiten nichts aufsergewöhnliches.

Durch das Anwachsen des Verkehrs und das Verlangen nach größerer Geschwindigkeit und schwereren Zügen ist die Anschaffung von stärkern Locomotiven eine Nothwendigkeit geworden; diese sollten zugleich zum Schleppen schwerer Güterzüge geeignet sein. Es sollten Züge von 200 t mit 90 km/St. und Güterzüge von 750 t mit geringer Geschwindigkeit gefahren werden. Die Abmessungen für diese Anforderungen stimmen mit denjenigen der für Schnellzüge gebrauchten großen englischen Locomotiven überein. Mit Berücksichtigung des großen Radstandes und der schweren Belastung auf der Vorderachse sind die Locomotiven mit drehbarem Untergestelle versehen.

Die Hauptabmessungen der ihrer Grundform nach in Abbildung Fig. 43 dargestellten Locomotive sind:

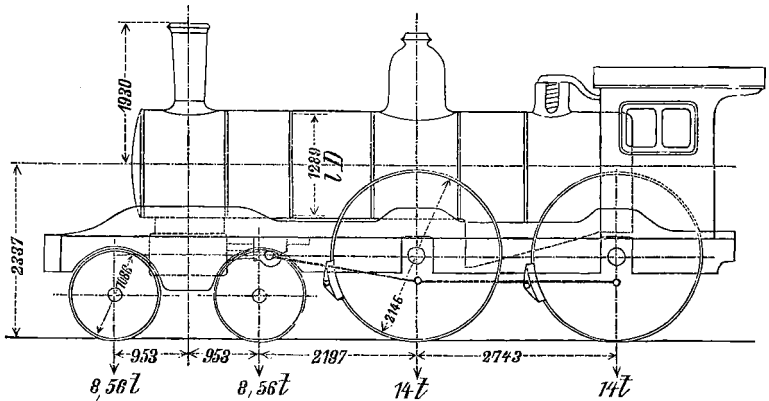
Cylinder-Durchmesser	457 mm
Kolbenhub	660 «
Durchmesser der Laufräder im Drehgestelle	1086 «
Durchmesser der Treib- und Kuppelräder	2146 «
Heizfläche der Feuerkiste	10,3 qm
« « Siederohre	102,8 «
Gesamtheizfläche	113,1 «
Rostfläche	2,14 «
Kesselüberdruck	10 at
Gewicht in betriebsfähigem Zustande	45120 kg
« auf den beiden Vorderachsen	17120 «
« auf der Triebachse	14000 «
« auf der Kuppelachse	14000 «

Der Kessel ist aus Lowmoor-Eisen gebaut und doppelreihig doppelt verlascht. Die Feuerbüchse ist nach Belpaire angeordnet. Die Verankerung der Kopfplatte der kupfernen Feuerkiste ist so angeordnet, daß die Rohrwand sich bei einer Ausdehnung frei nach oben bewegen kann. Der Kessel hat

217 Siederohren von 44,5^{mm} äußerem Durchmesser aus deutschem Holzkohleneisen. Die Feuerbüchse ist zum Schutze der Siederohren und zur Beförderung einer guten Verbrennung mit einer steinernen Feuerbrücke versehen.

Zur Speisung des Kessels dienen zwei Gresham'sche Strahlpumpen, deren Ventilgehäuse nicht auf die Seite des cylindrischen Kessels, sondern auf die Vorderseite der Feuerbüchse gelegt sind. Durch Gresham's Strahlpumpen-Ventile wird der Dampf durch ein Rohr aus dem Dome vom Innern des Kessels zum Absperrventile geführt; ein zweites Rohr bringt das Wasser

Fig. 43.



aus dem Innern des Kessels nach vorn zur eisernen Rohrplatte. Durch diese Vereinfachung werden die vielen Ausbesserungen an den Rohren vermieden.

Die Rahmen sind aus Stahl von der »Scotch Steel Company«. Wegen des Treib- und des Hinterlagergehäuses werden sie verstärkt durch gußstählerne Gleitbacken und durch ein gußstählernes Verbindungsstück, woran die Gleitbahnen und die Schieberstangenführung befestigt sind. Die Räder sind hergestellt aus Krupp'schem Stahle, die Reifen aus Krupp'schem Tiegelschle. Die Lagergehäuse sind aus Kupfer, eingegossen mit Weißmetall. Ueber den Lagergehäusen sind Oelkammern angebracht, welche durch kupferne Röhrchen verbunden sind, so daß der Führer im Betriebe schmieren kann. Es ist daher möglich, mit diesen Locomotiven 145 km ohne Unterbrechung zu fahren.

Die Cylinder sind aus einem Stücke gegossen. Die Spiegel der Schieber stehen in einem Winkel von 45° , um die Schieber ohne Uebersetzung in der Schieberbewegung auf die Cylinder setzen zu können. Die Kolben und Stangen sind beide aus Stahl und die Kolbenringe aus Gufseisen.

Die Steuerung ist die Stephenson'sche. Die Schieber sind aus Kupfer, eingegossen mit Blöckchen aus Weifsmetall. Auf der Seite der Rauchkammer sind zwei Devrance'sche Schmierbüchsen angebracht zur Schmierung der Schieber. Die Schmierung der Kolben erfolgt durch Patrick's Schmierbüchse.

Die Locomotiven sind mit einfachen Gleitbahnen versehen, da das Ausbessern derselben leichter und nicht so kostspielig ist. Die Kreuzköpfe haben oben und unten Führungsplatten aus Messing. Die Bügel der kleinen Treibstange können daher aus einem Stücke gearbeitet werden, und die Bolzen, die häufig Anlaß zum Brechen geben, können also wegfallen.

Die Locomotiven und die Tender sind mit Westinghouse-Bremsen versehen. Die Führer-Bremsventile haben eine Ausgleich-Vorrichtung. Ferner sind die Locomotiven versehen mit Straughtley's Sandstreuer zum Ausblasen von Sand mittels des Dampfes unter die Räder.

Versuche mit Verbund-Locomotiven.

(Railroad Gazette 1893, Juni, Seite 466; National Car and Locomotive Builder 1893, August, Seite 124.)

Gelegentlich der in Lakewood abgehaltenen 26. Jahresversammlung der American Railway Master Mechanics' Association erstattete der zur Prüfung des Verhaltens der Verbund-Locomotiven eingesetzte Ausschufs*) einen weitem eingehenden Bericht, dem Folgendes zu entnehmen ist:

Während im Juni 1892 auf den Nordamerikanischen Eisenbahnen 114 Verbund-Locomotiven im Betriebe waren, fanden sich im Juni 1893 bereits 422 derartige Locomotiven vor, von denen die Baldwin-Locomotivfabrik in Philadelphia 316, die Schenectady-Locomotivfabrik 69 und die Rhode Island-Locomotivfabrik in Providence 37 Stück gebaut hatten.

Auf Grund seiner eigenen Beobachtungen und der Berichte von 11 Eisenbahn-Verwaltungen, welche mit Verbund-Locomotiven der vorgenannten Fabriken und einer von der Rogers'schen Locomotiv- und Maschinen-Bauanstalt in Paterson gelieferten Verbund-Locomotive Versuche im Personen- und Güterzugdienste angestellt hatten, kommt der Ausschufs zu folgenden Schlüssen:

1) Die Verbund-Locomotive eignet sich für verschiedene Arten von Güterzugdienst.

2) In wirthschaftlicher Hinsicht steht sie in solchem Dienste der gewöhnlichen Locomotive mindestens gleich.

3) Sofern die Verbund-Locomotive sich in gutem, betriebsfähigen Zustande befindet und von einem geschickten Führer bedient wird, beträgt die Kohlenersparnis bei gewöhnlichem Güterzugdienste der Nordamerikanischen Eisenbahnen 10—15 % gegenüber dem Kohlenverbrauche einer gewöhnlichen Locomotive.

*) Vergl. Organ 1894, S. 3^c.

4) Eine gut entworfene Verbund-Locomotive wird nicht schwieriger in dienstfähigem Zustande zu erhalten sein, als eine gewöhnliche, ihre Leistung deshalb auch ebenso regelmäßig sein, wie die der letztern.

5) Die viercylindrige Verbund-Locomotive braucht mehr Oel zum Schmieren der Schieber, als eine gewöhnliche Locomotive.

6) Die laufenden Ausbesserungskosten werden bei der viercylindrigen Verbund-Locomotive etwas höher sein, als bei der gewöhnlichen Locomotive; bei der zweicylindrigen Verbund-Locomotive sollten sie nicht höher sein.

7) Die reinen Betriebskosten der Verbund-Locomotive werden bei manchen Eisenbahnen, je nach der Bauweise, den Kosten des Brennstoffes und anderen örtlichen Bedingungen, niedriger sein, als bei gewöhnlichen Locomotiven.

8) Der Nutzen der Verbund-Locomotive für den Personenzugdienst ist noch unbestimmt.

9) Verbund-Locomotiven verwickelter Bauart werden wahrscheinlich keinen Erfolg haben und sich nicht als sparsam erweisen. Die in Amerika gebräuchlichen Anfahrvorrichtungen müssen als zu verwickelt bezeichnet werden, gewisse im Auslande benutzte scheinen empfehlenswerther zu sein.

10) Es wird für erforderlich gehalten, mit einer beträchtlichen Anzahl genau gleicher Verbund- und gewöhnlicher Locomotiven durch längere Zeit Versuche anzustellen, um die vorliegende Frage zu lösen. Bei Ermittlung der Ergebnisse sollte ein etwaiger höherer Dampfdruck der Verbund-Locomotiven unberücksichtigt bleiben, weil die Wirkung der heutigen höchsten Dampfdrucke auf die Sparsamkeit der gewöhnlichen Locomotive nicht genügend bekannt ist. —

In der Besprechung des Ausschufsberichtes bemerkte Herr Vauclain, daß er die Verbund-Locomotive für jede Art von Güterzugdienst geeignet halte und jede Verbund-Locomotive, ob mit 2, 3 oder 4 Cylindern, mindestens 10—15 % an Kohlen spare. Bezüglich des Punktes 6) gebe er gern zu, daß die Cylinder nebst Zubehör einer viercylindrigen Verbund-Locomotive höhere, vielleicht doppelt so hohe Ausbesserungskosten verursachten, als die einer zweicylindrigen gewöhnlichen Locomotive, die Anfahrvorrichtungen u. s. w. natürlich ausgenommen. Dafür seien aber erwiesenermaßen die Kesselausbesserungskosten bei den Verbund-Locomotiven viel geringer, als bei den gewöhnlichen. Hinsichtlich des Punktes 8) ist Herr Vauclain der Meinung, daß der Nutzen der Verbund-Locomotiven auch für den Personenzugdienst wohl erwiesen sein dürfte, weil im Osten sehr viele Schnellzüge durch dieselben anstandslos befördert würden. —k.

Ueber Rauchverhütung bei Locomotiven.

(Railroad Gazette 1893, Juni, Seite 480.)

Einem auf der letzten Versammlung der Master Mechanics Association den Amerikanischen Bahnen erstatteten Berichte über die Frage der Rauchverhütung bei Locomotiven ist Folgendes zu entnehmen:

Bei der gewöhnlichen Locomotive mit tiefer, ein Gewölbe aus feuerfesten Steinen und zehn 51 mm weite Luftzuführungsrohre

(je 3 an den Seiten und je 2 an den Enden) enthaltenden Feuerkiste kann der Rauch während der Fahrt verhütet werden, wenn die Feuerung sorgfältig bedient, namentlich frischer Brennstoff nur in kleinen Mengen aufgeworfen wird, um ein Abkühlen des weißglühenden Feuerkörpers zu vermeiden. Beim Stillstande der Locomotive muß der Hilfsbläser angestellt werden, um die Hitze in der Feuerkiste auf der zur Verhütung der Rauchbildung erforderlichen Höhe zu halten.

Alle in den letzten 50 Jahren zur Verwendung gekommenen Rauchverhütungs-Vorrichtungen beruhen im Wesentlichen in der Zuführung von Luft zu der Oberfläche des Feuers; ihre Wirkung hängt aber immer von der Geschicklichkeit der Locomotivmannschaft ab. Während der Fahrt handelt es sich, wie schon angegeben, namentlich um ein sorgfältiges Einfuern des Brennstoffes; soll die Locomotive längere Zeit halten, so muß der Führer auf einen niedrigen Wasserstand hinarbeiten und der Heizer dafür sorgen, daß ein beträchtlicher Theil des in der Feuerkiste befindlichen Brennstoffes völlig weißglühend ist. Fällt dann während des Haltens die Hitze in der Feuerkiste unter den Punkt, bei welchem Rauch gebildet wird, so muß der Führer den Hilfsbläser und außerdem, um ein Abblasen des

Dampfes zu verhindern, die Dampfstrahlpumpe anstellen. Wenn nöthig kann der Heizer auch eine kleine Menge Brennstoff ohne Rauch zu bilden einwerfen und durch Anstellen der Vorrichtung für die Zuführung von Luft zu der Oberfläche des Feuers die Rauchbildung durch längere Zeit verhüten; auf diese Weise ist es möglich, die Locomotive in völliger Dienstbereitschaft zu erhalten.

In der Nähe Chicago's ist eine große Zahl von Rauchverzehrern in Gebrauch; sie wirken alle in der oben angegebenen Weise und bei richtiger Behandlung zufriedenstellend. Die im Innern Chicago's liegenden Eisenbahnen verwenden außer anderen den Barnes-, den Walker- und den Western-Rauchverzehrern. Bei der Barnes'schen Vorrichtung tritt ein im Schornsteine angebrachter Bläser in Thätigkeit, sobald Luft in die Feuerkiste gelassen wird, bei dem Walker'schen Rauchverzehrern erfolgt die Zuführung von Luft selbstthätig, wenn der Regler geschlossen oder aber die Feuerthür zum Beschießen des Rostes geöffnet wird. Besonderer Werth ist darauf zu legen, daß die Vorrichtungen, namentlich bei Verschieb-Locomotiven möglichst geräuschlos arbeiten.

— k.

Aufsergewöhnliche Eisenbahnen.

Der Entwurf einer elektrischen Bahn Wien-Budapest in seiner neuesten Gestalt.*)

(Aprilheft des amtlichen Anzeigers der Ungarischen Academie der Wissenschaften „Akadémiai Értesítő“.)

Karl Zipernowsky, Professor am Budapester Polytechnikum, hielt am 19. Februar d. J. einen Vortrag über »Anwendung des elektrischen Betriebes auf Fernbahnen« in der Klassensitzung der Ungarischen Academie der Wissenschaften, dessen wesentlichen Inhalt wir hier wiedergeben.

Der Vortragende knüpft an seinen dem 1892 zu Frankfurt a. M. abgehaltenen elektrotechnischen Congress vorgelegten Entwurf einer elektrischen Fernbahn an. Diesem Entwurfe — wie auch dem jetzigen — lag die Verbindung Budapest's mit Wien zu Grunde, doch wurde der Ausbau eines ganz neuen Schienenweges für nothwendig befunden. Nun findet aber Zipernowsky selbst, daß der Bau einer solchen Bahn so große Kosten verursachen würde, daß die geringe Ertragsfähigkeit die technisch mögliche Ausführung in Frage stellt. Und doch ist der elektrische Betrieb mit so vielen Vortheilen verbunden, daß dessen baldigste Einführung auch auf den gegenwärtig im Dampfbetriebe befindlichen Eisenbahnen wünschenswerth wäre.***) Hierzu sind die beiden Möglichkeiten in Erwägung zu ziehen, entweder daß der Wagen die Kraftquelle, die Speicher in sich selbst trägt oder daß der Strom durch eine äußere Leitung zu den im Innern des Wagens befindlichen Zugkraftmaschinen geführt wird. Die Speicher haben aber ein so großes Gewicht, daß deren Anwendung nicht zulässig erscheint.

*) Vergl. Organ 1893, S. 122.

**) Vergl. hierzu unsere Mittheilungen über die Grenzen der Möglichkeit Organ 1894, S. 202.

Ein Wagen von einer der üblichen Schlafwagen ähnlichen Bauart mit tiefliegendem Schwerpunkte und Drehgestellen würde einen Raddurchmesser von 1^m erhalten. Die Einrichtung des Wagens würde aus folgenden Abtheilen bestehen: 1) zwei Maschinen-Abtheilen an den beiden Enden, 2) einem Gepäck-, 3) einem Post-Abtheile und 4) dem Raume für die Reisenden mit 38 Sitzplätzen. Im etwa angekuppelten zweiten Wagen fallen die Maschinen-Abtheile weg, so daß hier 60 Reisende Platz finden könnten.

Da zwischen Budapest und Wien zur Zeit drei beinahe vollständig ausgebaute Schienenstränge im Betriebe sind,*) so kann man das eine linksuferige Gleis vom sonstigen Betriebe befreien und nach Einrichtung der elektrischen Oberleitung zum alleinigen Verkehre dieser elektrischen Schnellzüge heranziehen. Wenn die Fahrgeschwindigkeit 120 km/St. betragen soll, so ist die 278 km lange Strecke mit nur einem Haltpunkte in 2³/₄ Stunden zu durchfahren, so daß bei Einrichtung einer Weiche in der Mitte der Strecke in je 1¹/₂ Stunden ein Zug abgelassen werden kann. Bei Errichtung von drei Ausweichstellen können sich die Züge verdoppeln und dieser Verkehr würde nach Ansicht des Vortragenden dem Bedürfnisse grade entsprechen, da die Züge in Zwischenpausen von ³/₄ Stunden einander folgen könnten und daher in je 3 Stunden 800 Reisende in beiden Richtungen zu befördern wären. Wenn man die Bedingung stellt, daß das betreffende Gleis von 7 Uhr morgens bis 10 Uhr abends ausschließlich von den elektrischen Zügen benutzt wird,

*) Die rechtsuferige Verbindung führt über Raab-Bruck a. d. Leitha und ist durchgehend eingleisig. Die linksseitige Verbindung gehörte früher bekanntlich der Staats-Eisenbahn-Gesellschaft und ist mit Ausnahme einzelner Theilstrecken doppelgleisig.

wären je 4000 Reisende zu befördern, so daß in den Nachtstunden auf diesem Gleise Personen-, Post- und Eillastzüge immer noch verkehren könnten.

Es würden sich 4 Zugkraftwagen ständig auf dem Wege befinden, deren jeder etwa 230 Pferdekkräfte erfordert, die gesammte erforderliche Arbeit beträgt 1000 Pferdekkräfte. Für diese Leistung wären zwei Stromerzeugungs-Stellen nothwendig, deren jede 600 Pferdekkräfte erzeugen würde. Diese würden je 70 km von den beiden Endpunkten, also ungefähr bei Prefsburg und Gran-Nana, anzulegen sein und der erzeugte Strom würde an etwa 50 Stellen zu einem Arbeitsstrom von rund 500 Volts Spannung verwandelt.

Bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit auf 200 km/St. könnte der Zug nur aus einem Wagen bestehen.

Das ist der Inhalt von Zipernowsky's Vortrag.

Man kann aber nicht verkennen, daß der Entwurf in dieser Form nicht ausführbar ist. Denn wenn man auch die Annahme gelten läßt, daß die freie Strecke den elektrischen Schnellverkehr aufzunehmen in der Lage ist, so ist das bezüglich der Stationen keineswegs der Fall. Wie wäre der anderweitige Verkehr, insbesondere die doch nothwendigen Verschiebungen zu bewältigen, wenn hierzu nur einige Minuten Zeit übrig blieben, da doch in je $22\frac{1}{2}$ Minuten ein elektrischer Schnellzug durchfahren würde.*) Aber es giebt noch viel triftigere Gründe. Die Wien-Budapester Linie ist zweifellos nicht nur für den wechselseitigen Verkehr der beiden Hauptstädte da, sie ist ein wirtschaftliches Bedürfnis des ganzen Verkehrsgebietes. Die geplante Umgestaltung würde eine sehr erhebliche Einschränkung des ganzen Dampfverkehrs bedeuten, unter der die Bevölkerung der ganzen Linie und die der wichtigen Zweiglinien — so z. B. die wichtige Waagthal-Linie — schwer zu leiden hätte. Kaum befriedigend zu lösende Schwierigkeiten würden auch durch den täglichen Uebergang vom zweigleisigen zum eingleisigen Betriebe und umgekehrt hervorgerufen. Weiter ist es fraglich, ob denn der Wien-Budapester Schnellverkehr eine so kostspielige Vervollständigung der Verkehrsmittel begründet.

In dieser Beziehung ist bezeichnend, daß die beiden Abendschnellzüge, welche die Strecke in rund $4\frac{1}{4}$ Stunden zurücklegen, bloß im Sommer erforderlich sind. Dazu kommt, daß die obere Grenze der Fahrgeschwindigkeit der Wien-Budapester Schnellzüge keineswegs erreicht ist. Nach der von der priv. österreich-ungarischen Staatseisenbahn-Gesellschaft für den Sommer 1891 herausgegebene Fahrordnung führen damals die Schnellzüge die fragliche Strecke im Durchschnitt 4 Stunden 48 Minuten, während nach dem Fahrplane für April 1894 diese Fahrdauer genau 5 Stunden beträgt. Die ungarischen Staatsbahnen haben also, wenn auch in geringem Mafse, das Gegenheil von dem gethan, was die wesentliche Grundlage des Entwurfes elektrischen Betriebes bildet, nämlich die Fahrdauer abzukürzen.

*) Auf der Marchegger-Linie kommen noch örtliche Hindernisse hinzu. Auf der Strecke Szob-Gran-Nana beziehungsweise auf der Eipel- und Gran-Brücke wird überhaupt nur ein Gleis liegen; der Umbau dieser Stellen würde bedeutende Kosten verursachen.

Diese Verhältnisse, welche an sich nur beschränkte örtliche Bedeutung haben, verdienen insofern allgemeinere Beachtung, als sie einen weitem Beleg für die Ansicht enthalten, daß der elektrische Betrieb zur Zeit wenig oder keine Aussicht hat, im Betriebe der Hauptbahnen in irgend erheblicher Weise zur Einführung zu gelangen.

G. Bauer.

Die Zweckmäßigkeit elektrischen Betriebes auf Hauptbahnen.

(Glaser's Annalen 1894, Bd. 34, S. 1 u. 54.)

Ueber die Zweckmäßigkeit, Möglichkeit bezw. Wahrscheinlichkeit der Einführung elektrischen Betriebes auf Hauptbahnen haben sich im Vereine für Eisenbahnkunde die Herren Stambke, Bork, Vogel, Wedding, Leissner, Hoffmann, Glaser und Kolle ausgesprochen; wir theilen im Folgenden die wichtigsten Ergebnisse dieser Besprechung kurz mit.

Als die Mängel der Dampf-Locomotive, welche hauptsächlich zu dem Wunsche nach Einführung elektrischen Betriebes führen, werden die folgenden bezeichnet.

1) Das große Gewicht, welches zu seiner Bewegung Arbeit beansprucht.

2) Die hin und her gehende Bewegung schwerer Theile, welche den Gang unregelmäßig macht, den Oberbau wie die Theile der Locomotive stark beansprucht, und daher der zulässigen Fahrgeschwindigkeit enge Grenzen setzt, die auch schon durch die Fliehkraft der Gegengewichte in den Triebädern begrenzt wird.

3) Die durch die Bewegungen im Locomotivwagen fortwährend gestörte Maschine der Locomotive verwendet den vergleichsweise sparsam erzeugten Dampf unvortheilhaft, weil bei diesen Verhältnissen die theoretisch scharf durchgebildeten Steuerungen feststehender Maschinen nicht anwendbar sind, man sich vielmehr mit einfachen Muschel-Kolben- oder Drehschiebern begnügen muß, auch deren Spiel noch vom Federspiele gestört wird, und weil die Geschwindigkeit der Maschine unmittelbar von der der Fahrt abhängig ist, so daß man die Maschine unter Umständen mit unvortheilhafter Geschwindigkeit laufen lassen muß.

4) Für kurze Zeit erforderte besondere Erhöhung der Zugkraft, z. B. auf starken Steigungen, kann nur durch Vergrößerung der Füllung, d. h. Verringerung der Dampfdehnung, also der Nutzwirkung, erzielt werden.

5) Der einzelne Zug ist losgelöst von der Locomotive nicht bewegungsfähig, man muß also jeden Zug mit einer Locomotive versehen, mag sein Gewicht deren Leistung ausnutzen oder nicht; Haltung verschieden starker Locomotiven für alle vorkommenden Erfordernisse ist ausgeschlossen; der so entstehende Verlust macht sich namentlich da fühlbar, wo man den Verkehr sich nicht zu Massen ansammeln lassen kann, die die Locomotiven ausnutzen, wo vielmehr die geringste Masse stets sofort oder in ganz geringen Abständen befördert werden muß.

Diesen Punkten gegenüber wird das Verhalten des elektrischen Betriebes in folgender Weise festgestellt.

1) Die Elektrizität ist an sich gewichtlos, der angeführte Mangel entfällt also bei elektrischem Betriebe, wenn man den

Strom von festen Stromerzeugungsstellen zuleitet, u. zw. zu jeder zu bewegenden Achse, oder wenigstens zum gröfsern Theile derselben; denn wenn man nur einzelne Achsen für längere Züge antreiben will, so müssen diese behufs Erzielung der erforderlichen Zugkraft doch wieder schwer belastet sein.

Verwendet man jedoch eine elektrische Locomotive, d. h. ein Fahrzeug mit Dampf- und Dynamomaschine, welches seine Achsen mittels des auf ihm erzeugten Stromes antreibt, so gelangt man wieder zu Achsbelastungen, die denen der Dampf- Locomotiven nicht nachstehen werden. Die Heilmann*)-Versuchs- Locomotive der französischen Nordbahn hat auf zwei vierachsigen Drehgestellen ein Triebachs-Gesammtgewicht von 100 t, also etwa 15 t Zugkraft, Lastverhältnisse, wie sie bei keiner bestehenden Locomotive vorkommen, und die auch bei der heute vorhandenen Stärke der Zugvorrichtungen nicht ausnützbare ist.

Der Betrieb mit Elektrizitätsspeichern, die in durchaus brauchbarer Gestalt noch nicht hergestellt sind, weil die vorhandenen die Erschütterungen des Betriebes nicht vertragen, würde bei dem hohen Gewichte der Speicherzellen wieder zu hohen Achslasten führen, wenn man die Stromquelle in ein Zugkraftsfahrzeug sammelte; die Vertheilung auf alle Wagen eines Hauptbahnnetzes ist aber ausgeschlossen, weil dadurch die freie Verfügung über die Wagen zu sehr beeinträchtigt werden würde.

In der hier besprochenen Beziehung ist also die äufserer Stromzuführung den übrigen Formen des elektrischen Betriebes überlegen.

2) Die ungünstige Wirkung hin und her gehender Massen wird bei allen elektrischen Betrieben vermieden, da sie alle die Achsen unmittelbar in kreisende Bewegung versetzen; in dieser Beziehung ist also keiner der elektrischen Betriebe dem andern, alle sind aber dem Dampfbetriebe überlegen.

3) Die Dampfausnutzung ist am vollkommensten in grofsen feststehenden Maschinen zu gestalten, daher erscheint die Zuführung des Stromes von außen von festen Erzeugungsstellen aus in dieser Beziehung als die beste. Die Leitungsverluste werden durch die bessere Wirkung der Maschine mehr als aufgewogen.

Aber auch die Heilmann- Locomotive erscheint im Ganzen in dieser Beziehung der Dampf locomotive noch überlegen. Zwar werden die Vortheile, welche man durch bessere Wirkung der auf einem vergleichsweise ruhig laufenden Fahrzeuge gelagerten Maschine der erstern erzielt, dadurch im wesentlichen wieder verschlungen, dafs man die Kraft der Maschine erst in elektrischen Strom und diesen wieder in Kraft umsetzt, es bleibt ihr aber der erhebliche Vortheil, dafs man die Geschwindigkeit des Ganges der Maschine von dem des Fahrzeuges fast ganz unabhängig gestalten, also für alle Zustände günstigst einrichten kann, ja dafs es möglich ist, die Maschine selbst während des Stillstandes des Fahrzeuges weiter arbeiten zu lassen, wenn man etwa Speicher zu Hülfe nimmt oder die Maschine noch für andere Zwecke mitarbeiten läfst. Besonders fühlbar macht sich dieser Unterschied auf starken Steigungen, wo gleichzeitig

die Geschwindigkeit des Fahrzeuges abnimmt, die der Maschine steigt. Bremsung auf der Thalfahrt könnte zum Laden etwa vorhandener Speicher benutzt werden.

Die Verwendung von Speichern als Hauptbetriebsmittel erscheint bei ihrer Zartheit und ihrem geringen Wirkungsgrade auch in dieser Beziehung bislang ganz ausgeschlossen, da die Leistung der grofsen Krafterzeugungsstellen nur zu geringem Theile ausgenutzt werden würde.

4) Die Anpassung der bewegenden Kraft an die Schwankungen der Bewegungswiderstände ist am vollkommensten bei der Zuführung des elektrischen Stromes von außen, da man bei ihr innerhalb gewisser Grenzen jederzeit eine Kraftquelle beliebiger Leistung zur Verfügung hat; dafs aber auch die elektrische Locomotive in dieser Beziehung der Dampf locomotive wegen der Unabhängigkeit der Geschwindigkeiten von Maschine und Fahrzeug noch überlegen ist, wurde schon betont.

5) Bezüglich der Vertheilung der Zugkraft auf die Fahrzeuge bietet die Stromzuführung von außen den grofsen Vortheil, dafs man die Kraftquelle genügender Stärke stets und an jeder Stelle zur Verfügung hat, dafs also die Fahrzeuge ihrer Stellung nach von der Krafterzeugung unabhängig sind.

Von der elektrischen Locomotive gilt in dieser Beziehung dasselbe wie von der Dampf locomotive. —

Nach diesem Vergleiche der Eigenschaften ergibt sich ziemlich schlagend zunächst die Stromzuführung von außen als das von allen betrachteten vollkommenste Betriebsmittel; jedoch treten nun für unsere Hauptbahnen noch mehrere nichtberührte Gesichtspunkte hinzu, welche die vortheilhaften Eigenschaften erheblich abschwächen.

Ihre volle Wirksamkeit entwickelt die Stromzuführung von außen nur, wenn man jedes Fahrzeug oder wenigstens eine grofse Zahl von Fahrzeugen mit Antrieb versieht und diese dann in möglichst gleichförmiger und unveränderlicher Vertheilung auf der Strecke laufen läfst, denn die Einführung von Locomotiven mit äufserer Stromzuführung heft einen grofsen Theil der Vortheile wieder auf, und die Anhäufung von Fahrzeugen zu bestimmten Zeiten und an bestimmten Punkten macht die Stromerzeugung wieder vortheilhaft. Verhältnisse, die einen solchen Betrieb ermöglichen, liegen für Hauptbahnen nur selten vor, für Kleinbahnen werden grade diese Eigenschaften der Elektrizität voraussichtlich schnell das ganze Feld erobern, für Hauptbahnen findet man sie nur im Stadt- und Vorortverkehre, wo diese Art elektrischen Betriebes schnell Eingang finden wird, nachdem sie nach den Erklärungen der Elektrotechniker für Hauptbahnbetrieb völlig reif entwickelt ist. Die regelmäfsigen Verhältnisse der langen Hauptbahnen gestalten sich so, dafs sich der Verkehr namentlich in den maßgebenden Verkehrsmittelpunkten hauptsächlich zu bestimmten Tages- und Jahreszeiten ansammelt, und diese Eigenthümlichkeit wird er auch nicht verlieren, wenn man ihm ein in jedem Augenblicke zu benutzendes Verkehrsmittel zur Verfügung stellte; er verlangt die Beförderung sehr grofser Massen auf einmal in gröfseren Zwischenräumen, und das ist der an sich vollkommensten elektrischen Betriebskraft mit Stromzuführung nicht günstig. Auch die Anstellung der vielen Führer für einzelne Wagen, die Haltung der Blockabstände zwischen diesen u. s. w. stoßen auf grofse Be-

*) Organ 1892, S. 244; 1893, S. 197; 1894, S. 41.

denken. Die Heilmann-Locomotive genügt dieser Bedingung, aber es ist bezeichnend, daß die amerikanischen Versuche, welche sich bekanntlich meist durch richtige Erfassung der wirtschaftlichen Seiten der Fragen auszeichnen, darauf ausgehen, trotz der Verwendung elektrischer Locomotiven die Stromzuführung von außen durchzuführen, man hält dort die Heilmann-Locomotive als nicht für günstig.

Ein gewichtiges Wort spricht bei uns die Landesverteidigung mit. Diese wird vermuthlich die Beförderung großer geschlossener Truppenkörper in langen Zügen stets fordern müssen, und sehr bedenklich erscheint für sie der Umstand, daß bei Stromzuführung von außen durch eine Kleinigkeit, etwa einen glücklichen Büchschenschuß lange Strecken plötzlich vollkommen lahm gelegt werden können, und man dann über gar kein Beförderungsmittel mehr verfügt.

Wenn von manchen Theoretikern der Elektrotechnik ausgesprochen wird, daß man mittels elektrischen Betriebes Geschwindigkeiten von 200 km/St. und mehr ohne weiteres einführen könne, so hat das für die wirklichen Betriebsverhältnisse keine Bedeutung, denn man würde dabei den Arbeitsaufwand für Ueberwindung des Luftwiderstandes ins Ungemessene steigern, unsere sämtlichen Bahnnetze sind weder nach Grundriß, noch Aufriß, noch Oberbau, noch Bauwerken solchen Geschwindigkeiten gewachsen, und für sie liegt ein Bedürfnis auch nur an wenigen Punkten unter besonderen Verhältnissen, z. B. auf den amerikanischen Ueberlandbahnen, in Europa wohl kaum irgendwo vor.

Die Art und Weise der Stromzuführung ist eine für Hauptbahnen mit großen Geschwindigkeiten heute noch ganz ungelöste Frage. Die oberirdische Zuführung würde mit Rücksicht auf die erforderlichen internationalen Vereinbarungen und namentlich in den Bahnhöfen schon sehr große Schwierigkeiten ergeben, die Einfügung der unterirdischen in das Gestängegewirre eines nach den heutigen Regeln ausgestatteten Bahnhofes erscheint vorläufig als hoffnungsloses Bemühen.

Ganz besondere Ueberlegung erheischt ferner die Gestaltung des Ueberganges von der heutigen Betriebsart zur elektrischen. Man wird hier die Bedingung stellen müssen, daß bis zum Verbräuche der vorhandenen Betriebsmittel beide Betriebe neben einander möglich sein müssen, dann aber auch, daß sich die Aufwendung der ungeheuern Kosten auf längere Zeit erstrecken muß.*) Diese Bedingungen werden nun nur von den beiden unvollkommenen elektrischen Betriebsarten mit selbstständigen Locomotiven und Speichern ganz oder annähernd erfüllt. Wollte man bei Stromzuführung von außen die Krafterzeugungsstellen anfangs auch mit den vorhandenen Locomotiven betreiben, so verbleiben doch die Kosten für die Leitungen, die Gebäude, den Umbau der Fahrzeuge für den elektrischen Antrieb als sofort aufzuwendende, und so würden Summen erforderlich werden, deren Aufbringung auf erhebliche Schwierigkeiten und wirtschaftliche Bedenken stoßen müßte.

Die wichtigste Frage ist schließlich die in den obigen Besprechungen schon überall durchleuchtende nach den Kosten

und wirtschaftlichen Verhältnissen des elektrischen Betriebes. In dieser Beziehung ist heute wohl kaum noch ein Zweifel vorhanden, daß wenn es sich ohne Rücksicht auf Nebenfragen um die Einführung des wirtschaftlich besten Betriebes handelte, man nur den mit Stromzuführung von außen in Betracht ziehen könnte, ja man geht wohl mit der Behauptung nicht zu weit, daß man nur diesen Weg gegangen, und heute zu ausschließlich elektrischem Betriebe gelangt sein würde, wenn Stephenson schon über das Können und Wissen unserer Zeit verfügt hätte.

Wenn man nun das Ergebnis aus diesen Erörterungen zieht, so dürfte das heute wohl folgende Fassung annehmen. Die Einführung des elektrischen Betriebes auf Hauptbahnen in großem Umfange ist für die nächste Zeit nicht zu erwarten, weil der Durchführung der wirtschaftlich an sich vollkommensten Form die größten Schwierigkeiten entgegenstehen und aus den minder vollkommenen Formen keine Erfolge zu erhoffen sind, die als Grund für die Ueberwindung der immerhin bedeutenden Schwierigkeiten auch ihrer Einführung angesehen werden könnten.

Dagegen erscheint der elektrische Betrieb für alle über Zeit und Strecke gleichmäßig vertheilten Verkehrsarten, auch wenn ein Theil der Leistung einer für andere Zwecke eingerichteten Stromquelle verfügbar ist, in seiner Entwicklung vollkommen reif und heute die wirtschaftlich beste Betriebsart. Das trifft zu bei vielen Kleinbahnen, bei Straßen-, Stadt- und Vorortbahnen, der letztere Grund bei Anschlussbahnen größerer gewerblicher Anlagen mit elektrischer Beleuchtung.

Zu bemerken ist schließlich noch, daß die erwähnten elektrischen Locomotiven mit äußerer Stromzuführung, welche im Bau sind, ihr Entstehen auch weniger dem Bestreben nach allgemeiner Einführung elektrischen Betriebes, als der Nothwendigkeit rauchfreien Betriebes in gewissen längeren Tunneln verdanken.

Verbreitung elektrischer Straßenbahnen.

(Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Maschinen-Industrie 1894, S. 148.)

An der Spitze aller Länder stehen bezüglich der Netzlänge der elektrischen Straßenbahnen die Vereinigten Staaten von Nordamerika, was nicht Wunder nehmen kann, wenn man bedenkt, daß man dort mit der Anlage solcher Verkehrsmittel der Entwicklung der Städte voraneilt, ja daß sie oft in unbautem Lande erfolgt, um Ansiedelungen zu bewirken und so den Grund- und Bodenwerth zu heben.

Der Umfang der Straßenbahnanlagen ist folgender:

	1. Jan. 1893	1. Jan. 1894	
	km	km	%
1) Nordamerika.			
Elektrische Bahnen	9600	12000	61,5
Pferdebahnen . .	7200	5600	28,5
Kabelbahnen . .	1040	1060	5,5
Dampfbahnen . .	1000	910	4,5

8000 km elektrischer Bahnen hat die Thomson-Houston-Gesellschaft gebaut. Mit Speichern oder unterirdischer Zuleitung sind nur 15 km versuchsweise ausgeführt.

2) Deutschland. In den Städten Halle, Trotha, Gera, Breslau, Essen, Lübeck, Dortmund, Lichterfelde, Frankfurt a. M.,

*) In den Wagen und Locomotiven der europäischen Bahnen stecken heute etwa 5 Milliarden Mark.

Barmen, Dresden, Hannover, Lemberg, Bremen, Remscheid, Gotha, Erfurt und Hamburg sind nahezu 200 km elektrischer Straßenbahnen erbaut.

- 3) Oesterreich-Ungarn hat rund 52 km.
- 4) Frankreich rund 41 km.
- 5) Italien etwas über 10 km.

Kürzere Strecken sind noch in der Schweiz, Rußland und in Norwegen ausgeführt.

Bezüglich der Störung des Telegraphen- und Telephon-Verkehres hat die Reichspostverwaltung am 7. April in Hamburg an den neuerbauten Linien Versuche anstellen lassen, deren Ergebnis die bedingungslose Indienststellung der Linien war.

Technische Litteratur.

Systematische Sammlung der Fachausdrücke des Eisenbahnwesens.*)

Französisch und Deutsch. Der Personen- und Güterdienst nebst alphabetischem Waarenverzeichnis. Von Paul Hirche, Geheimer Regierungsrath, Mitglied der Königl. Eisenbahn-direction zu Berlin. III. Auflage. Berlin 1893, Carl Heymann's Verlag.

Das stark angewachsene Werk hat die Einrichtung der Hirche'schen Wörterbücher behalten, wonach der wesentliche Theil nicht nach dem Anfangsbuchstaben, sondern nach einer gewissen Gedankenverbindung begrifflich geordnet ist; daran schließt sich dann ein nach dem Anfangsbuchstaben geordnetes Waarenverzeichnis, und für das leichtere Zurechtfinden im ersten Theile ist auch noch ein nach dem Buchstaben geordnetes Inhaltsverzeichnis vorangeschickt.

Die Hirche'schen Wörterbücher haben sich beim Gebrauche in der Verkehrsabwicklung mit dem Auslande gut bewährt, wovon nicht allein das Erscheinen mehrerer Auflagen, sondern auch die amtliche Befürwortung des Gebrauches der Wörterbücher Zeugnis ablegen. Wir machen daher auf das Neuerscheinen aufmerksam.

Die Rechte an öffentlichen Wegen, vom Standpunkte des Preussischen allgemeinen Landrechts, des Gemeinen Rechts, der hannoverschen Wegegesetze und der Wegeordnung für die Provinz Sachsen unter Berücksichtigung der neuesten Entscheidungen des Reichs- und des Oberverwaltungsgerichts erörtert von Rudolf Bering, Geheimer Regierungsrath und Mitglied der Königlichen Eisenbahn-Direction Hannover. Berlin 1894, Franz Vahlen, Preis 3,50 M.

Die Rechtsfragen bezüglich der Benutzung der öffentlichen Wege schneiden tief in den täglichen Verkehr ein, insbesondere haben sie Bedeutung für die Eisenbahn-Verwaltungen, welche besonders häufig in die bestehenden Wegerechte einzugreifen haben. Das nur 139 Octavseiten umfassende Buch fußt auf dem Germershausen'schen Werke: »Das Wegerecht und die Wegeverwaltung in Preußen«, dessen Inhalt es in Anlehnung an die auf der trefflichen hannoverschen Wegegesetzgebung beruhenden »Wegeordnung für die Provinz Sachsen« zu sichten, zu kürzen und namentlich für praktische Fragen unmittelbar nutzbar zu gestalten sucht. Wir glauben, daß dieses Ziel wohl erreicht ist, und empfehlen das Werk daher allen, welche mit den die öffentlichen Wege betreffenden Rechtsfragen zu thun haben.

* *) Organ 1890, S. 202.

Das finanzielle und soziale Wesen der modernen Verkehrsmittel von Friedrich Freiherrn zu Weichs-Glon, Tübingen, H. Laupp, 1894. Preis 5 M.

Das klar geschriebene Werk bringt ein leicht zugängliches und doch umfassendes Bild des ganzen finanz- und volkswirtschaftlichen Aufbaues der heutigen Verkehrsmittel, in welchem die bestehenden Einrichtungen bezüglich ihrer Berechtigung und Verbesserungsfähigkeit beleuchtet werden. Das Buch bringt diese wichtigen, leider der Mehrzahl sogar der stark Betheiligten fremden Fragen nicht allein den breiten Kreisen der Bevölkerung nahe, sondern giebt auch dem Sachkundigen manche beachtenswerthe Winke für anzustrebende Verbesserungen, welche, wenn sie auch noch nicht in allen Punkten fertige Pläne darstellen und hier und da anfechtbar erscheinen, doch in treffendster Weise zur richtigen Würdigung der bestehenden Verkehrseinrichtungen anregen. Wir wünschen daher dem Buche weite Verbreitung.

Tempera e cementazione, per l'ingegnere Stanislao Fadda. Ulrico Hoepli, Mailand 1894.

Das handliche Heftchen bringt eine vollständige Darstellung der Verfahren, welche heute zu bestimmten Veränderungen des inneren Aufbaues des Stahles in mechanischer und chemischer Beziehung verwendet werden. Die sämtlichen Härtings- und Einsatzverfahren werden nach Zweck und Erfolg eingehend erörtert, auch die verschiedenen Beimengungsmetalle werden nach der Art ihrer Einführung und nach den Eigenschaften besprochen, die sie dem Stahle ertheilen. Das kleine Buch giebt somit eine umfassende Darstellung der heutigen Stahlerzeugung, über deren Reichhaltigkeit gegenüber dem beschränkten Gebiete man erstaunt ist. Der aus den »Costruzione ed esercizio delle strade ferrate«*) wohl bekannte Verfasser hat den Stoff aus der gesamten technischen Litteratur sorgsamst zusammengetragen.

Costruzione ed esercizio delle strade ferrate e delle tramvie.)**

Norme pratiche dettate da una eletta di ingegneri specialisti. Unione tipografico-editrice, Turin, Rom, Mailand, Neapel.

Heft 90, Vol. IV, Theil V, Cap. XXXVIII: Gesundheitspflege an den Eisenbahnen von Dr. G. Francesco Randone. Preis 1,6 M.

*) Organ 1894, S. 205.

**) Organ 1894, S. 61.

Heft 91, Vol. I, Theil I, Cap. IV. Ausführung des Unterbaues, Enteignungsverfahren, von E. Colombo und Ingenieur A. Solerti. Preis 1,6 M.

Heft 92, Vol. II, Theil I, Cap. II. Dächer, von Ingenieur Stanislao Fadda. Preis 1,6 M.

Heft 93, Vol. II, Theil I, Cap. II. Dächer, von Ingenieur Stanislao Fadda. Preis 1,6 M.

Heft 94, Vol. V, Theil III, Cap. XVII. Untergrund- und Hochbahnen, von Ingenieur Stanislao Fadda. Preis 1,6 M.

Heft 95, Vol. V, Theil III, Cap. XVII. Untergrund- und Hochbahnen, von Ingenieur Stanislao Fadda. Preis 1,6 M.

An kleineren Druckschriften u. Sonderabdrücken liegen folgende vor:

1. Ueber die im St. Petersburger Technologischen Institut eingeführten Material- und Maß- Bezeichnungen von A. Hasselblatt, St. Petersburg, A. Böhnke, 1894.

2. Ursachen der periodischen Wagennoth der Eisenbahnen und Mittel zu ihrer Behebung. Von Anton Braun, Inspector der priv. österr.-ungar. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft. Preisgekrönt vom Club österr. Eisenbahn-Beamten. (Separat-Abdruck aus der österr. Eisenbahn-Zeitung), Wien 1894, Commissionsverlag Lehmann u. Wenzel.

3. Ueber die Beseitigung des Deficits im preussischen Staatshaushalt und die Bekämpfung der Wasserstraßen durch die Eisenbahnen. Vortrag gehalten im Centralverein für Hebung der deutschen Fluß- und Kanalschiffahrt

von Schwabe, Geheimer Regierungsrath a. D., Berlin, Puttkammer u. Mühlbrecht 1894. Preis 0,5 M.

4. Ein Beitrag zur Lösung der Tramwayfrage (in Wien) von A. G. Pastorelli, Ingenieur. Wien, Lehmann u. Wenzel 1894.

5. Die neueren Bahnhofsbauten der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Vorträge gehalten in der Versammlung des Club österreichischer Eisenbahnbeamten von H. Rosche, Oberingenieur und Vorstand des bautechnischen Constructions-Bureau und H. Fischel, Architect und Ingenieur. (Sonderabdruck aus der österr. Eisenbahnzeitung) Wien, Club der österr. Eisenbahn-Beamten 1894.

6. Vierzig Millionen ersparte Steuern oder die Reform der Organisation der preussischen Staatseisenbahn-Verwaltung. Kritik und Vorschläge eines Praktikers von Reinhold Menz. Berlin, G. Reimer, 1894.

7. Interno alla costruzione ed all' esercizio delle ferrovie funicolari per l'Ing. Pietro Oppizzi. Mailand, Tipografia e Litografia degli Ingegneri, 1894.

Statistische Mittheilungen und Geschäftsberichte von Eisenbahn-Verwaltungen:

Aussig-Teplitzer Eisenbahn-Gesellschaft. Protokoll der am 25. April 1894 in Teplitz abgehaltenen 36. ordentlichen Generalversammlung sammt Geschäftsbericht, Rechnungsbeilagen und Statistik für das Jahr 1893. Teplitz, 1894, im Selbstverlage der Gesellschaft.

C. W. KREIDEL'S VERLAG IN WIESBADEN.

FORTSCHRITTE

DER

TECHNIK DES DEUTSCHEN EISENBAHNWESENS IN DEN LETZTEN JAHREN.

SECHSTE ABTHEILUNG.

NACH DEN ERGEBNISSEN DER AM 9., 10. UND 11. JUNI 1893 IN STRASSBURG I. E. ABGEHALTENEN XIV. TECHNIKER-VERSAMMLUNG DES VEREINS
DEUTSCHER EISENBAHN-VERWALTUNGEN.

(ZUGLEICH ERGÄNZUNGSBAND XI ZUM ORGAN FÜR DIE FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS IN TECHNISCHER BEZIEHUNG.)

EIN QUARTBAND VON 484 DRUCKSEITEN MIT ABBILDUNGEN IM TEXT UND 13 LITH. TAFELN.

PREIS IN MAPPE 32 MARK 60 PF.