

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LII. Band.

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

9. Heft. 1915. 1. Mai.

Die Berichtigung der Gleisbogen nach dem Vorschlage eines Amerikaners und das Ausgleichverfahren von Nalenz.*)

Höfer, Eisenbahn-Landmesser in Köln.

Das in einer Abhandlung des «Supervisor» F. W. Rensch der Pennsylvania-Bahn beschriebene Verfahren**) zur Berichtigung der Gleisbogen beruht auf dem Grundsatz, daß die Verschiebung eines Punktes im gleichmäßig eingeteilten Bogen die Pfeilhöhen bei den benachbarten Teilpunkten um den halben Betrag jener Verschiebung ändert. Der Einwärtsschub CC' (Textabb. 1) vergrößert die Pfeilhöhe BF um das Maß

Bevor dieser Satz geprüft wird, soll das einfachste Beispiel aus der Abhandlung mitgeteilt werden. Zur bessern Übersicht sind in Zusammenstellung I die gemischten Zahlen der Vorlage durch ganze Zahlen ersetzt. Man hat als Maß-einheit 1,8 Zoll hinzuzudenken, was für den Gang der Rechnung belanglos ist.

Zusammenstellung I.

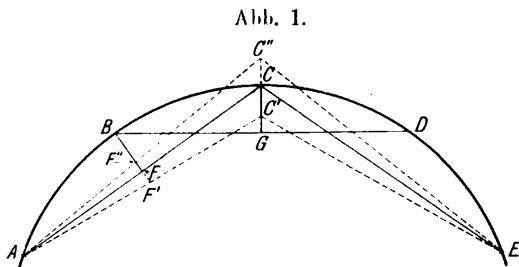


Abb. 1.

$FF' = 0,5 CC'$, der Auswärtsschub CC'' verkleinert sie um $FF'' = 0,5 CC''$; entsprechend ändert sich die Pfeilhöhe bei D, wobei vorausgesetzt wird, daß die Sehne kurz genug gewählt ist, um die benachbarten Pfeilhöhen als in gleicher Richtung liegend ansehen zu können. Als geeignete Sehnenlänge wird für scharfe Bogen $62' = 18,90$ m, für flache $100' = 30,48$ m empfohlen. Die Pfeilhöhen werden auf $1/8'' = 3,2$ mm abgerundet. Die Berichtigung beginnt am Scheitel des gewählten Bogenabschnittes, indem man darauf achtet, daß die vom Scheitel gleich weit entfernten Pfeilhöhen einigermaßen gleichwertig sind. Andernfalls soll man durch Zuziehung einer oder mehrerer weiterer Pfeilhöhen dafür sorgen, daß eine möglichst gegen-gleiche Reihe zu Stande kommt. Wenn die ersten und letzten Glieder kleiner, die mittleren größer sind, als der Mittelwert, so ist der Scheitel einwärts zu verschieben, im entgegengesetzten Falle auswärts. Zwischen den Fehlern und der Verbesserung besteht keine genaue Beziehung, aber es wird sich zeigen, daß die Verschiebung des Scheitels annähernd gleich der Summe der Abweichungen aller Reihenglieder vom Mittelwert, oder gleich der doppelten Summe der positiven oder negativen Abweichungen ist.

$Tp.$	h	d	Lösung			$Tp.$	h	d	Lösung		
1	12	2	14			6	16	2	14		
2	14	0	18	← 4	14	7	14	0	10	→ 4	14
3	18	4	8	→ 8	10	12	14	8	10	4	8
4	14	0	18	← 4	14	9	14	0	10	→ 4	14
5	12	2	14			10	16	2	14		
			70	8					70	8	
			$h_m = 14$						$h_m = 14$		

Bei den Teilpunkten 1 bis 5 sind die Pfeilhöhen h gemessen, deren Mittelwert 14 ist. Daraus ergeben sich die Abweichungen d , deren Summe ohne Rücksicht auf die Vorzeichen 8 ist. Zunächst wird der Scheitel bei Teilpunkt 3 um diese 8 Einheiten eingedrückt. Die Einkreisung der Ziffer bezeichnet den Schub, ein Pfeil nach links die Schubrichtung nach innen. Die Pfeilhöhen bei den Teilpunkten 2 und 4 wachsen hierdurch um je $0,5 \cdot 8 = 4$ auf 18 Einheiten an, während sich die Pfeilhöhe h_3 im Scheitel um den Schub 8 auf 10 vermindert. Die bei 2 und 4 anzubringenden Schübe müssen nun zusammen gleich der doppelten Abweichung der neuen Pfeilhöhe 10 bei Teilpunkt 3 von dem gewünschten Mittelwerte 14 sein, damit die Sehne zwischen den berichtigten Punkten 2 und 4 von dem berichtigten Scheitel den Abstand 14 erhält. Die Pfeilhöhe 10 des Scheitels soll um 4 Einheiten wachsen, also müssen die ursprünglichen Punkte 2 und 4 um zusammen 8 Einheiten nach innen gerückt werden. Da die gemessenen Pfeilhöhen bei 2 und 4 einander gleich sind, kommt auf jeden der beiden Punkte ein gleicher Anteil dieser Summe, nämlich ein Schub von 4 Einheiten nach innen.

**) Railway Age Gazette 1914, 15. Mai.

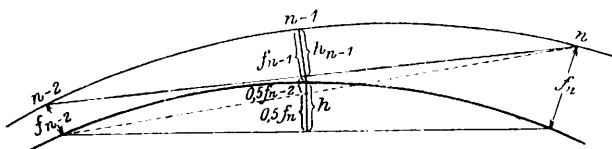
*) Organ 1914, S. 262.

Die beiden veränderten Pfeilhöhen bei 2 und 4 vom Werte 18 vermindern sich dadurch auf je 14 Einheiten. Zugleich wachsen die Pfeile bei 1 und 5 je um die Hälfte des Schubes bei 2 und 4, nämlich um 2 Einheiten und werden dadurch zu 14 Einheiten. Zugleich wächst die erstmalig veränderte Pfeilhöhe bei 3 von 10 Einheiten um $0,5 \cdot 4 = 2$ Einheiten durch den Schub bei 2 auf 12 Einheiten und um 2 weitere Einheiten durch den Schub bei 4 auf 14 Einheiten, so daß nun alle Pfeilhöhen = 14 sind.

Auf dieselbe Weise sind die Pfeilhöhen bei den Teilpunkten 6 bis 10 auf den Mittelwert gebracht; nur war hier ein Schub nach außen nötig, was durch Pfeile nach rechts angedeutet ist, weil der Scheitel zu flach, die Enden zu scharf gekrümmt waren.

Das Verfahren ist durch dieses Beispiel so klar dargelegt, daß auf den Abdruck weiterer Proben aus dem amerikanischen Aufsätze verzichtet werden kann. Wie man sieht, umfaßt die Berichtigung nur immer eine ganz kurze Bogenstrecke, und für die gewählte Strecke sind alle Verschiebungen einseitig: ein Ausgleich kommt also nur günstigsten Falles zu Stande, wenn von benachbarten Abschnitten die Hälfte nach außen und die Hälfte nach innen gedrückt wird, wie es hier mit den Gruppen 1 bis 5 und 6 bis 10 geschehen ist. Hiernach liegt dem Verfahren der Gedanke zu Grunde, daß ein verfahrenerer Gleisbogen als eine Reihe elliptischer Bögen aufzufassen ist, deren Scheitel in der großen oder kleinen Achse liegt, also vom Scheitel eines Kreisbogens über derselben Sehne den größten Abstand nach innen oder außen hat. Daraus entspringt die Einseitigkeit der Verschiebungen innerhalb eines Abschnittes. Dazu ist aber zu bemerken, daß die Voraussetzung, der Scheitelabstand der Sichel sei gleich der Summe der Pfeilhöhenfehler des Kreisbogens, ein anscheinend nur aus Erfahrungen abgeleiteter Satz ist, für den ein Beweis nicht erbracht wird. Der Satz ist mathematisch unhaltbar. Es besteht wohl eine Beziehung zwischen den Fehlern der Pfeilhöhen und den Verbesserungen; aber um sie aufzufinden, muß man sich zunächst die Fortpflanzung der Abweichungen deutlich machen.

Abb. 2.



Wenn in Textabb. 2 der stark ausgezogene Bogen einen Kreisbogenteil von der Pfeilhöhe h und der dünn gezeichnete einen solchen von der fehlerhaften Pfeilhöhe h_{n-1} darstellt, wenn ferner die Teilpunkte mit $n-2$, $n-1$ und n und die Lagenfehler mit f_{n-2} , f_{n-1} und f_n bezeichnet werden, so ist:

$$0,5 \cdot f_n = h + f_{n-1} - h_{n-1} - 0,5 \cdot f_{n-2} \text{ oder}$$

$$f_n = 2(h - h_{n-1} + f_{n-1} - 0,5 \cdot f_{n-2}).$$

Der Lagenfehler eines Teilpunktes ist also nur mit Hilfe der Lagenfehler bei den vorhergehenden Teilpunkten zu ermitteln. Verfolgt man die Entwicklung der Lagenfehler aus den gemessenen Pfeilhöhen h_n und der mittlern Pfeilhöhe h vom Teilpunkte $n = 0$ an, so erhält man der Reihe nach:

$$f_0 = 0,$$

$$f_1 = 2(h - h_0),$$

$$f_2 = 2(h - h_1 + f_1 - 0,5 \cdot f_0) = 2(h - h_1 + 2[h - h_0]) = 2(3h - h_1 - 2h_0),$$

$$f_3 = 2(h - h_2 + f_2 - 0,5 \cdot f_1) = 2(h - h_2 + 2[3h - h_1 - 2h_0] - [h - h_0]) = 2(6h - h_2 - 2h_1 - 3h_0),$$

$$f_4 = 2(h - h_3 + f_3 - 0,5 \cdot f_2) = 2(h - h_3 + 2[6h - h_2 - 2h_1 - 3h_0] - 3h + h_1 + 2h_0) = 2(10h - h_3 - 2h_2 - 3h_1 - 4h_0),$$

$$f_5 = 2(h - h_4 + f_4 - 0,5 \cdot f_3) = 2(h - h_4 + 2[10h - h_3 - 2h_2 - 3h_1 - 4h_0] - 6h + h_2 + 2h_1 + 3h_0) = 2(15h - h_4 - 2h_3 - 3h_2 - 4h_1 - 5h_0).$$

$$f_n = 2(0,5 n [n + 1] h - h_{n-1} - 2 h_{n-2} - 3 h_{n-3} - \dots - [n-1] h_1 - n h_0).$$

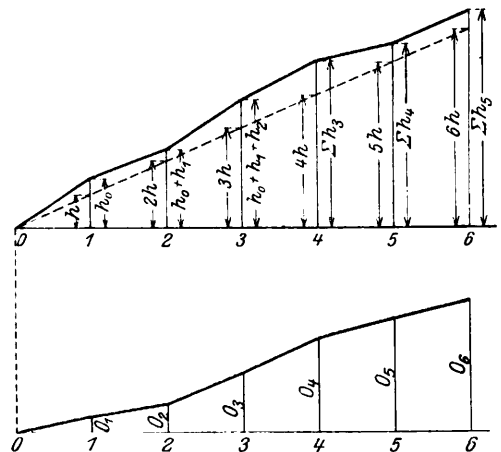
Mit anderer Ordnung der Glieder kann man auch etwa für f_5 schreiben:

$$f_5 = 2([h - h_4] + 2[h - h_3] + 3[h - h_2] + 4[h - h_1] + 5[h - h_0]), \text{ oder allgemein:}$$

$$f_n = 2([h - h_{n-1}] + 2[h - h_{n-2}] + 3[h - h_{n-3}] + \dots + [n-1][h - h_1] + n[h - h_0]).$$

Dieses Fortpflanzungsgesetz liegt dem Ausgleichverfahren von Nalenz*) zu Grunde. Trägt man nämlich nach Textabb. 3 die Glieder der Summenreihe der Pfeilhöhen als Höhen

Abb. 3.



in den vorausliegenden Teilpunkten des gestreckt gedachten Bogens an und zieht vom Nullpunkte aus eine Ausgleichlinie, deren Höhen bei den Teilpunkten die Vielfachen vom Mittelwerte h sind, und bildet man hierzu die Summenlinie, indem man die Abweichungen zwischen den Gliedern der Summenreihe der Pfeilhöhen und den Vielfachen vom Mittelwerte, also die Abstände der Brechpunkte von der gestrichelten Ausgleichlinie, fortlaufend zusammenfügt, so sind die Höhen der Summenlinie die halben Werte der Formel für f_n . Beispielsweise erhält man für die Höhe der Summenlinie beim Teilpunkte 5 nach der Zeichnung:

$$0_5 = (h - h_0) + (2h - h_0 - h_1) + (3h - h_0 - h_1 + h_2) + (4h - h_0 - h_1 - h_2 - h_3) + (5h - h_0 - h_1 - h_2 - h_3 - h_4),$$

worin die unklammerten Glieder der Reihe nach die Höhen der Summenlinie bei den vorhergehenden Teilpunkten ausdrücken. Man braucht die Glieder nur anders zu ordnen, nämlich

*) Organ 1914, S. 262

$$O_5 = h + 2h + 3h + 4h + 5h - 5h_0 - 4h_1 - 3h_2 - 2h_3 - h_4 \text{ oder}$$

$$O_5 = 15h - h_4 - 2h_3 - 3h_2 - 4h_1 - 5h_0.$$

so erhält man den halben Wert der oben abgeleiteten Reihe für f_5 .

Dies ist in der Tat die ursprünglichste Form des Gedankens von Naleuz, der allerdings in der Darstellung des vervollkommenen Verfahrens «die Berichtigung der Krümmung in Gleisbögen» vom Verfasser nicht mehr entwickelt wurde, weil die dort vorgetragene Evolventenlehre anschaulicher ist, als Zahlenreihen.

Hätte man die Lagenfehler des Beispiels diesem Fortpflanzungsgesetze gemäß berechnet, so würde man erhalten haben:

$$f_1 = 2(14 - 14) = 0,$$

$$f_2 = 2(3 \cdot 14 - 12 - 2 \cdot 14) = 4,$$

$$f_3 = 2(6 \cdot 14 - 14 - 2 \cdot 12 - 3 \cdot 14) = 8,$$

$$f_4 = 2(10 \cdot 14 - 18 - 2 \cdot 14 - 3 \cdot 12 - 4 \cdot 14) = 4,$$

$$f_5 = 2(15 \cdot 14 - 14 - 2 \cdot 18 - 3 \cdot 14 - 4 \cdot 12 - 5 \cdot 14) = 0.$$

Hierin ist $h_0 = 14$ angenommen, weil rückwärts die fehlerfreie Kreislage unterstellt werden muß. Die von dem amerikanischen Verfasser ermittelten Verschiebungsmasse sind richtig, aber das ist ein Zufall und berechtigt nicht zur Aufstellung der von ihm angegebenen Regel. Man kann sich von dem Irrtum jenes Verfassers überzeugen, wenn man annimmt, bei den Teilpunkten 1 und 5 seien die Pfeilhöhen je 10 und bei 2 und 4 je 16 Einheiten. Dann bliebe die Pfeilhöhensumme 70 und der Mittelwert 14, aber die Summe der Abweichungen würde 16. Ein Schub um 16 Einheiten bei Teilpunkt 3 würde bei 2 und 4 je einen Schub von 12 Einheiten erfordern, um die Pfeilhöhen von 2 bis 4 auf den Mittelwert zu bringen. Dadurch würden aber die Pfeilhöhen bei 1 und 5 nicht 14 werden, sondern 16. Leitet man dagegen die Verschiebungen richtig ab, so erhält man bei 3 eine Verbesserung um nur 12 Einheiten und bei 2 und 4 solche von 8 Einheiten; dann werden alle Pfeilhöhen gleich 14.

Auf den Abdruck der weiteren Beispiele aus der Abhandlung soll hier verzichtet werden, nachdem sich der Grundgedanke als irrig erwiesen hat. Die amerikanische Arbeit zeigt, daß sie es mit ihrer Regel selbst nicht allzu genau nimmt, sondern durch Versuchen das Günstigste ermittelt. Dazu berechtigt zunächst das in die Grundregel vorsorglich eingeschaltete Wort «annähernd», ferner die Wahl zwischen der Verwertung aller Abweichungen vom Mittelwerte und der doppelten Summe der positiven oder negativen Abweichungen, endlich die willkürliche Abrundung der gemessenen Pfeilhöhen auf Achtelzoll nach oben oder unten, die je nach Bedarf ausdrücklich empfohlen wird. Ein schlecht liegender Bogen soll vor der Aufnahme nach Augenmaß möglichst verbessert werden, und wenn sich trotzdem keine zweckmäßigen Reihen ergeben, soll man die Messung mit einer längern Sehne wiederholen. Der Verfasser bezeichnet die «Diagnose» des Bogens, das Herausschälen günstiger, möglichst gegengleicher Gruppen aus der Pfeilhöhenreihe als den wichtigsten Teil der Arbeit. Nach all dem haftet dem Verfahren zu viel Willkürliches an, um ihm weite Verbreitung zu sichern. Die Beispiele zeigen, daß die Gruppen zwar nicht streng gegengleich gegliedert zu

sein brauchen, wie bei dem hier abgedruckten, daß die Gruppen aber stets sehr klein sind, und selten mehr als sieben Pfeilhöhen umfassen werden. Je kleiner die Gruppen sind, um so größer ist die Wahrscheinlichkeit, daß die Verschiebung des Scheitels um die Summe der Abweichungen vom Mittelwerte zu einem befriedigenden Ergebnisse führt. Man beachte auch, daß im Beispiele Nr. 7 der Quelle nur ein einziger Punkt nach außen, der ganze Bogen übrigens nach innen verschoben wird, daß also das Verfahren keinen Ausgleich der Fehler bewirkt.

Besonders beachtenswert sind einige Ausführungen über die Herstellung der Übergangsbogen. Der Verfasser schreibt: «Einen sehr befriedigenden Verlauf erhält man, wenn man die volle Pfeilhöhe um eine gewisse Anzahl von Einheiten für die Pfeilhöhe beim ersten Teilpunkte innerhalb des Hauptbogens und um eine Einheit weniger für die Pfeilhöhe jedes folgenden Teilpunktes der Reihe nach vermindert. In einem später gegebenen Beispiele ist die Höchstzahl der Einheiten 7 und jede hat einen Wert von $\frac{3}{32}$ ». Das ergibt die Pfeilhöhen: 8, 6, $4\frac{1}{4}$, $2\frac{7}{8}$, $1\frac{5}{8}$, $\frac{7}{8}$ und $\frac{1}{4}$. Der schlimmste Fehler, aber kein ungewöhnlicher, ist der, die Pfeilhöhen im Übergangsbogen gleichförmig abnehmen zu lassen. Diese Übung verursacht die schlechten Wirkungen, die an den Enden selbst solcher Bogen bemerkbar sind, die sonst vollkommen ausgeglichen sind und ausgezeichnet liegen. Die Pfeilhöhen in obigem Falle würden, so bestimmt, lauten: $7\frac{7}{8}$, $6\frac{3}{4}$, $5\frac{5}{8}$, $4\frac{1}{2}$, $3\frac{3}{8}$, $2\frac{1}{4}$, $1\frac{1}{8}$, 0. Der Vergleich mit dem richtigen Bogen zeigt die Verkehrtheit dieser Übung».

In Achtelzoll ausgedrückt wären die Glieder der angeblich falschen Reihe: 63 — 54 — 45 — 36 — 27 — 18 — 9 — 0 mit dem unveränderlichen Unterschiede 9, die richtige Reihe aber hiesse: 64 — 48 — 34 — 23 — 13 — 7 — 2 mit den Unterschieden: 16 — 14 — 11 — 10 — 6 — 5; letztere Reihe ist durch Abrundung der Glieder auf Achtelzoll verunstaltet. Wenn man dem Wortlaute der Regel gemäß die Reihe bildet, erhält man: $8 - 6\frac{1}{32} - 4\frac{11}{32} - 2\frac{30}{32} - 1\frac{26}{32} - \frac{31}{32} - \frac{13}{32} - \frac{4}{32}$ oder abgerundet allenfalls: $8 - 6 - 4\frac{3}{8} - 2\frac{7}{8} - 1\frac{7}{8} - 1 - \frac{3}{8} - \frac{1}{8}$, unter allen Umständen durch fortgesetztes Abziehen von 7 Größen eine Reihe aus 8 Gliedern, während der Verfasser nur 7 anführt. Es ist hiernach unverständlich, was er sagen will. Seine Meinung erhellt aus einer Stelle der Erläuterung zum Beispiele Nr. 7. Dort heißt es: «Im Beispiele Nr. 7 ist gezeigt worden, daß der Bogen, dessen Glieder durch fortlaufende Zunahme so anwachsen, daß die Zunahmen selbst eine arithmetische Reihe bilden, annähernd von der Form der kubischen Parabel ist, die als vollkommener Übergangsbogen gilt. Die einfachste Form, in der diese Pfeilhöhenreihe geschrieben werden kann, ist in Achtelzollen: $\frac{1}{8} - \frac{3}{8} - \frac{3}{4} - 1\frac{1}{4} - 1\frac{7}{8} - 2\frac{5}{8} - 3\frac{1}{2} - 4\frac{1}{2} - 5\frac{5}{8} - 6\frac{7}{8} - 8\frac{1}{4} \dots$ ». Nimmt man den Achtelzoll als Einheit, so heißt diese Reihe: 1 — 3 — 6 — 10 — 15 — 21 — 28 — 36 — 45 — 55 — 66 mit der Reihe der Unterschiede 2 — 3 — 4 — 5 — 6 — 7 — 8 — 9 — 10 — 11 Durch diese Anordnung erhält man keine Parabel dritten, sondern einen Bogen vierten Grades. Im Beispiele Nr. 7 sind aus den Pfeilhöhen des Übergangsbogens die mittleren Abstände

der Berührenden berechnet, und der Leser wird darauf aufmerksam gemacht, daß diese «annähernd im Verhältnisse der dritten Potenzen der natürlichen Zahlen von 1 bis 7 stehen». Man braucht nur die Reihen der Unterschiede zu bilden, um zu erkennen, daß dies durchaus nicht der Fall ist.

Stammreihe: 47 — 330 — 1230 — 3260 — 6800 — 12 410 —
— 20 890:

1. Unterschied: 283 — 900 — 2030 — 3540 — 5610 —
— 8480,
2. » 617 — 1130 — 1510 — 2070 — 2870,
3. » 513 — 380 — 560 — 800.

Die dritten Unterschiede müßten gleich sein, statt dessen schwanken die Werte so, daß in der vierten Reihe sogar ein negatives Vorzeichen vorkommen würde. Die Hauptreihe ist also auch nicht einmal vom vierten Grade: die Pfeilhöhen sind nicht nur nach einem falschen Grundsatz gebildet, sondern

außerdem noch falsch berechnet. Die Abstände der Berührenden einer Parabel dritter Ordnung ergeben sich durch Vielfältigen der dritten Potenzen der Längen mit einem Festwerte P . Für einen beliebigen Punkt n erhält man den Abstand $y_n = n^3 P$, für den zweitfolgenden Punkt $n + 2$ den Abstand $y_{n+2} = (n + 2)^3 P = (n^3 + 6n^2 + 12n + 8) P$. Das Mittel $0,5 (y_n + y_{n+2}) = (n^3 + 3n^2 + 6n + 4) P$ wäre der Abstand der Berührenden der Sehnenmitte von n nach $n + 2$, also beim Teilpunkte $n + 1$. An dieser Stelle ist aber der Abstand des Bogenpunktes $y_{n+1} = (n + 1)^3 P = (n^3 + 3n^2 + 3n + 1) P$, folglich die Pfeilhöhe $h_{n+1} = (3n + 3) P = 3(n + 1) P$. Entsprechend würde man für h_n erhalten $3n P$ und für h_{n+2} den Wert $3(n + 2) P$. Die Abweichung benachbarter Pfeilhöhen ist also unveränderlich, und die Pfeilhöhen selbst bilden keine Reihe zweiten, sondern eine solche ersten Grades.

Über die Beanspruchung der Zapfen und Stangenschäfte des Triebwerkes der Lokomotiven.

Dr.-Ing. Heumann, Regierungsbaumeister in Berlin.

(Fortsetzung von Seite 131.)

II. Die Wirkung der stoßweise bei Druckwechsel auftretenden Kräfte.

Stöße entstehen im Lokomotivgestänge bei Druckwechsel an allen Zapfengelenken. Hier wird der wichtigste Fall des Stoßes am Kreuzkopf- und Kurbelzapfen-Gelenke untersucht. Ist kein toter Gang im Gelenke vorhanden, so treten Stöße nur bei plötzlichem Druckwechsel auf, das heißt, wenn im Schaubilde des Arbeitsdruckes die Linie des Arbeitsdruckes die des Kolbenweges unter rechtem Winkel schneidet. Dieser Fall kommt tatsächlich nicht vor. Bei Vorhandensein von totem Gange sind auch bei allmählichem Druckwechsel Stöße nicht zu vermeiden. Sie werden um so schwächer, je allmählicher der Druckwechsel erfolgt. Vorausströmung VA, Pressung Co und Voreinströmung VE des Zylinderdampfes wirken dahin, daß der Druckwechsel allmählich, und außerdem vor dem Totpunkte

vor sich geht (Textabb. 8). In Textabb. 8 sind die mit a) bis d) bezeichneten Punkte solche des Druckwechsels:

- a) mit VE, ohne VA, ohne Co,
- b) mit VE, mit VA, ohne Co,
- c) mit VE, ohne VA, mit Co,
- d) mit VE, mit VA, mit Co.

Die Massenwirkungen des Gestänges verschieben den Druckwechsel nach dem Totpunkte zu, können ihn sogar bei sehr großen Geschwindigkeiten über den Totpunkt hinaus verlegen (verspäteter Druckwechsel); außerdem vergrößern sie im Allgemeinen den Schnittwinkel von Arbeitsdruck- und Kolbenweg-Linie. Dieser kann so jedoch nie $= 90^\circ$ werden, wie sich aus Textabb. 9 ergibt. In dieser gehören die mit den gleichen Buchstaben a, b, c bezeichneten Arbeits- und Massenwiderstands-Linien zusammen. Das Linienpaar c, c entspricht der angenommenen größten Geschwindigkeit; hier liegt der Schnittpunkt c dicht vor Hubende, der Schnittwinkel ist nahezu 90° . VE, VA und Co wirken daher günstig, die Massenwirkungen dagegen ungünstig auf den Druckwechsel ein.

Der Stoßvorgang bei Vorhandensein toten Ganges wird zunächst rechnend untersucht.

II. A) Stofs am Kreuzkopfpapfen.

Bei Kolbenhingang in Vorwärtsfahrt hört in dem Augenblicke, wo die Ordinate $p - p_1$ im Schaubilde des Dampfüberdruckes und des Trägheitswiderstandes durch 0 geht (Taf. 16), das Anliegen des Kreuzkopfpapfens an der innern Lagerschale der Triebstange auf, der Kreuzkopfpapfen bleibt hinter der Lagerschale zurück, so daß eine Verschiebung des Kolbengestänges gegen die Triebstange beginnt. Diese gegenseitige Verschiebung dauert so lange, bis der Zapfen und die äußere Lagerschale der Triebstange nach Zurücklegung des gegenseitigen Weges Δ , des

Abb. 8.

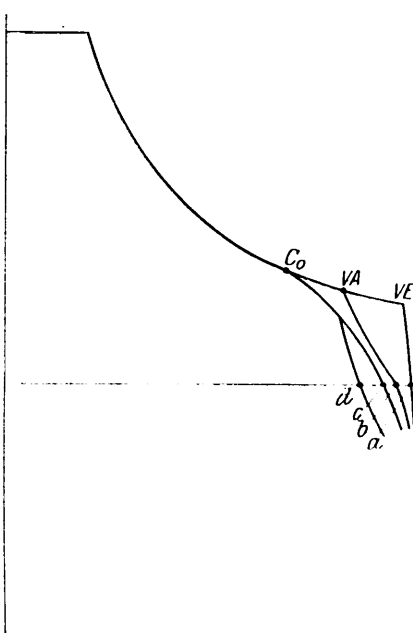
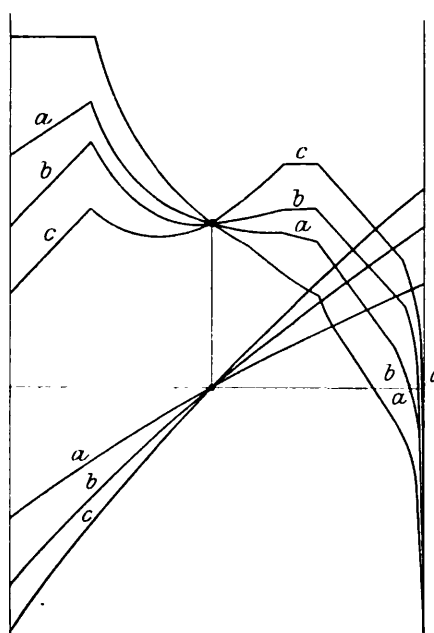


Abb. 9.



Spielraumes zwischen Lagerschale und Zapfen, unter Stofs mit einander in Berührung treten (Textabb. 10). Zur Klarlegung der Verhältnisse wird das Schaubild $p - p_1$ über dem Kurbelwege

Abb. 10.

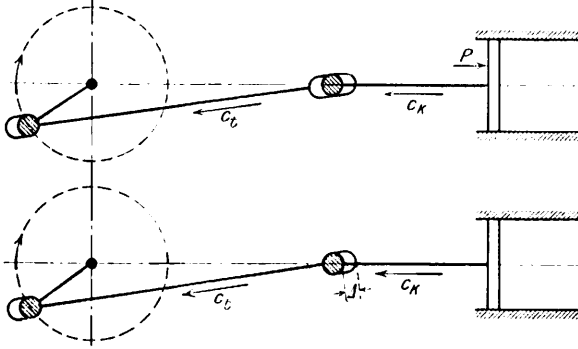
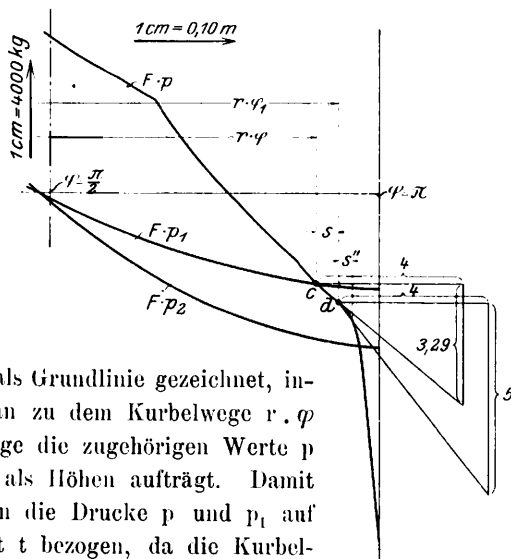


Abb. 11.



$2r \cdot \pi$ als Grundlinie gezeichnet, indem man zu dem Kurbelwege $r \cdot \varphi$ als Länge die zugehörigen Werte p und p_1 als Höhen aufträgt. Damit hat man die Drucke p und p_1 auf die Zeit t bezogen, da die Kurbelgeschwindigkeit $v = r \cdot \varphi : t$ als unveränderlich anzusehen ist. In Punkte c (Textabb. 11) wird $p - p_1 = 0$, hier beginnt die gegenseitige Verschiebung, und zwar ist für deren Dauer die Beschleunigung des Pleuellagerstanges vom Gewichte $\Sigma G b_K = -p \frac{F \cdot g}{\Sigma G} = -p \cdot \text{Festwert}$, weil p negativ ist, die Beschleunigung der Pleuellagerstange $= b_t = -p_1 \cdot \text{Festwert}$.

Mit hinreichender Genauigkeit kann man annehmen, dass p und p_1 im Schaubilde des Kurbelweges für die kleine Dauer der Verschiebung geradlinig verlaufen; dann ergibt sich:

$$\frac{db_K}{dt} = \frac{dp}{d(r\varphi)} \cdot \frac{F \cdot g \cdot v}{\Sigma G} = \text{Festwert} \times \text{Festwert} = -a; \text{ der Wert kann aus dem Schaubilde entnommen werden.}$$

$$b_t = \frac{v^2}{r} (\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi),$$

$$\frac{db_t}{dt} = -v \cdot \left(\frac{v}{r}\right)^2 (\sin \varphi \pm 2 \frac{r}{l} \cdot \sin 2\varphi) = \text{Festwert} = -b.$$

Alle wagerecht gerichteten Größen werden in Richtung des Pleuellagerhanges $+$ gerechnet.

$\delta = c_t - c_K =$ Geschwindigkeit der Pleuellagerstange $-$ Geschwindigkeit des Pleuellagerstanges.

Bis zum Stofse wird die Verschiebung $\Delta = s_t - s_K =$ Weg der Pleuellagerstange $-$ Weg des Pleuellagerstanges zurückgelegt.

Die Ermittlung der Geschwindigkeiten und Wege erfolgt durch mehrfache Integration von a und b :

$$\left. \begin{aligned} b_K &= - \int_0^t a \cdot dt = - (a \cdot t + k) \\ b_t &= - \int_0^t b \cdot dt = - (b t + k) \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Die Festwerte } k \text{ sind gleich,} \\ \text{weil für } t = 0 \text{ zu Beginn} \\ \text{der Verschiebung } b_K = b_t \\ = k \text{ ist.} \end{array}$$

$$\left. \begin{aligned} c_K &= \int_0^t b_K \cdot dt = - a \cdot \frac{t^2}{2} - K \cdot t - l \\ c_t &= \int_0^t b_t \cdot dt = - b \cdot \frac{t^2}{2} - K t - l \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Die Festwerte } l \text{ sind} \\ \text{aus demselben Grunde} \\ \text{gleich.} \end{array}$$

$$s_K = \int_0^t c_K \cdot dt = - a \cdot \frac{t^3}{6} - k \cdot \frac{t^2}{2} - l \cdot t - m.$$

$$s_t = \int_0^t c_t \cdot dt = - b \cdot \frac{t^3}{6} - k \cdot \frac{t^2}{2} - l \cdot t - m.$$

$$\text{Gl. 25) } \dots \delta = c_t - c_K = \frac{t^2}{2} (a - b),$$

$$\Delta = s_t - s_K = \frac{t^3}{6} (a - b), \text{ daraus}$$

$$\text{Gl. 26) } \dots t = 1,82 \sqrt[3]{\frac{\Delta}{a - b}},$$

in 25) eingesetzt:

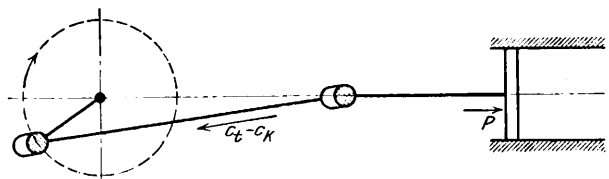
$$\text{Gl. 27) } \dots \delta = 1,65 \sqrt[3]{\Delta^2 (a - b)}.$$

Aus Gl. 26):

$$\text{Gl. 28) } s = v \cdot t = v \cdot 1,82 \sqrt[3]{\frac{\Delta}{a - b}} = \text{Kurbelweg während der gegenseitigen Verschiebung.}$$

Für die Untersuchung der Stofswirkung kann man sich vorstellen, dass das Pleuellagerstange ruht, und die Pleuellagerstange mit der Geschwindigkeit $\delta = c_t - c_K$ auf den Pleuellagerzapfen stößt (Textabb. 12). Der Stofse ist gerade und annähernd mittig,

Abb. 12.



weil $\varphi \approx \pi$ ist. Er möge nun zunächst als völlig elastisch angesehen werden, dann ist der Betrag an Arbeitsvermögen, der während des ersten Stofseabschnittes in Formänderungsarbeit umgesetzt wird:

$$V = \frac{G_t \cdot \Sigma G}{G_t + \Sigma G} \cdot \frac{\delta^2}{2g}$$

Wächst die Stofskraft bis P , so ist die Formänderungsarbeit $= \frac{P^2 L}{2 f \cdot E}$, wenn L die Länge, f den Querschnitt des Stofsegestanges bezeichnet. Demnach ist

$$\text{Gl. 29) } P = \sqrt{2 \cdot V \cdot f \cdot E} = \delta \sqrt{\frac{G_t \cdot \Sigma G \cdot f \cdot E}{G_t + \Sigma G \cdot L \cdot g}}$$

Die Stofskraft steht also in geradem Verhältnisse zu der Geschwindigkeit, mit der Pleuellagerstange und Pleuellagerstange auf einander treffen.

Wenn die Bewegung der beiden Stofskörper reibungslos und der Stofse vollkommen elastisch ist, entfernen sich die Stofskörper mit derselben Geschwindigkeit wieder von einander,

mit der sie auf einander gestossen sind. Dem ersten würden noch weitere Stöße in beiden Richtungen folgen und endgültiger Druckwechsel mit ruhigem Anliegen des Zapfens an der Lagerschale würde überhaupt nicht erreicht werden. Dieser Fall ist weiter unten im Zusammenhange mit dem Stöße am Kurbelzapfen, der hier Einfluß hat, untersucht. Tatsächlich ist aber weder die Bewegung der Stößkörper reibungslos, noch der Stöß vollkommen elastisch. Die dem ersten Stöße etwa noch folgenden werden daher vernachlässigt. Die Abweichungen von der vollkommenen Elastizität und der freien Beweglichkeit sind dagegen für den ersten Stößabschnitt von geringerer Bedeutung. Gl. 29) dürfte einen Wert für P ergeben, der etwas größer ist, als der wirklich auftretende.

II. B) Stöße am Kurbelzapfen.

Wäre am Kreuzkopfpapfen kein toter Gang vorhanden, so wäre der Stößvorgang dem am Kreuzkopfpapfen ähnlich; die rechnende Untersuchung wäre der oben durchgeführten genau gleich, nur die Zahlenwerte würden sich ändern, weil hier die Masse des einen Stößkörpers um die der Triebstange größer ist.

Bei totem Gange am Kreuzkopfpapfen tritt der Stöß am Kurbelzapfen als Folge desjenigen am Kreuzkopfpapfen auf. Dieser ist weder völlig elastisch noch völlig unelastisch. Die Geschwindigkeit der Triebstange nach dem ersten Stöße am Kreuzkopfpapfen sei w_t . Bei völlig elastischem Stöße hat w_t den Wert:

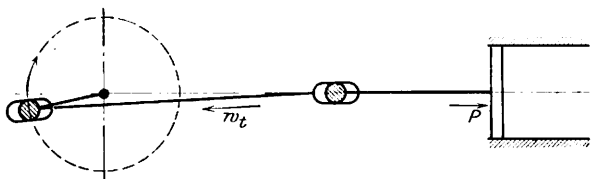
$$w'_t = \frac{\sum G (2 \cdot c_K - c_t) + G_t \cdot c_t}{\sum G + G_t}, \text{ Fall I;}$$

bei völlig unelastischem Stöße:

$$w''_t = \frac{\sum G \cdot c_K + G_t \cdot c_t}{\sum G + G_t}, \text{ Fall II.}$$

Diese beiden Fälle können als Grenzfälle für den tatsächlichen Wert von w_t betrachtet werden. Sobald die Triebstange nach vollendetem erstem Stöße am Kreuzkopfpapfen die Geschwindigkeit w_t annimmt, hört das Anliegen der inneren Lagerschale der Triebstange am Kurbelzapfen auf, eine Verschiebung zwischen Triebstange und Kurbel beginnt, die andauert, bis nach Zurücklegung von Δ' die bisher spannungslose äußere Lagerschale der Triebstange und der Kurbelzapfen unter Stöße mit einander in Berührung treten (Textabb. 13).

Abb. 13.



Auch hier wird das auf den Kurbelweg $2r\pi$ bezogene Schaubild des Dampfüberdruckes und des Trägheitswiderstandes betrachtet. Die Kurbelstellung im Augenblicke des Stößes am Kreuzkopfpapfen ergibt sich aus Gl. 28) $s = v \cdot 1,82 \sqrt[3]{\frac{\Delta}{a - b}}$. Wird in Textabb. 11 $\overline{cd} = s$ von c aus auf der Kurbelweglinie in Richtung des Kolbenhinganges abgetragen, so ist d der dem Stöße entsprechende Punkt des Kurbelweges. In diesem Punkte, $\varphi = \varphi_1$, nimmt die Triebstange nach vollendetem Stöße

am Kreuzkopfpapfen die Geschwindigkeit $w_t < w'_t$ und $> w'_t$, in Richtung des Kolbenhinganges + gerechnet, an. Zunächst wird der Grenzfall I, $w_t = w'_t$, untersucht.

Der Kurbelzapfen wird in Richtung der Triebstangenbewegung mit $b_{Kt} = v^2 \cdot \cos \varphi : r$, die Triebstange mit $b'_t = \pm 0$ beschleunigt; denn diese bewegt sich unmittelbar nach dem ersten Stöße am Kreuzkopfpapfen frei mit der unveränderlichen Geschwindigkeit w'_t , ohne durch die Bewegung des übrigen Gestänges beeinflusst zu werden.

Die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens in Richtung der Triebstangenbewegung beträgt:

$$w'_{Kt} = \int_0^{t'} b'_{Kt} \cdot dt = v \cdot \sin \varphi,$$

$$\delta' = w'_{Kt} - w'_t = v \cdot \sin \varphi - w'_t.$$

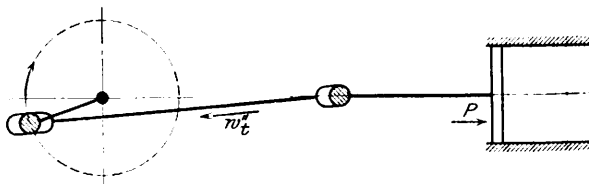
Mit diesen Werten läßt sich der Stößvorgang zeichnerisch weiter verfolgen; von der Ableitung einer rechnerischen Beziehung zwischen δ' und Δ' wird abgesehen, weil, wie sich später ergeben wird, der vorliegende Fall keine geeignete Grundlage für die Ermittlung von Zahlenwerten des Stößvorganges bietet.

Die mit dem Kurbelzapfen zusammen den einen Stößkörper bildende Masse ist gegenüber der Masse des andern Stößkörpers, der Triebstange, so groß, daß sie als unendlich angesehen werden kann. Ein Stöße am Kurbelzapfen beeinflusst daher die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens w'_{Kt} nur unmerklich, diese kann als durch den Stöße unverändert angesehen werden, und ist das arithmetische Mittel zwischen den Geschwindigkeiten der Triebstange in den Augenblicken vor und nach dem Stöße am Kurbelzapfen.

Nun wird der Grenzfall II, $w_t = w''_t$, untersucht:

Beim unelastischen Stöße am Kreuzkopfpapfen bleibt die Triebstange nach dem Stöße in dauernder Berührung mit dem Kolbengestänge; sie bewegt sich nach dessen Bewegungsgesetz (Textabb. 14). Das ganze Gestänge vom Gewichte $\sum G + G_t$

Abb. 14.



hat die Anfangsgeschwindigkeit w''_t und wird mit b''_t beschleunigt. b''_t folgt aus der Beziehung:

$$-p \cdot F = b''_t \cdot \frac{\sum G + G_t}{g},$$

$$b''_t = -p \cdot \frac{F \cdot g}{\sum G + G_t}$$

Der Kurbelzapfen wird in Richtung der Triebstangenbewegung beschleunigt mit b_{Kt} , wie im Falle I. Sind nun wieder $\frac{db''_t}{dt} = -c$ und $\frac{db_{Kt}}{dt} = -b$ für die Dauer der Relativbewegung unveränderlich, dann ist:

$$c = \frac{fe}{fd} \cdot \frac{F \cdot g \cdot v}{\sum G + G_t} \text{ (Textabb. 11),}$$

$$b''_t = - \int_0^{t''} c dt = -c t'' + \frac{v^2}{r} \cdot \cos \varphi_1,$$

$$w''_G = \int_0^{t''} b''_t \cdot dt = -c \cdot \frac{t''^2}{2} + v \cdot \cos \varphi_1 \cdot \varphi + w''_t,$$

$$s''_G = \int_0^{t''} w''_G \cdot dt = -c \cdot \frac{t''^3}{6} + r \cdot \cos \varphi_1 \cdot \frac{\varphi^2}{2} + w''_t \cdot t'' + C,$$

$$b_{Ku} = - \int_0^{t''} h \cdot dt = -bt'' + \frac{v^2}{r} \cdot \cos \varphi_1,$$

$$w''_{Ku} = \int_0^{t''} b_{Ku} \cdot dt = -\frac{b \cdot t''^2}{2} + v \cdot \cos \varphi_1 \cdot \varphi + v \cdot \sin \varphi_1,$$

$$s''_{Ku} = \int_0^{t''} w''_{Ku} \cdot dt = -b \cdot \frac{t''^3}{6} + r \cdot \cos \varphi_1 \cdot \frac{\varphi^2}{2} + v \cdot \sin \varphi_1 \cdot t'' + C,$$

$$\delta'' = w''_{Ku} - w''_G = -b \cdot \frac{t''^2}{2} + c \cdot \frac{t''^2}{2} + v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t,$$

$$\delta'' = \frac{t''^2}{2} (c - b) + v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t,$$

$$A' = s''_{Ku} - s''_G = \frac{t''^3}{6} (c - b) + v \cdot \sin \varphi_1 \cdot t'' - w''_t \cdot t'',$$

$$A' = \frac{t''^3}{6} (c - b) + t'' (v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t).$$

Daraus kann t'' berechnet werden. Das erste Glied von A' macht etwa 10% des zweiten aus. So erhält man annähernd:

Gl. 30) $t'' = \frac{9}{10} \frac{A'}{v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t}$, daraus

Gl. 31) . . . $\delta'' = 0,405 \frac{A'^2 \cdot (c - b)}{(v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t)^2} + v \cdot \sin \varphi_1 - w''_t$.

Für das während des ersten Stofsabschnittes in Formänderungsarbeit umgesetzte Arbeitsvermögen gilt hier, weil der eine Stofskörper als unendlich groß angesehen werden kann:

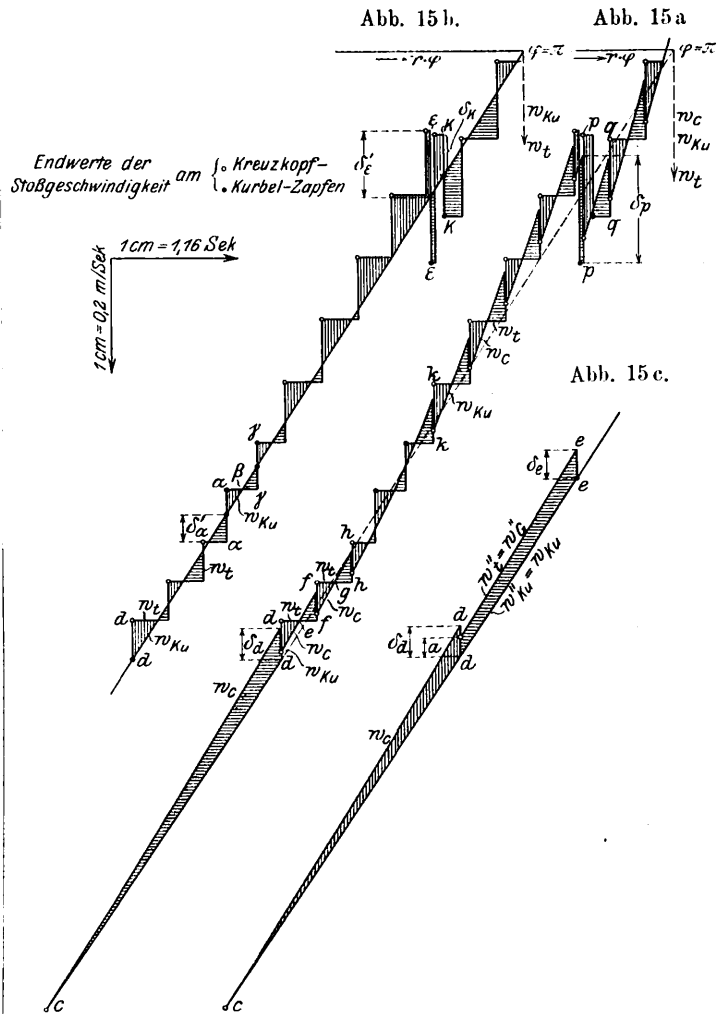
$$V'' = \frac{1}{2} \cdot \delta''^2 \cdot \frac{\Sigma G + G_t}{G}$$

Die größte Stofskraft ist

Gl. 32) $P'' = \sqrt{2 \cdot V'' \cdot \frac{f'' \cdot E}{L''}} = \delta'' \sqrt{\frac{\Sigma G + G_t}{g} \cdot \frac{f'' \cdot E}{L''}}$.

Gl. 36) gibt, weil sie den nicht eintretenden ganz elastischen Stofs an Kurbelzapfen voraussetzt, etwas zu große Werte.

Nun ist zu untersuchen, wie der Druckwechsel bei ganz elastischem Stofse an Kreuz- und Kurbel-Zapfen unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung der Stöße an beiden Gelenken verläuft. Dies soll zeichnerisch mit den Werten des Zahlenbeispiels geschehen. In Textabb. 15a sind die Geschwindigkeiten des Kurbelzapfens in Richtung der Triebstangenbewegung w_{ku} , der Triebstange w_t und des Kolbengestänges w_c vom Augenblicke des Beginnes des Druckwechsels am Kreuzkopfe an als Abhängige des Kurbelweges $r \cdot \varphi$, also auch der Zeit t , dargestellt. Sie sind vom Kurbelwege nach unten abgetragen. Die Geschwindigkeit des Kolbengestänges w_c ist durch Flächenermittlung aus der Linie des Dampfüberdruckes entnommen. Punkt c bezeichnet wieder den Beginn des Druckwechsels am Kreuzkopfe. Im Augenblick dd tritt der erste, auf S. 149 rechnerisch untersuchte Stofs am Kreuzkopfe mit der gegenseitigen Geschwindigkeit $\delta_1 = 0,0819$ m/Sek auf. Damit ist an dieser Stelle ein völliger Druckwechsel erreicht. Der Inhalt des Dreieckes cdd ist gleich dem gegenseitigen Wege $A = 0,0001$ m, dem Spielraume am Kreuzkopf-Zapfen. Durch den Stofs wird w_c vergrößert. w_t verringert. Ihr Unterschied ist vor und nach dem Stofse gleich groß, beide Stofskörper lösen daher nach dem Stofse ihre Verbindung



wieder. Nun wird das zunächst größere w_c durch den Dampfgegendruck stark verzögert, während das zunächst kleinere w_t unverändert bleibt. Das zunächst voreilende Kolbengestänge wird daher in Punkt e von der Triebstange eingeholt und bleibt von da an hinter der Triebstange zurück. Im Augenblicke ff tritt ein zweiter dem ersten gleichgerichteter Stofs am Kreuzkopfzapfen auf. ff ist in Textabb. 15a dadurch bestimmt, daß Dreieck $eff = dde$ sein muß. Durch diesen zweiten Stofs wird wieder das Kolbengestänge vorgeschleudert, die Triebstange zurückgestofsen. Im weiteren Verlaufe bleibt die verringerte Geschwindigkeit der Triebstange unveränderlich, die des Kolbengestänges wird wieder stark verzögert, so daß wieder ein Lösen der Stofsteile um einen kleinen Betrag A_1 entsprechend dem Inhalte des Dreieckes ffg stattfindet und dann ein dritter dem ersten gleichgerichteter Stofs am Kreuzkopfzapfen bei hh auftritt. Die Stofskraft nimmt vom ersten bis zum dritten Stofse ein wenig zu, weil die Neigung der w_c -Linie gegen die Wagerechte mit t wächst. Wäre die Bewegung der Triebstange nicht auch noch durch den Kurbelzapfen beeinflusst, so würde sich das beschriebene Spiel endlos wiederholen.

Der Einfluß des Kurbelzapfens ist nun zu verfolgen. Der Spielraum A' sei $= A = 0,0001$ m angenommen. In Textabb. 15b sind w_t und w_{ku} noch einmal herausgezeichnet; die Zickzacklinie stellt w_t , die stetig schwach gekrümmte w_{ku} dar. Die gegenseitige Bewegung im Sinne eines

Druckwechsels am Kurbelzapfen beginnt bei dd, beim ersten Stoße am Kreuzkopfe. Jedem der drei ersten Knicke in der w_1 -Linie entspricht ein Stoß am Kreuzkopfe. Die senkrecht überstrichelten Flächen bedeuten die Teilstrecken von A' , um welche die Triebstange hinter dem Kurbelzapfen zurückbleibt, die wagerecht überstrichelten die, um welche die Triebstange dem Kurbelzapfen voreilt. Nach jedem der drei ersten Stöße am Kreuzkopfe bleibt die jedesmal zurückgestoßene Triebstange zunächst hinter dem sich stetig bewegenden Kurbelzapfen zurück, um dann bis zum nächsten Stoße diesem vorzueilen. Vom ersten bis zum dritten Stoße wächst dies Voreilen gegenüber dem Zurückbleiben (Textabb. 15 b), so daß bald der Kurbelzapfen mehr und mehr hinter der Triebstange zurück bleibt, bevor A' von dem voreilenden Zapfen zurückgelegt ist, bevor also ein vollständiger Druckwechsel erreicht ist. Bei aa stößt die Triebstange wieder auf den Kurbelzapfen im Sinne des Kolbenhinganges, und zwar mit der gegenseitigen Geschwindigkeit δ'_a die etwas kleiner als δ_a ist: aa ist in Textabb. 15 b, dadurch festgelegt, daß der Inhalt der senkrecht überstrichelten Dreiecke dem der wagerecht überstrichelten zwischen dd und aa gleich ist. Durch diesen Stoß am Kurbelzapfen wird w_1 um $2 \delta'_a$ verringert, die Triebstange bleibt zunächst hinter dem Kurbelzapfen zurück, holt ihn aber schon bei β ein, um ihm dann vorzueilen. Es erfolgt auch hier nur ein Lüften der Stoßteile, kein völliger Druckwechsel und bei $\gamma\gamma$ erleidet der Kurbelzapfen einen zweiten, dem ersten gleichgerichteten Stoß. Die beiden Stöße am Kurbelzapfen schieben den vierten Stoß am Kreuzkopfe wegen Verringerung von w_1 hinaus. Erst bei kk erfolgt dieser, dem ersten gleichgerichtet. Ihm folgen am Kreuzkopfe eine Reihe weiterer, dem ersten gleichgerichteter Stöße von allmählich wachsender Stärke. Diese Reihe vom vierten bis zum achten wird nicht durch vorwärts gerichtete Stöße am Kurbelzapfen unterbrochen, vielmehr wird die Triebstange durch den vierten bis achten Kreuzkopfstoß so kräftig zurückgeworfen, daß sie jetzt endgültig hinter dem Kurbelzapfen zurückbleibt. So wird an diesem allmählich in Absätzen der gegenseitige Relativweg Δ' durchmessen: bei $\epsilon\epsilon$ ist er ganz zurückgelegt und hier ist somit am Kurbelzapfen ein erster völliger Druckwechsel erreicht mit einem den beiden ersten entgegengesetzt gerichteten Stoße, dessen Kraft der gegenseitigen Geschwindigkeit δ'_ϵ entspricht, der also weit aus heftiger ist, als die bisherigen. Auch dieser Druckwechsel ist nicht endgültig. Die Folge des Stoßes ist ein Vorscheit der Triebstange, also Lösen der Stoßteile, kurz darauf bei pp ein den bisherigen gleich gerichteter Stoß am Kreuzkopfe mit der gegenseitigen Geschwindigkeit δ_p , darauf ein Stoß am Kurbelzapfen bei $\kappa\kappa$ im Sinne eines Druckwechsels, also dem dritten bei $\epsilon\epsilon$ gleich gerichtet; dann folgt ein Stoß am Kreuzkopfe bei qq und so fort. Die Gestängeteile kommen überhaupt nicht zu ruhigem Anliegen; ein endgültiger Druckwechsel wird nicht erreicht; die Reihe der Stöße ist endlos. Geringe Abweichungen von den der Untersuchung zu Grunde gelegten Werten des Zahlenbeispiels ergeben einen andern Verlauf der Stöße. Immer tritt aber eine Reihe von in ihrer Stärke sehr verschiedenen, unregelmäßigen Stößen auf; durch die gegenseitige Beeinflussung von Kreuzkopf- und Kurbel-Zapfen können

die späteren Stöße eine Heftigkeit annehmen, die die ersten weit übertrifft, und die sich der Rechnung und Schätzung entzieht. Vollkommene Elastizität der Stöße bei freier Beweglichkeit der Stoßteile würde daher sehr nachteilig sein.

Tatsächlich rufen nun die immer vorhandene Reibung und die nachgiebige Ölschicht recht erhebliche Abweichungen von vollkommener Elastizität und freier Beweglichkeit hervor, so daß man wohl annehmen darf, daß der tatsächliche Verlauf dem Falle völligen Mangels an Elastizität näher liegt. Dieser oben besprochene Fall ist in Textabb. 15 c dargestellt; die senkrecht und wagerecht überstrichelten Flächen sind $= A$ und $= A'$. Die einmaligen Stöße am Kreuzkopf- und Kurbelzapfen treten bei dd und ee auf. Die Stoßkräfte stehen in geradem Verhältnisse zu δ_a und δ'_a . δ_a wächst mit der Neigung von w_{ku} zu w_1 , mithin mit dem Schnittwinkel der Schaulinien des Dampfüberdruckes und der Kolbenbeschleunigung, δ'_a wächst mit $a = w'_{ku} - w'_1$ (Textabb. 15 c) und der Neigung von w_{ku} zu w'_1 , also mit dem Verhältnisse $\Sigma G : (\Sigma G + G_1)$ und dem Schnittwinkel der Schaulinien des Dampfüberdruckes und der Kolbenbeschleunigung. Im Übrigen wächst die Stoß-

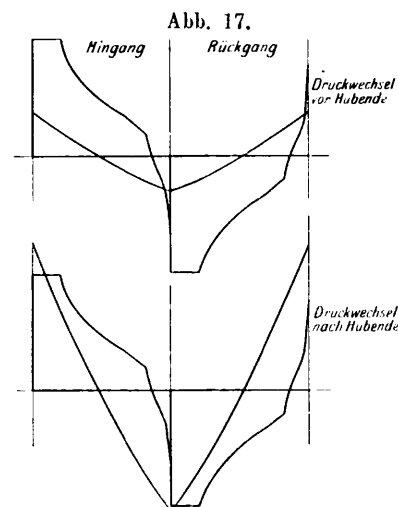
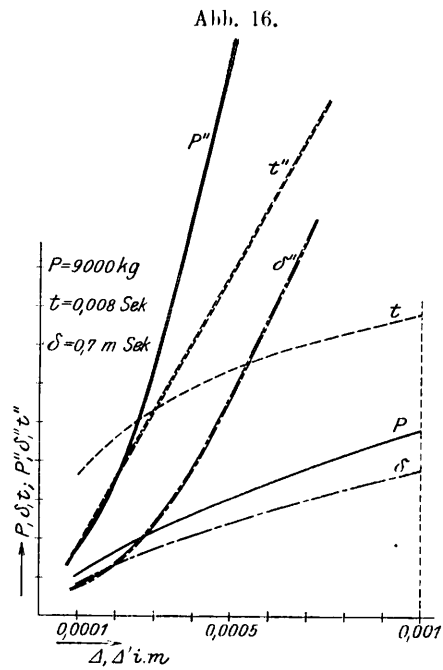
kraft mit dem Spielraume Δ, Δ' . Im Allgemeinen fallen bei gleichen Spielräumen die Stöße am Kurbelzapfen wegen des größeren Gewichtes der Stoßkörper heftiger aus, als am Kreuzkopfe.

In Textabb. 16 sind die Beziehungen zwischen Spielraum, Stoßkraft, Dauer des Druckwechsels und gegenseitiger Geschwindigkeit beim Stoße am Kreuzkopf-, wie am Kurbel-Zapfengelenke mit den Werten des Zahlenbeispiels dargestellt. Die einfach ausgezogenen Linien gelten für den Kreuzkopf — die doppelten für den Kurbel-Zapfen.

Die angestellten Überlegungen gelten auch für Druckwechsel nach dem toten Punkte.

Aus dem Gesagten und Textabb. 17 sind folgende Schlüsse zu ziehen.

1. Bei Druckwechsel vor und nach Hubende sind die Stöße beim Kol-



benhingange heftiger, als beim Kolbenrückgange; der Unterschied wächst im Allgemeinen mit $r:l$.

2. Beim Druckwechsel nach Hubende werden die Stöße heftiger als vor Hubende. Druckwechsel nach Hubende kann bei sehr großen Massenwirkungen eintreten.
3. Die Stöße werden um so heftiger, je näher der Druckwechsel dem Totpunkte liegt. Nur bei verspätetem Druckwechsel im Kolbenrückgange nimmt die Heftigkeit des Stoßes von Hubbeginn an zunächst zu, bis zum Schnittpunkte der Linien der Kolbenbeschleunigung und des Dampfüberdruckes, dann erst ab: dieser Fall des Druckwechsels ist aber sehr selten.

II. C) Zahlenbeispiel.

In Textabb. 11 ist $p.F$, $p_1.F$, $p_2.F$ für den zweiten Abschnitt des Kolbenhinganges von $\varphi = \frac{\pi}{2}$ bis π über dem zugehörigen Kurbelwege $r \cdot \varphi$ als Grundlinie gezeichnet.

C. 1) Stofs am Kreuzkopfpzapfen.

Die $F.p$ - und $F.p_1$ -Linien schneiden einander im Punkte c , entsprechend $\sin \varphi = 0,292$, $\varphi = 163^\circ$.

Zunächst sind b und a zu bestimmen.

$$b = \left(\frac{v}{r}\right)^2 \cdot v \cdot \left(\sin \varphi + 2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin 2\varphi\right); \quad v = 8,54 \text{ m/Sek},$$

$$r = 0,28 \text{ m}, \quad b = 1280 \text{ m/Sek}^3.$$

a ist aus Textabb. 11 zu ermitteln. Man legt in c eine Berührende an die $p.F$ -Linie, dann ist $a = \frac{g \cdot v}{\Sigma G} \cdot \frac{3,29}{4} \cdot 40\,000 = 13\,450 \text{ m/Sek}^3$; $40\,000$ ist der Festwert.

$a - b = 12\,170 \text{ m/Sek}^3$. Daraus folgt nach

$$\text{Gl. 26) } t = 1,82 \sqrt[3]{\frac{A}{a-b}} = 0,0792 \sqrt[3]{A}, \text{ nach}$$

$$\text{Gl. 27) } \delta = 1,65 \sqrt[3]{A^2 (a-b)} = 38 \sqrt[3]{A^2}, \text{ nach}$$

$$\text{Gl. 28) } s = v \cdot 1,82 \sqrt[3]{\frac{A}{a-b}} = v \cdot t = 8,54 \cdot 0,0792 \sqrt[3]{A}.$$

Die Ausdrücke zeigen, wie t , δ und s von A abhängen.

Die Ausrechnung ergibt die folgenden Werte für den ersten Stofs:

A^m	= 0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,001,
t^{Sek}	= 0,00368	0,00463	0,00531	0,0064	0,0079,
$\delta^{\text{m/Sek}}$	= 0,0819	0,130	0,171	0,240	0,380,
s^m	= 0,0314	0,0455	0,0455	0,0546	0,0675.

Nach

$$\text{Gl. 29) } P = \delta \sqrt{\frac{G_t \cdot \Sigma G \cdot f \cdot E}{G_t + \Sigma G \cdot L \cdot g}}$$

ist die Stofskraft für $f = 40 \text{ qcm}$, $E = 2\,200\,000 \text{ kg/qcm}$, $L = 435 \text{ cm}$, $P = 127,5 \cdot \delta \text{ m/Sek}$. Die Ausrechnung ergibt:

A^m	= 0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,001,
P^{kg}	= 1045	1657	2180	3060	4850.

Textabb. 16 stellt in den einfach gezogenen Linien die Beziehungen zwischen A , δ , t , P dar.

(Schluß folgt.)

C. 2) Stofs am Kurbelzapfen.

Am Kreuzkopfe ist toter Gang vorhanden. Zunächst ist Punkt d des Kurbelweges zu bestimmen, an dem die gegenseitige Verschiebung der Stofskörper am Kurbelzapfen beginnt. Für $A = 0,0001$ ergibt sich (Textabb. 11) $s = c \cdot d = 0,0314 \text{ m}$, mithin $\varphi_1 = \varphi + 6^\circ 20' = 169^\circ 20'$, $\sin \varphi_1 = 0,185$.

Für den Grenzfall II ist

$$w'_t = \frac{\Sigma G \cdot c_K + G_t \cdot c_t}{\Sigma G + G_t}, \text{ darin ist}$$

$$c_t = \sim v \cdot \sin \varphi_1 = 1,579 \text{ m/Sek}$$

$$c_K = c_t - \delta = 1,479 \text{ m/Sek}$$

mit diesen Werten wird $w'_t = 1,530 \text{ m/Sek}$.

Nun ist c zu ermitteln. Das geschieht wie bei a durch Ziehen von Berührenden (Textabb. 11). Die Abbildung zeigt, daß hier die Annahme: $dp:dt = \text{Festwert}$ für die Dauer der Verschiebung unzulässig ist. Ein mittlerer Wert der Berührenden ist durch Schätzung von s'' unter Vergleich mit s zu gewinnen. So ergibt sich:

$$c = 40\,000 \cdot \frac{5}{4} \cdot \frac{g \cdot v}{\Sigma G} = 14\,000 \text{ m/Sek}^3,$$

$$b = 800 \text{ m/Sek}^3 \text{ für } \sin \varphi_1 = 0,185,$$

$$c - b = 13\,200 \text{ m/Sek}^3. \text{ Dann ist nach}$$

$$\text{Gl. 30) } t'' = \sim \frac{9}{10} \frac{A'}{v \cdot \sin \varphi_1 - w'_t} = \sim A' \cdot 18, \text{ nach}$$

$$\text{Gl. 31) } \delta'' = 0,405 \frac{A'^2 \cdot (c - b)}{(v \cdot \sin \varphi_1 - w'_t)^2} + v \cdot \sin \varphi_1 - w'_t.$$

$$\delta'' = (A'^2 \cdot 2\,080\,000 + 0,05) \text{ m/Sek}, \text{ nach}$$

$$\text{Gl. 32) } P'' = \delta'' \sqrt{\frac{\Sigma G + G_t}{g} \cdot \frac{f \cdot E}{L}} = 261 \cdot \delta'' \text{ (}\delta'' \text{ in cm/Sek).}$$

Die Ausrechnung ergibt folgende Werte:

A^m	= 0,0001	0,0002	0,0003	0,0005	0,001,
t''^{Sek}	= 0,0018	0,0036	0,0054	0,0090	0,018,
$\delta''^{\text{m/Sek}}$	= 0,0708	0,1332	0,2370	0,5700	2,0500,
P''^{kg}	= 1850	3480	6450	14900	53500.

Textabb. 16 stellt in den doppelt gezogenen Linien die Beziehungen von A' , δ'' , t'' , P'' zu einander dar.

Für den Grenzfall I ist

$$w'_t = \frac{\Sigma G (2 \cdot c_K - c_t) + G_t \cdot c_t}{\Sigma G + G_t} = 1,479 \text{ m/Sek},$$

erheblich geringer, als w'_t . Im Punkte d (Textabb. 11) beginnt die gegenseitige Verschiebung mit der Geschwindigkeit:

$$v \cdot \sin \varphi_1 - w'_t = 1,579 - 1,479 = 0,10 \text{ m/Sek}.$$

Der weitere Verlauf ist zeichnerisch im Zusammenhänge mit dem Stofsvorgange am Kreuzkopfpzapfen verfolgt. Nach Textabb. 15 b erfolgt der Stofs bei $\varepsilon \varepsilon$, im Sinne eines Druckwechsels gerichtet, mit der gegenseitigen Geschwindigkeit: $\delta' = 0,17 \text{ m/Sek}$: dem entspricht die Stofskraft $P' = 4440 \text{ kg}$.

Der kräftigste Stofs am Kreuzkopfpzapfen tritt nach Textabb. 15 a, bei pp auf. Er erfolgt mit der gegenseitigen Geschwindigkeit: $\delta = 0,27 \text{ m/Sek}$ und $P = 3440 \text{ kg}$ Stofskraft.

Berechnung der Leistung und des Heizstoffes für Lokomotiven.

Dr. M. Jgel in Charlottenburg.

Hierzu Schaulinien Abb. 1 bis 4 auf Tafel 21, Abb. 1 bis 5 auf Tafel 22 und Abb. 1 bis 6 auf Tafel 23.

(Fortsetzung von Seite 127.)

Zu Zwecken der Vergleichung sollen diese Berechnungen sind. Beträgt die Rostanstrengung bei allen 500 kg/qmSt, so auch für sechs andere übliche Lokomotivarten durchgeführt können die Höchstleistungen auf bekannte Art berechnet werden, deren Hauptmaße in Zusammenstellung XX enthalten werden, weiter aus diesen nach Annahme eines geeigneten

Zusammenstellung XX.

Hauptmaße von Schnellzuglokomotiven der preussisch-hessischen Staatseisenbahnen.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Bauart	Nr.	Gattungszeichen	Zulässige Höchstgeschwindigkeit km/St	Zylinder		Triebrad-durchmesser D mm	Rostfläche R qm	Feuerberührte Heizfläche H		Dampfüberdruck p at	Lokomotiv-Reibungsgewicht t	Lokomotiv-Dienstgewicht t	Dienstgewicht von Lokomotive und vollem Tender t
				Durchmesser d, d ₁ mm	Hub s mm			wasser-verdampfend qm	überhitzend qm				
2 B. II. t. F. S. von 1904	I	S ₃	100	460 680	600	1980	2,27	141,8	—	12	31,9	53,3	etwa 96
2 B. II. T. F. S. von 1905	II	S ₆	110	550	630	2100	2,29	138,9	37,36	12	32,0	57,6	etwa 110
2 B1. IV. t. F. S. von 1902	III	S ₇	100 und 110	360 560	600	1980	2,71	162,9	—	14	31,5	61,4	etwa 110
2 B1. IV. t. F. S. von 1907	IV	S ₉	110	380 580	600	1980	4,0	229,71	—	14	33,0	74,5	etwa 127
2 C. IV. T. F. S. von 1910	V	S ₁₀	110	430	630	1980	2,61	154,25	53,0	12	50,5	77,7	etwa 127
2 C. IV. T. F. S. von 1911	VI	S ₁₀	120	400 610	660	1980	2,95	165,78	52,5	15	51,0	79,6	etwa 130

mittlern Kolbendruckes die Zugkräfte, da die Triebwerkmaße gegeben sind, endlich die wirtschaftlich besten Geschwindigkeiten, bei denen die Höchstleistungen auftreten sollen. Den

Gang der Rechnung enthält Zusammenstellung XXI. Bestimmt man das Leistungsgefälle bei wechselnder Geschwindigkeit von den Höchstleistungen bei V' ausgehend und die zugehörigen

Zusammenstellung XXI.

Nr.	R qm	B : R kg/qmSt	B : N _i kg/PS	N _i : R PS/qm	Höchstleistungen		P _{mi} at	Z _i aus den Triebwerksverhältnissen kg	Wirtschaftlich beste Geschwindigkeit V'		Z _c = $\frac{270 \cdot N_{egr}}{V'}$ kg	Z _r Reibungszugkraft kg	V _r Reibungsgeschwindigkeit km/St
					N _{i gr} PS	N _{e gr} PS			errechnet km/St	gewählt km/St			
I	2,27	500	1,216	411	933	840 $\eta = 0,9$	3,8 bis 4,0	2660 bis 2800	95	90	2520	4940	36
II	2,29	500	1,03	485	1110	1000 $\eta = 0,9$	3,5 bis 3,8	3175 bis 3450	95	100	2700	5000	42
III	2,71	500	1,216	411	1113	1000 $\eta = 0,9$	3,8 bis 4,0	3610 bis 3800	83	80	3380	4880	47,8
IV	4,0	500	1,216	411	1644	1480 $\eta = 0,9$	3,8 bis 4,0	3870 bis 4080	115	110	3630	5110	66
V	2,61	500	1,03	485	1270	1110 $\eta = 0,87$	3,5 bis 3,8	4120 bis 4470	83	80	3750	7830	29,8
VI	2,95	500	0,955	524	1550	1350 $\eta = 0,87$	3,3 bis 3,5	4090 bis 4340	102	100	3650	7890	34,8

Kesselzugkräfte der Lokomotiven, so erhält man die Werte Z_c und N_e in Zusammenstellung XXII, die nur die bei unbeschränkter Entwicklung der Kesselleistung ohne Rücksicht auf die Reibung erreichbaren Dauerleistungen und Zugkräfte

enthält. Ihr entsprechen die Abb. 1 und 2, Taf. 21. In den Schaulinien für Z_c in Abb. 1, Taf. 21 befindet sich an der Stelle, wo die Reibungskraft Z_r und die maßgebende Reibungsgeschwindigkeit V_r erreicht sind, ein Knick, da die

Zusammenstellung XXII (Abb. 1 und 2, Taf. 21).
Kesselzugkräfte und Leistungen von sechs Schnellzuglokomotiven.

Nr.	Fahrgeschwindigkeit km/St										Kesselzugkräfte
	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	Leistungen
I	—	4520	3820	3370	3040	2760	2520	2240	1910	—	Z _e kg
	—	669	709	750	790	820	840	829	780	—	N _e PS
II	—	5000	4428	3870	3510	3186	2943	2700	2430	2133	Z _e kg
	—	740	820	860	910	948	980	1000	990	950	N _e PS
III	—	4880	4720	4170	3760	3380	2940	2465	1930	1380	Z _e kg
	—	723	873	928	974	1000	980	915	787	613	N _e PS
IV	—	—	—	5110	4990	4580	4230	3920	3630	3310	Z _e kg
	—	—	—	1135	1296	1357	1410	1452	1480	1468	N _e PS
V	7695	6130	5240	4640	4170	3750	3280	2755	2190	1610	Z _e kg
	855	910	971	1030	1079	1110	1092	1015	893	716	N _e PS
VI	7890	7120	5990	5230	4730	4320	3970	3650	3290	2880	Z _e kg
	877	1055	1109	1163	1225	1277	1322	1350	1338	1277	N _e PS

Geschwindigkeiten von 0 bis V_r in dem Gebiete bis zur Begrenzung der grössten möglichen Zugkraft durch die nutzbare Reibung liegen. Unter V_r nehmen die Leistungen in geradem Verhältnisse mit der Geschwindigkeit ab, da Füllung, Zugkraft und Dampfverbrauch von der Reibungsgrenze an unveränderlich sind. Die grössten Reibungszugkräfte Z_r^{kg} am Triebtradumfang sind für den Reibungsbetrag 155 kg/t und die Geschwindigkeiten V_r , bei denen sie auftreten, in Zusammenstellung XXI angegeben. Bei der Lokomotive II*) ist die Kesselleistung im Beharrungszustand mit 42,0, bei III mit 47,8, bei IV erst mit 66,0 km/St voll ausgenutzt, da IV bei fast demselben Reibungsgewichte bedeutend grössern Kessel hat; bei V und VI fällt die maßgebende Geschwindigkeit wegen des grössern Reibungsgewichtes auf 29,8 und 34,75 km/St. Die Geschwindigkeiten V_r im Verhältnisse zu V' , bei denen die grössten Reibungszugkräfte bei voll ausgenutztem Kessel im Beharrungszustande auftreten gibt Zusammenstellung XXIII für die sechs Lokomotiven an.

Zusammenstellung XXIII.

Nr.	I	II	III	IV	V	VI
$V_r : V'$ Verhältniszahl	0,4	0,42	0,5975	0,6	0,3725	0,3475
%	40	42	59,75	60	37,25	34,75

Das Verhältnis $N_e : G_L$, die Leistung für die Gewichtseinheit, gibt Zusammenstellung XXIV, nach der Geschwindigkeit geordnet, an; hierbei ist G_L das Dienstgewicht ohne Tender, weil das Tengewicht nach Art des Dienstes oft wechselt. Die grösste Einheitsleistung wird von Nr. IV mit 19,85 PS_e/t erzielt, Nr V nimmt trotz grosser Leistungsfähigkeit wegen der Grösse des Eigengewichtes die letzte Stellung ein. Das umgekehrte Verhältnis $G_L : N_e$ gibt an,

*) Bezüglich der Bedeutung der Nummern I bis VI im Folgenden siehe Zusammenstellung XX.

Zusammenstellung XXIV.

$N_e : G_L =$ Leistung in PS_e auf 1^t Lokomotivgewicht ohne Tender.

Nr.	Fahrgeschwindigkeit km/St.							
	40	50	60	70	80	90	100	110
I	12,55	13,3	14,1	14,8	15,4	15,8	15,6	14,7
II	12,8	14,2	14,9	15,8	16,5	17,0	17,4	17,2
III	11,8	14,2	15,1	15,9	16,3	16,0	14,9	12,8
IV	10,2	12,7	15,2	17,4	18,2	18,9	15,5	19,85
V	11,7	12,5	13,3	13,9	14,3	14,1	13,1	11,5
VI	13,3	13,9	14,6	15,4	16,1	16,6	17,0	16,8

welches Gewicht ohne Tender auf 1 PS_e entfällt; es beträgt nach Zusammenstellung XXV und noch klarer erkennbar nach

Zusammenstellung XXV (Abb. 3, Taf. 21).

(1000 $G_L^t : N_e^{PS}$) kg/rs ohne Tender.

Nr.	Fahrgeschwindigkeit km/St						
	40	60	70	80	100	110	120
I	79,7	71,7	67,5	65,0	64,3	68,3	—
II	77,9	66,9	63,3	60,8	57,6	58,2	60,6
III	84,9	66,1	63,1	61,4	67,1	78,0	100,1
IV	98,4	65,6	57,5	54,9	51,3	50,3	50,7
V	85,2	75,3	71,8	69,8	76,4	86,8	108,2
VI	75,4	68,4	65,0	62,3	59,0	59,5	62,3

Abb. 3, Taf. 21 50 bis 100 kg St für die angeführten Lokomotiven*). Für Geschwindigkeiten ≥ 70 km/St hat Nr. IV die günstigsten Werte trotz ihres hohen Eigengewichtes, Nr. V

*) Bei den Triebmaschinen für Flugzeuge von Körting 3 kg/PS.

Zusammenstellung XXVI.

Widerstände W_L^{kg} von sechs Schnellzuglokomotiven mit Tender auf den Steigungen $n = 0, n = 5$ und $n = 10\text{‰}$.

Geschwindigkeit km/St	Lokomotivbauarten			
	I = S ₃	II = S ₆ und III = S ₇	IV = S ₉ und V = S ₁₀	VI = S ₁₀
	$G_L \cong 96\text{ t}$ kg	$G_L \cong 110\text{ t}$ kg	$G_L \cong 127\text{ t}$ kg	$G_L \cong 130\text{ t}$ kg
Steigung 0‰				
30	466	534	616	630
40	571	642	728	743
50	644	719	810	826
60	727	805	901	918
70	820	903	1003	1021
80	924	1010	1115	1134
90	1038	1129	1238	1257
100	1163	1257	1371	1391
110	1298	1396	1514	1535
120	—	1545	1668	1690
Steigung 5‰				
30	946	1084	1251	1280
40	1051	1192	1363	1393
50	1124	1269	1445	1476
60	1207	1355	1536	1568
70	1300	1453	1638	1671
80	1404	1560	1750	1784
90	1518	1679	1873	1907
100	1643	1807	2006	2041
110	1778	1946	2149	2185
120	—	2095	2303	2340
Steigung 10‰				
30	1426	1634	1886	1930
40	1531	1742	1998	2043
50	1604	1819	2080	2126
60	1687	1905	2171	2218
70	1780	2003	2273	2321
80	1884	2110	2385	2434
90	1998	2229	2508	2557
100	2123	2357	2641	2691
110	—	—	2784	2835
120	—	—	2938	—

ist am ungünstigsten, obgleich sie die drei B-Lokomotiven Nr. I, II und III an Leistungsfähigkeit übertrifft, weil ihr Eigengewicht stärker gewachsen ist, als ihre Leistung. Nr. II ist gegen Nr. VI etwas im Vorteile, denn ihrer bedeutend größern Leistung steht der Anwachs des Dienstgewichtes um nur 38‰ gegenüber.

Die Größe der Zugkraft Z_z am Tenderhaken, die für den Vergleich der Verwendbarkeit verschiedener Lokomotivbauarten sehr geeignet ist, beträgt $Z_z^{kg} = Z_0^{kg} - W_L^{kg}$: Z_0 ist aus Zusammenstellung XXII, W_L^* für die Steigungen 0, 5 und 10‰ aus Zusammenstellung XXVI zu entnehmen. Daraus ergeben sich die Zugkräfte Z_z am Tenderzughaken nach Zusammenstellung XXVII, Abb. 4, Taf. 21 und Abb. 1 und 2, Taf. 22. Die Schnittpunkte der Zugkraft-Schaulinien mit der Nulllinie zeigen die Geschwindigkeiten an, mit denen

*) Nach der Formel der Schnellbahn-Studiengesellschaft errechnet.

Zusammenstellung XXVII (Abb. 4, Taf. 21 und Abb. 1 und 2, Taf. 22).

Z_z^{kg} auf den Steigungen $n = 0, n = 5$ und $n = 10\text{‰}$.

V km/St	Lokomotivbauarten					
	I	II	III	IV	V	VI
	kg	kg	kg	kg	kg	kg
n = 0‰						
30	4474	4466	4346	4494	7079	7260
40	3949	4358	4238	4382	5402	6377
50	3176	3709	4001	4300	4430	5164
60	2643	3056	3365	4209	3739	4312
70	2220	2607	2857	3987	3167	3709
80	1836	2176	2370	3465	2635	3186
90	1482	1814	1811	2992	2042	2713
100	1077	1443	1208	2549	1384	2259
110	612	1034	534	2116	676	1755
120	—	583	—	1642	—	1190
n = 5‰						
30	3994	3916	3796	3859	6444	6610
40	3469	3808	3688	3747	4767	5727
50	2696	3159	3451	3665	3795	4514
60	2163	2506	2815	3574	3104	3662
70	1740	2057	2307	3352	2532	3059
80	1356	1626	1820	2830	2000	2536
90	1002	1264	1261	2357	1407	2063
100	597	893	658	1914	749	1609
110	132	484	—	1481	41	1105
120	—	38	—	1007	—	540
n = 10‰						
30	3514	3366	3246	3224	5809	5960
40	2989	3258	3138	3112	4132	5077
50	2216	2609	2901	3030	3160	3864
60	1683	1956	2265	2939	2469	3012
70	1260	1507	1757	2717	1897	2409
80	876	1076	1270	2195	1365	1886
90	522	714	711	1722	772	1413
100	117	343	108	1279	114	959
110	—	—	—	846	—	455

sich die Lokomotive noch selbst auf der betreffenden Neigung bei regelmäßiger Beanspruchung im Beharrungszustande fortbewegen kann; je größer dieser ist, um so besser ist die Lokomotive für hohe Geschwindigkeiten geeignet. Nach diesem Gesichtspunkte ergibt sich die Reihenfolge IV, VI, II, I, V, III in absteigendem Sinne.

Aus Z_z , das gleich dem Wagenwiderstande ist, können nach $G_w^t = (Z_z^{kg} - n\text{‰} G_L^t) : (w_w^{kg/t} + n\text{‰})^*$ die zulässigen Wagengewichte G_w für bestimmte Steigungen und Geschwindigkeiten errechnet werden; sie sind in Abb. 3 bis 5, Taf. 22 und Abb. 1 und 2, Taf. 23 als Abhängige von den Geschwindigkeiten und Neigungen nach den Werten der Zusammenstellungen XXX bis XXXIV dargestellt, die auch die zugehörigen Verbrauchswerte J_B an Kohle enthalten. Aus Abb. 3 bis 5, Taf. 22 und Abb. 1 und 2, Taf. 23 sind die Geschwindigkeiten für gewählte Wagenzüge auf einigen Steigungen zu entnehmen, für Fahrt im Beharrungszustande auf den Steigungen 0, 5 und 10‰ sind sie in Zusammenstellung XXVIII eingetragen, die über der angestrichelten Linie die die zulässigen Höchstgeschwindigkeiten übersteigenden Geschwindigkeiten enthält.

*) Bezüglich w_w kg/t vergleiche S. 120.

Zusammenstellung XXVIII (Abb. 4, Taf. 21 und Abb. 1 und 2, Taf. 22).

Geschwindigkeiten auf den Steigungen $n = 0$, $n = 5$ und $n = 10$ ‰.

Wagen- ge- wichte (G_w t)	Lokomotivbauarten					
	I	II	III	IV	V	VI
	km/St	km/St	km/St	km/St	km/St	km/St
$n = 0$ ‰						
160	--	--	109,6	--	112,5	--
200	--	--	107,8	--	110,5	--
240	--	113	105,9	--	108,7	--
280	103,2	110,1	104	--	107	121,2
320	100,7	108	102,2	--	105,2	118,8
360	98,2	105	100,4	--	103,5	116,6
400	94,8	102,5	98,7	--	102	114,5
440	93,4	100	97	118,3	100	112,4
$n = 5$ ‰						
160	83	89,5	90	112	92	105
200	75,8	82,5	84,8	105,2	87,5	99
240	69	75,5	79,4	98,8	83	93
280	63	69,5	74	92,6	78,3	87,1
320	57,6	64	69	86,6	73,8	81,6
360	53	59	64,2	81	69,4	76,4
400	49	54,5	59,6	75,6	65	71,6
440	45,3	50,5	55,2	70,4	61	67,2
$n = 10$ ‰						
160	55	60	65,6	83	69,7	77,7
200	47,4	52,5	57,8	73,5	62,2	69
240	41,5	47	50,6	61,2	55,5	61,6
280	--	42	27,2	25,5	49,6	55,4
320	--	--	--	--	44,5	50,4
360	--	--	--	--	40,2	46
400	--	--	--	--	--	42,4
440	--	--	--	--	--	39,4

Danach sind in Abb. 4, Taf. 21 und Abb. 1 und 2, Taf. 22 die Widerstandslinien für gewisse Wagenlasten aufgetragen, die zeigen, mit welchen Geschwindigkeiten diese Zuglasten G_w von den sechs Lokomotiven im Beharrungszustande auf den drei berücksichtigten Steigungen befördert werden können. Bei Fahrt auf der Wagerechten liegen die Schaulinien von V und VI wegen ihrer größern Reibungszugkraft am höchsten, die vier B-Lokomotiven I bis IV fallen wegen annähernder Gleichheit der Reibungsgewichte in ihrem obersten Gebiete fast zusammen. Da der steiler abfallende, durch die größte Kesselleistung begrenzte Teil der Zugkraftschaulinien bei Nr. IV am höchsten liegt, so ist zu schließen, daß diese Bauart den stärksten Kessel hat; die bisher bei mälsigen Zuglasten und Geschwindigkeiten gut bewährte Nr. I ist mit dem schwächsten Kessel ausgerüstet, wie der Verlauf des rechten Astes ihrer Zugkraftschaulinie im untersten Gebiete zeigt. Nur bei Geschwindigkeiten unter 60 km/St würden die C-Lokomotiven Nr. V und VI den B-Lokomotiven Nr. I bis IV auf waggerechter Strecke überlegen sein. Da aber für Schnellzüge so kleine Geschwindigkeiten in der Ebene kaum vorkommen, so wären für solche Fahrten die Lokomotiven V und VI unnötig.

Weiter ist aus Abb. 4, Taf. 21 zu entnehmen, daß alle

aufgeführten Lokomotiven selbst größere Lasten mit hohen Fahrgeschwindigkeiten fördern können. Dabei steht Nr. IV mit 440 t Zuglast bei der die zulässige überschreitenden Geschwindigkeit von 118,3 km/St an der Spitze. Dieser Lokomotive ist also bei Fahrt in der Ebene die Möglichkeit genommen, ihre beste Leistung herzugeben, sie arbeitet unvorteilhaft. Nach Nr. IV folgt der Geschwindigkeit nach Nr. VI. Nr. II, III und V sind bei Fahrt auf der Wagerechten, besonders bei Lasten über 240 t, gleichwertig. Die schwächste Lokomotive Nr. I kann noch Züge von 440 t auf der Wagerechten mit mehr als 90 km/St befördern.

In Abb. 1, Taf. 22 sind die Zugkräfte der sechs Schnellzuglokomotiven im Beharrungszustande am Tenderzughaken auf 5 ‰ Steigung dargestellt. Für alle wird die nutzbare Reibung erst bei die zulässige Höchstlast von 440 t übersteigenden Lasten voll ausgenutzt. Auch hier geben Nr. IV und VI die besten Geschwindigkeiten, nächst ihnen Nr. V. Fast gleichwertig auf der Steigung 5 ‰ sind Nr. II und III, die nur noch für Zuglasten bis etwa acht D-Wagen brauchbare Geschwindigkeiten geben. Nr. I kommt auf 5 ‰ Steigung nur für leichte Schnellzüge in Betracht, kann jedoch im Personenzugdienste bei Belastungen bis 400 t gute Dienste tun.

Für die auf Flachlandstrecken steilste Steigung von 10 ‰ gilt Abb. 2, Taf. 22. Bei Zuglasten bis etwa 240 t und darunter sind die Lokomotiven Nr. IV und V in Bezug auf Fahrgeschwindigkeit im Vorteile vor den anderen vier; doch ist die nutzbare Reibung von Nr. IV schon bei 234 t Last voll ausgenutzt, die von Nr. V erst bei dem die zulässige Höchstbelastung überschreitenden Zuggewichte von 510 t. Zur Beförderung von Zuglasten in Schnellzügen über 240 t kommen hier nur die beiden Lokomotiven Nr. V und VI in Betracht. Erst auf steiler Steigung tritt die Notwendigkeit der C-Lokomotive*) hervor, und zwar nehmen ihre Vorteile mit wachsender Zuglast und Steigung zu. So kann Nr. VI noch zur Beförderung von 440 t schweren Zügen auf der Steigung 10 ‰ benutzt werden, Nr. V kann mit gleicher Geschwindigkeit Zuglasten von 360 t schleppen. Die Geschwindigkeit von Nr. II kann bis 280 t Last noch als leidlich günstig bezeichnet werden, dagegen können Nr. III und IV schon einen D-Zug von sieben Wagen nur mit höchstens 27 km/St befördern, da die Lokomotivreibung für Nr. III schon bei 258 t für Nr. IV bei 234 t Last voll ausgenutzt ist.

Nach diesen Erwägungen zu Abb. 4, Taf. 21 und Abb. 1 und 2, Taf. 22 kann die für bestimmte Betriebs- und Strecken-Verhältnisse geeignete Lokomotivbauart gefunden werden. Sie sind nicht erschöpfend, sondern sollen nur eine Anregung geben, wie etwa beim Verteilen von Lokomotiven verschiedener Bauart in Dienstplänen mit Rücksicht auf die verlangte Leistung vorzugehen ist.

Von Bedeutung sind die größten Steigungen**), die mit vorgeschriebenen Lasten bei bestimmter Geschwindigkeit, etwa 40 km/St, noch genommen werden können (Zusammenstellung XXIX

*) Auf das schnellere Anfahren der C-Lokomotiven wegen größern Reibungsgewichtes soll nicht eingegangen werden, da es sich hier nur um Beharrungszustände handelt.

**) Errechnet aus $n ‰ = (Z_k^{kg} - w_w^{kg/t} \cdot G_w^t) : (G_L^t + G_w^t)$.

Zusammenstellung XXIX (Abb. 3, Tafel 23).
Steilste Steigungen in ‰ bei $V = 40$ km/St.

Wagen- ge- wichte t	Lokomotiven					
	I S ₃	II S ₆	III S ₇	IV S ₉	V S ₁₀ Vierling	VI S ₁₀ Verbund
160	14,3	15,1	14,6	14,3	17,8	21,0
200	12,1	13,1	12,5	12,3	15,4	18,3
240	10,5	12,3	10,9	10,8	13,6	16,2
280	9,2	9,9	9,6	9,55	12,1	14,6
320	8,1	8,8	8,5	8,5	10,8	13,2
360	7,3	7,9	7,66	7,69	9,8	12,0
400	6,5	7,1	6,9	7,0	8,9	11,0
440	5,9	6,5	6,3	6,4	8,2	10,2

und Abb. 3, Taf. 23); sie dienen zur Bestimmung von Höchstbelastungen unter Berücksichtigung der Steigungen. Auf der oft vorkommenden Steigung von 10‰ können die Lokomotiven Nr. I bis IV nur Wagenzüge von etwa 270 t mit $V = 40$ km/St befördern, die größte Zuglast von 440 t kann noch auf $6,0$ bis $6,5\text{‰}$ Steigung geschleppt werden; diese Lokomotiven sind also für größere Zuglasten auf günstige Streckenverhältnisse beschränkt, denn die vorausgesetzte Geschwindigkeit von

40 km/St wird wohl bei Schnellzügen selbst auf steileren Steigungen eingehalten werden müssen. Die Lokomotiven Nr. V und VI können auf 10‰ Steigung Züge von 350 und 450 t mit 40 km St befördern, also wachsen die Vorteile der C-Lokomotiven wieder mit wachsender Zuglast und Steigung, besonders bei mäßiger Höchstgeschwindigkeit. Die Gebiete vorteilhaftester Verwendung für Nr. IV bis VI sind nicht scharf zu trennen, doch ist aus dem Gesagten zu erkennen, daß Nr. IV am besten am Platze sein wird, wenn lange Flachlandstrecken ohne Aufenthalt mit hohen Beharrungsgeschwindigkeiten zu durchfahren sind, Nr. V und VI, wenn es sich um die Beförderung schwerer Schnellzüge auf Strecken handelt, wo starke Steigungen mit Flachlandstrecken abwechseln, wo also Gelegenheit gegeben ist, die hohe Anfahrbeschleunigung zu verwerten. Trotz der erwähnten Vorzüge wird Nr. IV nicht mehr beschafft, weil sie unwirtschaftlich arbeitet und wegen ihres geringen Reibungsgewichtes beim Anfahren vor großen Zuglasten stark schleudert; wegen des geringen Reibungsgewichtes kann ihre Zylinderzugkraft eben nicht ausgenutzt werden.

(Schluß folgt.)

Nachruf.

Julius Holverscheid †.

Am 29. März 1915 ist in Berlin der Vortragende Rat im Ministerium der öffentlichen Arbeiten, Geheimer Oberbaurat Julius Holverscheid unerwartet gestorben. Am 8. Mai 1852 in Duisburg als Sohn eines Kaufmannes geboren, war Holverscheid nach dem Besuche des Kloster-Gymnasiums und der Realschule I. Ordnung in Magdeburg bei der Königlichen Bauverwaltung in Lippstadt als Baueleve tätig, um im Oktober 1873 die Bauakademie in Berlin zu beziehen, die er Ende 1877 verließ; während dieser Zeit diente er als Einjährig-Freiwilliger. Im Januar 1878 zum Regierungs-Bauführer ernannt, fand er bis 1879 Beschäftigung im Dienste der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn beim Baue der Bahn Sangershausen-Erfurt, worauf er die Baumeister-Prüfung ablegte und im März 1881 zum Regierungsbaumeister ernannt wurde. Als solcher war er bei den Direktionen Elberfeld und Köln, linksrheinisch, teils als Sektions-, teils als Abteilungs-Baumeister beim Baue neuer Bahnstrecken tätig, auch wurde er mit Entwurfsarbeiten für Neubauten betraut. Am 1. März 1890 an die Direktion Berlin versetzt, wurde Holverscheid am 1. April zum Königlichen Eisenbahn-Bau- und Betriebs-Inspektor unter Übertragung der Stelle als ständiger Hilfsarbeiter beim Eisenbahn-Betriebsamte Stadt- und Ring-Bahn in Berlin ernannt. Der 1. April 1895 führte ihn zur Direktion Altona als Vorstand der Betriebsinspektion Neumünster. Nach Ernennung zum Regierungs- und Baurate im Juni 1897 wurde er im Oktober 1898 nach Kattowitz versetzt, wo er zunächst als Vorstand einer Betriebs-

inspektion die Geschäfte als Mitglied der Direktion wahrzunehmen hatte und am 1. Februar 1899 Mitglied wurde. Dann folgte am 1. April 1901 seine Versetzung nach Hannover, wo er als bautechnischer Streckendirektor der Direktion wirkte.

Von hier aus beteiligte sich Holverscheid regelmäßig an den Arbeiten des Technischen Ausschusses von der 69. Sitzung in Budapest im Juni 1900 bis zur 81. Sitzung zu Tatra-Lomnitz im September 1905. Am 1. Januar 1906 wurde er zur Wahrnehmung der Geschäfte eines Referenten in die Eisenbahn-Abteilung des Ministeriums der öffentlichen Arbeiten als Hilfsarbeiter berufen und am 26. März 1906 zum Geheimen Baurate und vortragenden Räte, am 23. Februar 1911 zum Geheimen Oberbaurate ernannt. Sein Arbeitsfeld war das Oberbauwesen, auf dem er mit großem Erfolge gewirkt hat.

Holverscheid wurde durch Verleihung des Roten Adlerordens III. Klasse mit der Schleife, des Kronenordens III. Klasse, des Ehrenkreuzes III. Klasse des Fürstlich Lippischen Hausordens und des Ehrenkreuzes II. Klasse des Fürstlich Schaumburg-Lippischen Hausordens ausgezeichnet; auch war er Ehrenoffizier des Oldenburgischen Haus- und Verdienst-Ordens des Herzoges Peter Friedrich Ludwig.

Die preussische Staatseisenbahn-Verwaltung verliert in dem zu früh Dahingeshiedenen einen diensteifrigen Beamten, der sich durch gediegene Kenntnisse und großen Fleiß ausgezeichnet hat; auch die Teilnehmer an den Sitzungen des Technischen Ausschusses bewahren ihm als erfolgreichem Mitarbeiter und wohlmeinendem Gesellschafter ehrendes Gedenken. — k.

Nachrichten von sonstigen Vereinigungen.

Verein deutscher Maschinen-Ingenieure.

Das Prüfen der Lokomotiven

durch Versuche und die dazu vorhandenen Hilfsmittel behandelnd, betont Regierungsbaumeister Harprecht in eingehenden

dem Vortrage*), daß die auf einem ortfesten Prüfstande gewonnenen Ergebnisse durch Versuchsfahrten mit Meßwagen

*) Ausführlich in Glaser's Annalen.

ergänzt werden müssen, da bei den Messungen auf dem Prüfstande Luftwiderstand und Abkühlung durch Luftzug nicht berücksichtigt werden können. Andererseits sind bei Versuchsfahrten auf der freien Strecke wegen des starken Wechsels der Zugwiderstände Versuche mit Dauerbelastungen schwierig

auszuführen, während der Prüfstand diese ohne weiteres zulässt. Um eine vollkommene technisch-wissenschaftliche Untersuchung der Lokomotiven vornehmen zu können, ist es daher nötig, die beiden Prüfarten zu gegenseitiger Ergänzung zu benutzen.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Bahnhöfe und deren Ausstattung.

Stauchvorrichtung für Federknaggen.

(Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1914, Oktober, Band 58, Nr. 40, Seite 1442. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 5 auf Tafel 24.

Nach Abb. 1 bis 3, Taf. 24 besteht die Vorrichtung aus einer Kluppe mit Armen a und b, die um die Gelenke m_1 , m_2 und m_3 auf der einen und m_4 , m_5 und m_6 auf der andern Seite drehbar sind, und durch Einlegen in die Aussparungen c, d und e festgeklemmt werden können. Zwischen den Gelenken ist ein Flachstab f mit eingehobelter Aussparung festgenietet, in die die Rippe der zu stauchenden Federlage hineintritt. An den beweglichen Armen b ist nach Abb. 2, Taf. 24 eine Federlage l angebracht, deren Rippe in die Aussparung der zu stauchenden Federlage eingreift.

An dem einen Ende der Vorrichtung befindet sich die Stauchpfanne (Abb. 4, Taf. 24) mit den Einsätzen g, h und i (Abb. 5, Taf. 24), am andern Ende das von drei Schrauben getragene Querhaupt k (Abb. 3, Taf. 24), das zur Einstellung auf die betreffende Federlänge dient. In dem Querhaupte wird durch die Spindel o ein Führungstück m bewegt (Abb. 1, Taf. 24), das ein Zurückweichen der Federlage beim Stauchvorgange verhindert.

Der Zapfen des Stauchkeiles n (Abb. 4, Taf. 24) paßt in die Spindel einer Schmiedepresse, kann aber auch bei ent-

sprechender Verstärkung seines obern Teiles und nach Fortfall des obern Zapfens unter einem Dampfhammer durchgetrieben werden. An der Stelle, wo der Weg des Keiles beim Stauchvorgange begrenzt wird, ist die Stauchplatte zur Verminderung der Abnutzung mit einer Stahlplatte versehen.

Der Arbeitsvorgang beim Anstauchen einer Knagge ist folgender. Die Stauchvorrichtung wird in wagerechter Lage unter eine Schmiedepresse gebracht und die Federlage auf Maß abgehauen, an dem zu stauchenden Ende bis Weißglut erhitzt und etwas aufgebogen eingelegt. Für die Bildung des Knaggens sind etwa 45 mm zuzugeben. Die Gesenke g, h und das Verschlussstück i werden eingesetzt, dann wird die Kluppe geschlossen und die Federlage durch die Spindel o und das Führungstück m am Zurückweichen gehindert. Nun wird die Schmiedepresse angestellt, und der Knaggen durch Eindringen des Keiles n angestaucht.

Die Vorrichtung hat sich bei dem Werkstättenamte Paderborn gut bewährt. Bei ununterbrochenem Betriebe werden in neun Stunden etwa 40 Federlagen an beiden Enden mit Knaggen versehen. Beim Anstauchen in einem Spannstocke von Hand konnten nur halb so viele Federlagen unter dreimaligem Erwärmen für jeden Knaggen hergestellt werden. Auch werden die Knaggen bei dem Pressverfahren bedeutend sauberer, dabei wird der Stoff weniger beansprucht. —k.

Maschinen und Wagen.

Kugellager für elektrisch betriebene Straßenbahnwagen.

(Electric Railway Journal, Mai 1914, Nr. 18, S. 999. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 und 7 auf Tafel 22.

Eine Straßenbahn in Neuyork verwendet bei ihren Speichertriebwagen einstellbare Kugellager der schwedischen S. K. F.-Kugellagerwerke in Gothenburg. Das Lager enthält nach Abb. 6, Taf. 22 zwei Kugellagerreihen, die in zwei dicht neben einander liegenden Rillen des innern Laufringes laufen. Der äußere Laufring ist an seiner innern Laufseite nach einer Hohlkugel ausgearbeitet, deren Mitte im Schnittpunkte der senkrechten Mittelebene mit der Drehachse des Lagers liegt. Die Laufringe können sich daher nach Abb. 7, Taf. 22 ohne Zwängung und ungleiche Belastung der Kugeln gegen einander verdrehen. Ihre Berührungspunkte mit den Laufflächen liegen stets auf einem Strahle, der den Lagermittelpunkt mit der Kugelmitte verbindet. Die Käfige, die die gegen einander versetzten Kugellagen in ihrer Lage sichern, bestehen bei kleineren Ausführungen aus geprefstem Stahlbleche, bei größeren aus einem Eisenringe, der zu beiden Seiten einer Mittelrippe

mit Bohrungen für die Kugelführung versehen ist. Die Lager werden für Wagen bis zu 11 t Eigengewicht verwendet.

A. Z.

Drehkrane auf Eisenbahnwagen.

(Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, August 1914, Nr. 35, S. 1357. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 7 bis 14 auf Tafel 24.

In neuerer Zeit hat der Drehkran auf Eisenbahnwagen eine besondere Durchbildung erfahren, der in Züge ohne Schutzwagen eingestellt werden kann, mit verschiedenen Ausladungen arbeitet, mit seiner Last innerhalb der Bahnumgrenzung fahren und wegen der Anordnung seines Getriebes, die Fehlgänge unmöglich macht, auch von ungeübten Mannschaften bedient werden kann. Bei der ersten erfolgreichen Ausführung von H. Zutt in Mannheim nach Abb. 7 und 8, Taf. 24 wird der Ausleger a um das Gelenk b nach hinten in die Umgrenzungslinie für Fahrzeuge zurückgeklappt, wobei die Zugstange c zusammenknickt. Zum Umlegen dient das Winde- werk, dessen Beanspruchung wechselt, sobald der Ausleger

über die senkrechte Stellung hinausfällt. Dieser Augenblick erfordert besondere Vorsicht und daher geübte Arbeiter, wenn Unfälle vermieden werden sollen. Bei diesem Vorgange werden auch die Lastseile schlapp und verwirren sich leicht: während der Fahrt muß ferner das Gehänge besonders befestigt und das schlaife Seil aufgewunden werden. Zum Ausfahren der Gegengewichte ist ein besonderes Windewerk, ferner zur Sicherung des Kranes gegen Drehen im Fahrzustande eine besondere Einrichtung nötig. Diese Bauart hat man mehrfach geändert, ohne eine wesentliche Verbesserung zu erzielen.

Einfacher ist der Kran von C. Flohr, Berlin, nach Abb. 9 und 10, Taf. 24. Auf der im Wagen befestigten Säule ist das Untergestell des Kranes mit dem Windewerke und verschiebbaren Gegengewichte drehbar angeordnet. Es trägt im obern Teile eine gekrümmte Bahn aus zwei \square -Eisen, auf und in denen die vier Rollen des als Wagen ausgebildeten Auslegers laufen. Von der Windentrommel a gehen die Lastseile über die Umleitrollen b im hintern Teile des Auslegers, die Rollen am Auslegerkopfe und die Gehängerrollen nach ihrem Befestigungspunkte am Ausleger. Die an den Seiten herausragenden Zapfen der Gehängerrollen legen sich bei der höchsten Stellung in gabelförmige Ansätze, begrenzen und sichern damit die Lage des Gehänges. Werden die Lastseile angezogen, so verkürzen sie sich zwischen der Windentrommel und den Rollen b, der Ausleger läuft auf der gekrümmten Bahn nach vorn in die Lage nach Abb. 10, Taf. 24, und wird hier selbsttätig durch die Haken c verriegelt. Wird das Lastseil bei diesem Zustande gelöst, so senkt sich das Gehänge, und der Kran ist betriebsfähig, wenn das Gegengewicht mit besonderm Windewerke herausgefahren und die Verriegelung gegen Drehen gelöst ist. Zum Einziehen des Kranes in Fahrzustand wird die Unterflasche bis zum obern Anschlag hoch gewunden, dann werden die Haken c geöffnet, worauf der Ausleger von selbst in die Ruhelage zurückrollt. Eine besondere Verriegelung verhindert das Auslösen der Haken c, ehe das Gehänge eingezogen ist. Der vorstehende Zapfen d der Unterflasche hebt bei der obersten Lage nach Abb. 11, Taf. 24 den Hebel e, der mittels der Stange f und der Schwinge g den Haken c freigibt.

Eine neuere Bauart von E. Becker, Berlin-Reinickendorf, vereinigt die Windewerke für die Last und die Gegengewichte in eines und betätigt gleichzeitig die Verriegelung gegen Verdrehung. Ferner kann der Kran mit verschiedenen Ausladungen arbeiten, die bei anhängender Last eingestellt werden können. Schließlich ist noch möglich, die Last vollständig einzuziehen, dann nach Lösung der Stützschrauben und Schienenzangen zu verfahren und nach Vorziehen des Auslegers an anderer Stelle wieder abzusetzen. Abb. 12 und 13, Taf. 24 zeigen den Kran in Arbeit- und Fahr-Stellung. Auf der Wagenbühne ist der Laufkranz a befestigt, auf dem sich

der Unterteil b um den Mittelzapfen c dreht. An dem Unterteile sind auf den Achsen d, e und f je zwei Arme g, h und i gelagert, von denen g und i den Ausleger k in den Wellen l und m tragen. Die Arme h sind mit Schlitzern versehen, in die die Endzapfen der Welle m eingreifen. Der Arm h macht daher alle Bewegungen mit dem Arme i mit und bildet mit diesem ständig ein Dreieck. Auf dem vordern Ende des Kranunterteiles ist das Windewerk angeordnet, auf dem hintern Ende läuft das Gegengewicht auf einer leicht ansteigenden Bahn, das durch ein über die Rolle o geführtes Seil p mit dem Arme h verbunden ist. Von dem Windewerke führt das Lastseil über eine Rolle r im hintern Ende des Auslegers nach der Rolle s im vordern Ende und von hier nach dem Gehänge. Zur Sicherung des Auslegers in der Arbeitstellung ist an den Armen h ein Haken t angeordnet, der über die Zapfen an der Welle m greifen kann. Dieser Haken läßt sich nur öffnen, wenn der Ausleger durch das Windewerk angehoben wird. Die oberste Stellung des Gehänges wird durch einen Anschlag w begrenzt. Zur Sicherung des Kranunterteiles gegen Drehen beim Fahren greift ein an der Welle f vorgesehener Arm x zwischen die auf der Wagenbühne befestigten Knaggen y. Soll der Ausleger durch Aufwinden des Lastseiles q ausgezogen werden, so schiebt er sich, da das Gehänge am Auslegerkopfe festliegt, wegen Verkürzung des Seiles von der Rolle r ab nach vorn, und die Arme g, h und i schwingen mit, bis der Zapfen der Welle m den Haken t zurückgedrückt hat, und am untern Ende des Schlitzes n angelangt ist. Läßt man nun das Lastseil los, so senkt sich das Gehänge. Gleichzeitig ist aber auch das Gegengewicht durch den Arm h nach hinten gezogen und der Arm x zwischen den Knaggen y herausgezogen worden. Beim Zurücklegen in die Fahrstellung wird das Gehänge zuerst bis zum höchsten Punkte gezogen, bei weiterm Anziehen des Windewerkes gleitet die Nase des Hakens t über die Zapfen der Welle m. Der Haken wird nun fortbewegt und das Lastseil durch Lüften der Bremse des Windewerkes freigegeben. Der Ausleger gleitet damit selbsttätig in die Ruhelage zurück, ebenso das Gegengewicht, das durch die die Haken t tragende Welle nun verriegelt ist. Gleichzeitig stellt die Verriegelung x y den Kran auf dem Unterwagen fest.

Wird der Haken t nach Abb. 14, Taf. 24 mit verschiedenen Nasen versehen, so ist es möglich, den Ausleger in verschiedenen Stellungen festzuhalten und mit verschiedenen Ausladungen zu arbeiten. Die zwangsläufige Vereinigung aller Bewegungen schließt demnach Bedienungsfehler aus. Der Kran ist bislang mit 5 m Ausladung, 6 m Hakenhöhe und 10 t Tragfähigkeit, auf dreiaxsigem Unterwagen laufend, ausgeführt. Durch eine besondere Verriegelung ist hier noch Vorsorge getroffen, daß er nur dann auf dem Unterwagen festgestellt wird, wenn der Ausleger wirklich in der Gleisrichtung steht.

Betrieb in technischer Beziehung.

Vorortverkehr mit elektrischen Triebwagen auf den preussisch-hessischen Staatsbahnen.

(C. Vogel, Elektrische Kraftbetriebe und Bahnen 1909, I, 23. Juni, Heft 18, S. 341. Mit Abbildungen)

Die preussisch-hessische Eisenbahnverwaltung hat umfangreiche Versuche mit elektrischen Triebwagen vorgenommen, die deren Brauchbarkeit für den Vorortverkehr erweisen sollen*).

Der Anfang wurde im Frühjahr des Jahres 1907 von der Eisenbahn-Direktion Mainz mit fünf dreiachsigen elektrischen Triebwagen gemacht, die ihre Betriebskraft in Speichern mit sich führen. Der Speicher besteht aus 180 Zellen, deren jede fünf negative und vier positive Platten von je 30×50 qcm enthält. Die Ladestromstärke beträgt 100 Amp, die regelrechte Entladestromstärke während der Fahrt auf der Wagerichten 100 bis 110 Amp, doch können beim Anfahren stofsweise bis zu 400 Amp gegeben werden. Das Gewicht einer Zelle beträgt einschliesslich der Säurefüllung 55 kg, das Gewicht des ganzen Speichers mithin 10 t, so dass das auf 1 WSt entfallende Gewicht bei einer Leistungsfähigkeit von 68,5 KWSt ungefähr 0,15 kg beträgt. Die Zellen sind alle in Reihe geschaltet, so dass die Entladespannung des Speichers, für die die elektrische Ausrüstung berechnet ist, 350 V beträgt.

Die Triebmaschinen, von denen jeder Wagen zwei besitzt, haben zusammen eine Stundenleistung von 100 PS, der eine Dauerleistung von etwa 30 bis 40 PS entspricht; sie laufen bei der vollen Speicherspannung bei der regelrechten Fahrgeschwindigkeit des Wagens von etwa 50 km/St mit rund 1100 Umdrehungen in der Minute und sitzen auf den beiden äusseren der drei Achsen, die sie mit einer Zahnradübersetzung von 1 : 4,1 antreiben. Das Anfahren geschieht mit Hilfe von Vorschaltwiderständen in Verbindung mit Reihen- und Nebenschaltung der Triebmaschinen; auf den Bremsstellungen arbeiten die Triebmaschinen neben einander als Stromerzeuger auf die Widerstände und üben so eine bremsende Wirkung auf den Wagen aus. Eine Nutzbarmachung des Bremsstromes zum Laden des Speichers war hier nicht vorgesehen, die Triebmaschinen erhielten daher Hauptstromwicklung.

Das Gewicht eines Wagens beträgt mit voller Besetzung der 60 Plätze 37 bis 38 t. Die Anfahr- und Brems-Linien zeigen, dass bei einem mittlern Anfahrstrom von 320 Amp für den Wagen oder 160 Amp für die Triebmaschine die während der Anfahrzeit mit Widerständen erzielte grösste Beschleunigung etwa $0,25 \text{ m/Sek}^2$ beträgt, wobei die Stromspitzen 400 Amp noch nicht erreichen; nach Abschaltung der letzten Widerstandstufe aber sinkt mit fallendem Strom die Beschleunigung immer mehr bis zur Erreichung der Beharrungsgeschwindigkeit, so dass sich als mittlere Anfahrbeschleunigung nur ein Wert von etwa $0,125 \text{ m/Sek}^2$ ergibt. Bei der elektrischen Kurzschlussbremsung beträgt bei derselben Beanspruchung der Triebmaschinen von je 160 Amp die Verzögerung etwa $0,425 \text{ m/Sek}^2$.

Der Wirkungsgrad des Anfahrens ist ungefähr 0,57. Durch Vermeidung der beim Anfahren in den Widerständen auf-

tretenden Verluste kann man den Wirkungsgrad erhöhen und damit eine Verringerung des Wattstundenverbrauches erreichen. Dies geschieht, wenn man den Speicher zur Erzielung der für das Anfahren nötigen Teilspannungen in einzelne Gruppen teilt, die nach einander bis zur Erreichung der vollen Spannung zugeschaltet werden, wodurch sich die Anwendung besonderer Anfahrwiderstände erübrigt. Bei einer derartigen Schaltung würden die sonst in den Widerständen auftretenden Verluste als Gewinn erscheinen; ein weiterer Gewinn liesse sich erzielen, wenn man die bei der elektrischen Bremsung von den Triebmaschinen wiedergegebene Arbeit nicht nutzlos in den Widerständen in Wärme verwandelte, sondern zur Ladung des Speichers verwertete; das lässt sich erreichen, wenn man statt der Hauptstrom-Triebmaschinen Nebenschluss-Triebmaschinen verwendet.

Eine solche Schaltung besitzt ein vierachsiger Triebwagen, der im Ortsverkehre Limburg-Camberg läuft. Die Speicherezellen gleichen denen der Mainzer Wagen bis auf die Plattenzahl, die hier für die positiven vier, für die negativen acht beträgt. Das Gewicht einer Zelle beträgt einschliesslich der Säurefüllung 87 kg, das des ganzen Speichers etwa 16 t, so dass das auf 1 WSt entfallende Gewicht bei einer Leistungsfähigkeit von ungefähr 110 KWSt 0,144 kg beträgt. Der Speicher besteht aus 176 Zellen und ist in acht Gruppen von je 22 Zellen eingeteilt, so dass die ganze Spannung ungefähr 340, die einer Gruppe 42 V beträgt. Während der Fahrt beträgt die regelrechte Entladestromstärke ungefähr 160 Amp, beim Anfahren können vorübergehend 1000 bis 1200 Amp abgegeben werden. Jeder Wagen besitzt einen Speicherschalter, mit dem die einzelnen Gruppen nach jeder Fahrt so umgeschaltet werden, dass die Reihenfolge, in der sie bei der Anfahrt zugeschaltet werden, gewechselt wird, damit nicht einzelne Gruppen zu sehr angestrengt werden.

Jeder Wagen besitzt vier Nebenschluss-Triebmaschinen von je 50 PS Stundenleistung in dauernder Nebenschaltung; sie sind durch die Reibung der Räder auf den Schienen mechanisch mit einander gekuppelt.

Der Wagen wiegt mit voller Besetzung der 100 Plätze etwa 64 t. Die Anfahr- und Brems-Linien zeigen, dass sich bei einer mittlern Stromstärke von 550 Amp für den Wagen, oder 137 Amp für die Triebmaschine beim Anfahren eine Beschleunigung von ungefähr $0,147 \text{ m/Sek}^2$ und beim Bremsen eine Verzögerung von ungefähr $0,21 \text{ m/Sek}^2$ erreichen lässt. Ein Vergleich der Anfahr- und Brems-Linien mit denen der Mainzer Wagen lässt die Überlegenheit der Hauptstrom-Triebmaschine über die Nebenschluss-Triebmaschine deutlich erkennen. Da bei den Wagen die auf 1 PS bei regelrechter Leistung entfallenden Gewichte annähernd gleich sind, nämlich 370 und 320 kg, so können die Bewegungslinien ohne zu grosse Fehler unmittelbar mit einander verglichen werden. Trotz der höhern Triebmaschinenleistung für 1 t Waggengewicht ist bei der Nebenschluss-Triebmaschine die erzielte grösste Beschleunigung nur $0,147 \text{ m/Sek}^2$, gegen $0,25 \text{ m/Sek}^2$ bei der Hauptstrom-Triebmaschine, wobei noch zu beachten ist, dass bei der erstern die dem Mittelwerte des Anfahrstromes entsprechenden Stromspitzen bedeutend höher sind, als bei der letztern; sie übersteigen den Mittelwert im

*) Organ 1909, S. 250.

ersten Falle um 100 %, im zweiten dagegen um nur 15 %. Außerdem dauert diese hohe Belastung während der Anfahrt bei der Nebenschluß-Triebmaschine viel länger, als bei der Hauptstrom-Triebmaschine. Bei der Bremsung liegen die Verhältnisse für die Nebenschluß-Triebmaschine ebenso ungünstig.

Diesem Nachteile steht der Vorteil der Stromrückgewinnung gegenüber: wie die Versuche ergaben, werden bei einer Bremsung

etwa 0,9 KWSt, zurückgewonnen. Der Wirkungsgrad der Bremsung ist ungefähr 0,68, der des Anfahrens ungefähr 0,73.

Ein weiterer Vorteil der Gruppenschaltung ist die Fähigkeit des Wagens, auf jeder der acht Fahrstellungen dauernd fahren zu können; bei Wagen mit Hauptstrom-Triebmaschinen und Widerstandschaltung ist dies in wirtschaftlicher Hinsicht im allgemeinen nur auf der reinen Reihen- und der reinen Neben-Schaltung möglich. B—s.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Lokomotive mit künstlicher Zugerzeugung.

D. R. P. 280 001. H. B. M. Farland in Chicago.

Hierzu Zeichnung Abb. 6 auf Tafel 24.

Dicht hinter dem Schornsteine ist die Rauchkammer durch eine luftdichte Wand 10 in zwei Teile geteilt, in dessen hinterm verstellbare Zugklappen 25 angebracht sind. Sind diese geschlossen, so müssen die Rauchgase um ihre Unterkante strömen, wobei sie durch die Füllung 31 geführt werden. Ein rundes Loch der Wand 10 bildet die Saugöffnung eines Luftkreisels 9, dessen Blasöffnung 12 in den etwas weitem, unten trichterförmigen Schornstein 1 führt; der so entstehende Bläser lüftet und kühlt den vordern Raum der Rauchkammer, in dem die Dampfturbine 8 steht. Die Dampfzuleitung 14 kann durch Rohrverbindung im Führerstande geregelt werden, die Ableitung 18 geht in das Blasrohr des Luftkreisels, in das zur

Vermehrung des Zuges durch das abschließbare Rohr 19 auch Frischdampf geblasen werden kann. Die Vorderwand der Rauchkammer hat Luftlöcher zur Förderung der Lüftung. Bei Ölfeuerung fällt der Zugsteller 25 fort, die Regelung des Zuges wird mit der Dampfturbine erzielt.

Der Abdampf der Zylinder geht entweder durch ein frei vor der Rauchkammer stehendes Rohr, oder durch Rohre um den vordern Teil der Rauchkammer, die sich oben vereinigen, oder durch zwei Rohre um die Rauchkammer oben in den Hauptschornstein. In den beiden ersten Fällen kann ein Schalldämpfer aufgesetzt werden. Auf die Verwendung des Abdampfes zur Aufheizung in einem Blasrohre ist verzichtet, der Gegendruck also vermindert. Die Zuleitung des Dampfes zu den Zylindern mit oder ohne Überhitzung kann unabhängig von dieser Neuerung wie üblich erfolgen.

Bücherbesprechungen.

Die Berechnung mehrstieliger Rahmen unter Anwendung statisch unbestimmter Hauptsysteme. von Regierungsbaumeister Dr.-Ing. W. Nakonz. Dissertation zur Erlangung der Würde eines Dr.-Ing. an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin. Berlin, W. Ernst und Sohn. Preis 4,20 M.

Die sehr verdienstliche Arbeit betrifft die bei neueren Hochbauten und Brücken, namentlich im Eisenbetonbau unentbehrlichen steifen Rahmentragwerke, deren Entwurf bekanntlich bei der dringend nötigen scharfen Verfolgung ihrer statischen Verhältnisse zu verwickelten Rechnungen führt. Der Gegenstand ist neuerdings mehrfach behandelt.*) Die vorliegende Arbeit erzielt ihren Erfolg, indem sie schrittweise nach Bearbeitung statisch unbestimmter Anordnungen niederen Grades von diesen als Grundnetzen zu solchen höhern Grades übergeht, so die Rechnung auf allen Stufen durch Ausnutzung der früher geleisteten Arbeit auf wenige Unbekannte beschränkt und daher vergleichsweise einfach und durchsichtig haltend.

Die Bearbeitung besonders wichtiger Einzelfälle nach Darlegung der allgemeinen Gesichtspunkte erweist die Fruchtbarkeit des Verfahrens, die die klare, leicht zu verfolgende Arbeit zu einer sehr willkommenen Handhabe des Bauingenieurs macht.

Vorträge über Mechanik als Grundlage für das Bau- und Maschinenwesen. Von W. Keck, Geh. Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover. III. Teil. Allgemeine Mechanik. Zweite Auflage, bearbeitet von Dr.-Ing. L. Hotopp, Geheimer Baurat, Professor an der Technischen Hochschule zu Hannover. Hannover 1915, Helwing'sche Verlagsbuchhandlung.

Der allgemeine Teil des altbewährten Werkes erscheint in diesem Bande auf alter Grundlage in neuem Gewande, das in glücklicher Weise die Schöpfung des ursprünglichen Verfassers mit gründlicher Berücksichtigung der Forderungen der Neuzeit durch den heutigen Vertreter des Faches verbindet. Beide haben ein Werk geschaffen, dessen Bedeutung für die Festlegung der Grundlagen deutscher Technik seit lange zu bekannt ist, als daß wir darauf hier näher einzugehen brauchen.

*) Beispielsweise Organ 1912, S. 162.

Gleich weit entfernt von rein mathematischer Verfolgung der Vorgänge in der Natur, wie von der nur gedächtnismäßigen Festlegung natürlicher Tatsachen geht das Buch genau den Weg, der eingeschlagen werden muß, wenn man die Bedürfnisse der Tagesarbeit des Technikers mit der Einführung in wissenschaftliche Vertiefung verbinden will; besonders kommt das in der überall durchgeführten Einflechtung zahlenmäßiger Anwendungen der gewonnenen wissenschaftlichen Erkenntnis zum Ausdruck. Wir empfehlen das vortreffliche Werk bei dieser wie bei den früheren Gelegenheiten*) dem Leserkreise bestens.

Die viergleisige Eisenbahn von Dr.-Ing. ehrenhalber A. Schröder, Ministerial- und Oberbaudirektor a. D., Wirklicher Geheimer Rat. Sonderabdruck aus der Verkehrstechnischen Woche. 1914/15.

In einem im Vereine für Eisenbahnkunde zu Berlin gehaltenen Vortrage legt der Altmeister der preussischen staatlichen Eisenbahn-Techniker seine Ansichten über die Frage der Zweckmäßigkeit des Linien- und Richtungs-Betriebes auf viergleisigen Eisenbahnen mit großem Durchgangsverkehr dar, augenscheinlich angeregt durch den bevorstehenden Ausbau der Teilstrecke Berlin-Jüterbog der Linie Berlin-Halle mit sehr starkem und überwiegendem Verkehre an Fahrgästen. Es handelt sich nicht bloß um Erhöhung der Zugzahl, sondern auch der Reisegeschwindigkeit. Der Verfasser weist unter Bezugnahme auf Kecker die Vorzüge des Richtungsbetriebes und die Möglichkeit der Vermeidung seiner Nachteile bei Abwicklung des Güterverkehrs durch eine besondere Betriebsweise nach. Er schlägt die Ausführung von Sammelbahnhöfen und die Einführung von Bedienungszügen für die zwischenliegenden kleineren Bahnhöfe vor, die wie Gleisanschlüsse auf freier Strecke zu behandeln seien. Diese Betriebsweise kann auch für den zweigleisigen Richtungsbetrieb von Vorteil sein, und den Übergang zum viergleisigen Richtungsbetriebe vermitteln. Wir empfehlen die inhaltreiche, anregende Schrift der Beachtung der Fachgenossen. W—c.

*) Organ 1908, S. 31.