

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

94. Jahrgang

15. März 1939

Heft 6

Das Einfahren von 1' E1'-Lokomotiven mit vorderem und hinterem Eckhardt-Gestell in Gleisbögen.

Von Prof. Dr.-Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 8 im Heft 5.

(Schluß.)

Wir wollen jetzt sehen, wie groß ε , m , ζ bei größter in Wirklichkeit vorkommender Massenwirkung ungefähr werden können und welche Quer- und Drehbeschleunigungen dabei auftreten. Dem Einschwenken des Fahrzeugs in einen engeren Bogen oder mit größerem V , mit größerem $\frac{V^2}{R}$, oder größerer Winkelbeschleunigung η der von D_v aus eingeschwenkten Fahrzeugteile widersetzt sich in D_v außer dem veränderten statischen Widerstand P_D ein veränderlicher dynamischer Widerstand dieser Teile, den wir ausdrücken als $b_D M_r$, d. h. als Produkt der veränderlichen Querbeschleunigung b_D des Punktes D_v und der auf D_v „reduzierten“ Masse der von ihm aus mit b_D quer zu beschleunigenden Teile des Fahrzeugs. im ganzen ein Widerstand $P = P_D + b_D M_r$. M_r wird unten bestimmt. b_D hängt ab von b_2 , der Querbeschleunigung der durch die Außenschiene abgelenkten Achse 2 und von der Lage des Drehbeschleunigungspols O_v der Deichsel II_v . Dieser Pol liegt zu Beginn der Ablenkung von Achse 2 im Reibungsmittelpunkt M_v dieser Deichsel und rückt

weiterhin mit zunehmender Krümmung der Bahn von M_v etwas nach hinten*). b_2 beginnt mit 0, steigt sehr schnell auf seinen Höchstwert b_{2max} von 2 bis $3 \frac{v^2}{R}$, um so größer, je größer der Zulaufwinkel von Achse 2, und klingt dann ziemlich rasch auf $\frac{v^2}{R}$ ab. Im Augenblick c des Auftretens von b_{2max} dürfte Pol O_v erst wenig aus M_v nach hinten herausgetreten sein, somit besteht zwischen b_{Dc} , dem b_D in diesem Augenblick c , und b_{2max} die Beziehung:

$$b_{Dc} \approx \frac{m_c}{m_c + e} \cdot b_{2max} \dots \dots \dots 26).$$

Der Augenblick c des Auftretens von b_{Dc} liegt wie gesagt kurz nach Beginn der Ablenkung von Achse 2, mithin lautet für ihn die Momentengleichung der äußeren waagerechten am Hauptgestell angreifenden Kräfte um D_h analog der Gl. 14a) mit den gleichen Vernachlässigungen wie dort (Abb. 5):

$$(P_c - b_{Dc} M_r) \cdot 2(a + c) + R_{v_o'}(r' + 2a + c) + R_{v_o}(r + 2a + c) - S_o'(r' - c) - S_o(r - c) - 2fQ \sqrt{(a + c)^2 + s^2} -$$

$$- 4fQs - 2s \sqrt{(fQ)^2 - \left(\frac{H_3 + P_c \frac{e}{e + c}}{2} \right)^2} \approx 0^{**}) \dots \dots \dots 27a),$$

woraus wir erhalten den statischen Widerstand im Augenblick c :

$$P_{Dc} = (P_c - b_{Dc} M_r) \approx \frac{f \cdot Q}{a + c} \left\{ \sqrt{(a + c)^2 + s^2} + 2s + s \sqrt{1 - \left(\frac{H_3 + P_c \frac{e}{e + c}}{2fR} \right)^2} \right\} - (R_{v_o} + R_{v_o'}) - \frac{r' - c}{2(a + c)} (R_{v_o'} - S_o') - \frac{r - c}{2(a + c)} (R_{v_o} - S_o) \dots \dots \dots 27).$$

Darin muß

$$\sqrt{1 - \left(\frac{H_3 + P_c \frac{e}{e + c}}{2fQ} \right)^2} \approx \cos \varepsilon_c$$

zunächst geschätzt und dann auf Grund der späteren Berechnung von M_r und b_D nachgeprüft werden. Bei größter Massenwirkung dürfte $\cos \varepsilon_c$ etwa zwischen 0,07 und 0,13 liegen. $\sin \varepsilon_c$ ist hier der Höchstwert von $\sin \varepsilon$; es hat den Ausdruck:

$$\sin \varepsilon_c \approx \frac{H_3 + \frac{e}{e + c} (P_{Dc} + M_r b_{Dc})}{2fQ} \dots \dots \dots 28).$$

Aus Gl. 27), 26), 28) und der auch hier geltenden allgemeinen Gleichung $\text{tg } \varepsilon = \frac{c - m}{m} \cdot 2 \frac{a + c}{r}$ können wir ε_c und m_c für den Augenblick c ermitteln; nur M_r muß noch näherungsweise bestimmt werden.

Zu dem Zwecke nehmen wir an, daß die mit η drehbeschleunigten Massenteile M des Fahrzeugs sich gleichmäßig

über die Länge l verteilen, daß der gefederte Teil des Hauptgestells sich beim Einschwenken in den Bogen gar nicht oder höchstens sehr langsam und wenig ohne Rückschwingen seitlich neige gegenüber dem ungedeperten Teil, was bei ziemlich großer innerer Tragfeder- und Achslager-Führungsreibung der Fall ist, und wir vernachlässigen die Breite des Fahrzeugs gegenüber seiner Länge. Weiter bezeichne $z = 2(a + c) - x$ den Abstand des Reibungsmittelpunktes M , o den Abstand des Pols O der Drehbeschleunigung η von D_v und u den vorderen und hinteren Überhang der mit η drehbeschleunigten Masse M über D_v und D_h (s. Abb. 11). Tragen wir nun nach Abb. 11 über einer die Fahrzeuglängsachse bedeutenden Geraden $V - H$ von der Länge l in D_v senkrecht nach oben $b_D \frac{M}{l}$ in irgendeinem Maßstab ab, ziehen vom oberen Endpunkt B eine Gerade $EBOF$ durch den an beliebiger Stelle angenommenen Pol O und

*) Heumann: Das Einfahren von Lokomotiven in Gleisbögen. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936.

***) Unter Vernachlässigung des H_3 entgegengesetzt gerichteten Eigenmassenwiderstandes der Achse 3.

errichten in V und H die Senkrechten VE und HF, so stellt der Inhalt S_1 und S_2 der beiden Dreiecke OEV und OFH die quergerichteten Massenwiderstände dar, mit denen sich das Hauptgestell dem Einschwenken widersetzt. S_1 und S_2 greifen in Höhe der Schwerpunkte dieser Dreiecke an und verteilen sich hier, da das Hauptgestell nur vorn bei D_v geführt wird, ziemlich genau nach den Hebelgesetzen auf den Reibungsmittelpunkt M und auf D_v . Der auf M entfallende Anteil interessiert uns nicht, der auf D_v entfallende ist das gesuchte $b_D M_r$. Ihn erhalten wir aus der Momentengleichung der Massenkräfte S_1 , S_2 , $b_D M_r$ um M:

$$M_r b_D x = S_1 \left[z + u - \frac{1}{3} (o + u) \right] + S_2 \left[l - (z + u) - \frac{1}{3} (l - o - u) \right].$$

Setzen wir darin ein

$$S_1 = b_D \frac{M}{2 \cdot l} \frac{(o + u)^2}{o} \dots \dots \dots 29),$$

$$S_2 = b_D \frac{M}{2 \cdot l} \frac{(l - o - u)^2}{o} \dots \dots \dots 30),$$

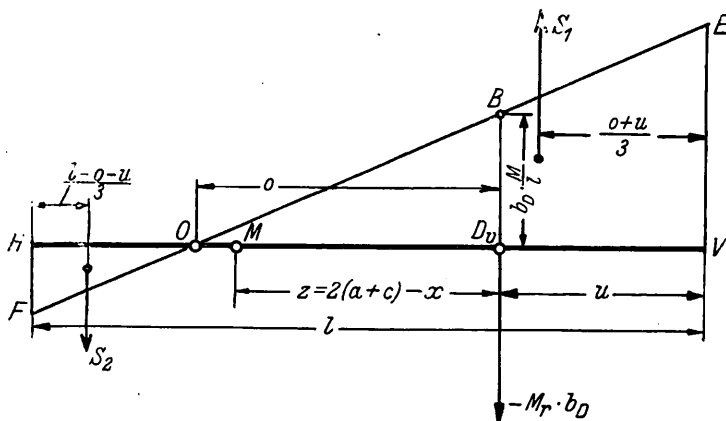


Abb. 11.

so erhalten wir den allgemeinen Ausdruck für M_r :

$$M_r = \frac{M}{2 \cdot l} \frac{1}{z \cdot o} \left[(o + u)^2 \left(z + u - \frac{o + u}{3} \right) + (l - o - u)^2 \left(l - z - u - \frac{l - o - u}{3} \right) \right] \dots \dots 31).$$

M_r ändert sich danach mit o und z .

Der Reibungsmittelpunkt M des Hauptgestells liegt, wie später nachgewiesen werden wird, auch im vorliegenden Falle dem Drehpunkt D_h sehr nahe, z ist deshalb $\approx l - 2u$. Der Pol O der Drehbeschleunigung η liegt wie gesagt im Augenblick des Drehbeginns in M und wandert beim weiteren Drehen nach hinten, um so schneller, je schärfer gekrümmt der Bogen ist, den M dabei beschreibt. Im Augenblick des Drehbeginns ist also $o = o' = z = (l - 2u)$. Da M sich zu Beginn des Einschwenkens auf sehr flachem Bogen bewegt, dürfte in dem kurz nach Beginn des Einschwenkens liegenden Augenblick c des Auftretens von b_{2max} der Pol O nur wenig hinter M, höchstens bis zum Hinterende des Fahrzeugs gerückt sein. Liegt O im Fahrzeughinterende ist $o = o' = l - u$. Bei $o = o' = z = l - 2u$ ist:

$$M_r = M_r' = \frac{M}{3l} \frac{(l - u)^3 + u^3}{(l - 2u)^2} \dots \dots \dots 32;$$

bei $o = o' = l - u$ ist:

$$M_r = M_r'' = \frac{M}{2} \frac{l}{l - u} \frac{\frac{2}{3} l - u}{l - 2u} \dots \dots \dots 33).$$

Zwischen diesen beiden meist nicht weit auseinanderliegenden Werten dürfte das M_r bei Auftreten von b_{2max} liegen.

Bei dem großen Überhang u ist M_r stets sehr groß. Der Zeit nach ist es am größten im Augenblick des Drehbeginns und nimmt dann stetig langsam ab mit dem Hinausrücken des Pols O nach hinten. Mit diesem M_r gewinnen wir aus Gl. (16), (26), (27), (28) m_c , ϵ_c und b_{D_c} und kontrollieren den zur Ermittlung von P_{D_c} in Gl. (27) eingesetzten Wert von $\cos \epsilon_c$. Das ist etwas umständlich. Bei großem v^2/R wird im Augenblick c des größten $b_2 \dots \epsilon_c$ fast 90° , m_c sehr klein und kann man daher den überhaupt möglichen Höchstwert von m_{max} als Anhalt für das dicht darunter liegende m_c leicht aus Gl. (28) gewinnen, indem man darin $\sin \epsilon_c = 1$ und $b_{D_{max}} = \frac{m}{m + e} b_{2max}$ setzt.

So erhält man:

$$m_{max} = e \cdot \frac{\frac{e + c}{e} (2 f Q - H_3) - P_{D_c}}{M_r b_{2max} - (2 f Q - H_3) \frac{e + c}{e} + P_{D_c}} \dots \dots 34).$$

Die Drehbeschleunigung η ist gleich b_D , geteilt durch den Abstand des Punktes D_v von Pol O, der wie gesagt, im Augenblick des Drehbeginns in M, also nahezu in D_h , liegt und weiterhin nach hinten rückt.

Bei sehr großer Massenwirkung kommt ϵ mit seinem Höchstwert ϵ_c einem rechten Winkel sehr nahe, allerdings nur einen Augenblick, nicht während des ganzen betrachteten Bewegungsabschnittes. ϵ steigt schnell von 0 auf ϵ_c und sinkt dann mit b_2 . Immerhin dürfte dann die wirkliche Bahn von D_v , Achse 3 und Hauptgestell der oberen Grenzform ziemlich nahe liegen.

Unser Zahlenbeispiel gibt folgende Werte: Die größte Querbeschleunigung des Bogendurchfahrens im Beharrungszustand $\left(\frac{v^2}{R}\right)_{max}$ wollen wir zu 1 m s^{-2} annehmen. Im engsten

Bogen von 100 m Halbmesser ist nach der BO. eine so große Querbeschleunigung nicht zulässig, wohl aber in flacheren Bögen von 200 m Halbmesser und darüber. Die größte Querbeschleunigung der Achse 2 im Augenblick c nehmen wir demgemäß an zu $b_{2max} \approx 2,5 \left(\frac{v^2}{R}\right)_{max} = 2,5 \text{ m s}^{-2}$. $\cos \epsilon_c$

schätzen wir zu $0,10 = \cos 84^\circ$; dann ist nach Gl. (27) $P_{D_c} = 375 \text{ kg}$, erheblich kleiner als ohne Massenwirkung, infolge des viel stärkeren Ausweichens der Achse 3. H_3 erhalten wir aus Gl. (7) mit x_D etwas kleiner als $x_{D_0} = 2,55$ zu etwa 630 kg . M , das Gewicht der von D_v aus mit η drehbeschleunigten Teile der Lokomotive sei 100000 kg bei einem Gesamtgewicht derselben von 124000 kg . Dann ist $M = 10200 \text{ kg sec}^2 \text{ m}^{-1}$. Die Länge l der gleichmäßig verteilt gedachten Masse M ist ungefähr $13,4 \text{ m}$, somit ihr vorderer und hinterer Überhang $u = \frac{1}{2} [l - 2(a + c)] = 4,1 \text{ m}$. Mit diesen Zahlenwerten erhalten wir für den Augenblick c bei Annahme von M in D_h und

a) von O in D_h : nach Gl. (32) $M_r = M_r' = 8200 \text{ kg sec}^2 \text{ m}^{-1}$, nach Gl. (34) $m_{max} = 335 \text{ mm}$, nach Gl. (18), (26), (27), (28) $m_c = 333 \text{ mm}$, $\epsilon_c = 85^\circ 30'$, $b_{D_c} = 0,807 \text{ m s}^{-2}$ und

b) bei Annahme der Lage von O im Hinterende des Fahrzeugs nach Gl. (33) $M_r = M_r'' = 6860 \text{ kg sec}^2 \text{ m}^{-1}$ und nach den gleichen Gleichungen wie oben $m_{max} = 440 \text{ mm}$, $m_c = 435 \text{ mm}$, $\epsilon_c = 83^\circ 10'$, $b_{D_c} = 0,958 \text{ m s}^{-2}$. Zwischen diesen nicht weit auseinanderliegenden Werten dürften die wirklich auftretenden liegen. Wir sind also im Augenblick c der oberen Grenze recht nahe. ζ_c liegt nach Gl. (19) zwischen $0,0048$ und $0,0062$;

an der oberen Grenze wäre es mit $\epsilon = 90^\circ = \alpha_o \frac{c}{e} = 0,0143$.

An der oberen Grenze wäre weiter mit $\sigma_o = 11 \text{ mm}$ nach Gl. (22) $\gamma_3 = 0,0188$, erheblich größer als $\alpha_o = 0,0105$ und

nach Gl. 21) $x_a = 335$ mm. Der wirkliche Fortschrittsweg des Fahrzeugs von Anlaufbeginn der Achse 2 bis zum Anlaufbeginn von Achse 3 ist zwar größer, weil das wirkliche ζ_c etwa nur ein Drittel des an der oberen Grenze auftretenden ist, aber immerhin so kurz, daß der Anlaufbeginn von Achse 3 sehr bald nach Auftreten von b_{2max} liegen dürfte.

Nun wollen wir noch nachprüfen, ob die dieser Rechnung zugrunde liegende Annahme zutrifft, daß im Augenblick c des Auftretens von b_{2max} kurz nach dem Anlaufbeginn von Achse 2 der Reibungsmittelpunkt M des Hauptgestells nahezu mit D_h zusammenfällt. In diesem Augenblick greifen folgende Feder- und Trägheitskräfte am Hauptgestell an: $R_v' \approx R_{v_o}' = 765$ kg = $0,425 f Q$; $R_v \approx R_{v_o} = 1480$ kg = $0,823 f Q$, $R_h' \approx S_o' = 350$ kg = $0,194 f Q$, $R_h \approx S_o = 630$ kg = $0,35 f Q$, weiter

a) bei Lage des Drehbeschleunigungspols O in M oder D_h : nach Gl. 29) der quer nach außen gerichtete Trägheitswiderstand

$$S_1 = S_1' = b_{D_c} \frac{M}{2l} \cdot \frac{(l-u)^2}{l-2u} = 5120 \text{ kg} = 2,84 f Q,$$

$\frac{l-u}{3} = 3,1$ m vom Fahrzeugvorderende V angreifend, und nach Gl. 30) der quer nach innen gerichtete Trägheitswiderstand

$$S_2 = S_2' = b_D \frac{M}{2l} \cdot \frac{u^2}{l-2u} = 993 \text{ kg} = 0,55 f Q, \frac{u}{3} = 1,37 \text{ m}$$

vom Fahrzeughinterende angreifend,

b) bei Lage des Pols O in Fahrzeughinterende H:

$$S_1 = S_1'' = b_{D_c} \frac{M}{2} \cdot \frac{l}{l-u} = 7040 \text{ kg} = 3,9 f Q, \frac{l}{3} = 4,47 \text{ m}$$

vom Fahrzeugvorderende angreifend, $S_2 = 0$. Die hintere Helmholtz-Deichsel I_h drückt mit $H_5 = 955$ kg = $0,53 f Q$ die Achse 5 nach außen. Mit diesem H_5 berechnen wir für verschiedene angenommene Zahlenwerte von $\pm P_{D_h}$ nach den Gl. 9a) bis 13) den zugehörigen Abstand $\pm x$ des Reibungsmittelpunktes M' von D_h und das zugehörige Moment \mathcal{M}_B des hinteren Baldwin-Gestells, tragen diese \mathcal{M}_B -Werte über dem zugehörigen x als \mathcal{M}_B -Linie in die bekannte Darstellung des Minimumverfahrens ein, s. Abb. 12, addieren zu den Ordinaten der \mathcal{M}_B -Linie diejenigen der \mathcal{M}_4 -Linie, d. h. der Linie des Moments des Gleitwiderstandes der festen nicht anlaufenden Achse 4, und den sehr kleinen Beitrag der unter ε_c gleitend ausweichenden Achse 3: $2 f Q s \cos \varepsilon_c$ — in entsprechendem Maßstab — so erhalten wir die \mathcal{M} -Linie des Hauptgestells. Weiter tragen wir ein die Summe der Momente von R_v' , R_v , R_h' , R_h als Linienzug EFGIKL und schließen daran an einmal das Moment von S_1' und S_2' bei Lage von O in D_h als Linienzug LNQ und das andere Mal das Moment von S_1'' bei Lage von O in H als Linienzug UKT, dann legen die von Q und von T an die \mathcal{M} -Linie gezogenen

Berührenden mit den Berührungspunkten B' und B'' die Lage von M als M' und M'' senkrecht unter B' und B'' fest. In Wirklichkeit dürfte M zwischen M' und M'' liegen, also nahezu mit D_h zusammenfallen.

Aus den Winkeln zwischen NQ und QB' und zwischen UT und TB'' ergibt sich in bekannter Weise die Größe des gesamten statischen und dynamischen Widerstandes $P_D + M_r b_D$ des Hauptgestells in D_v gegen Einschwenken, und zwar zu 6950 und 6860 kg, während die obigen Zahlenwerte für P_D , M_r und b_D 6990 und 6940 kg ergeben; die Abweichung ist gering, unsere obige Rechnung genau genug.

Daß auch die Annahme zutrifft, daß der Reibungsmittelpunkt M_7 der Achse 7 in dieser liegt, zeigt der Linienzug abcB₇M₇ der Abb. 12, der die Momente der Kräfte R_h' , R_h und $-H_5$ darstellt; der Berührungspunkt B₇ der Momentensummenlinie cB₇ liegt fast genau in Höhe der Achse 7.

Auf dem betrachteten Bewegungsabschnitt beginnt das Einschwenken des Fahrzeugs in den Bogen unter Querbeschleunigung b_D des Punktes D_v des Hauptgestells durch die außen anlaufende Achse 2, deren Querbeschleunigung b_2 unmittelbar nach dem Anlaufbeginn stark hochschnellt. Das zwischen Achse 2 und Punkt D_v eingeschaltete Baldwin-Gestell überträgt den Anlaufstoß von Achse 2 stark gemildert auf das Hauptgestell, wirkt als Übersetzungshebel mit veränderlichem Drehpunkt; seine Übersetzung paßt sich vermöge der Fähigkeit der Gestellhinterachse 3, gleitend nach außen auszuweichen, selbsttätig der Größe der Massenwirkung an. In unserem Zahlenbeispiel ist

bei ganz kleinem $\frac{v^2}{R}$ die Querbeschleunigung

$$b_D = b_2 \frac{c}{e+c} = 0,58 b_2 \text{ und bei } \left(\frac{v^2}{R}\right)_{max} = 1 \text{ im Augenblick c größter Beschleunigung } b_2 = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \text{ die Querbeschleunigung}$$

$$b_{D_c} = b_{2max} \cdot \frac{m_c}{m_o + e} = 0,35 b_{2max}.$$

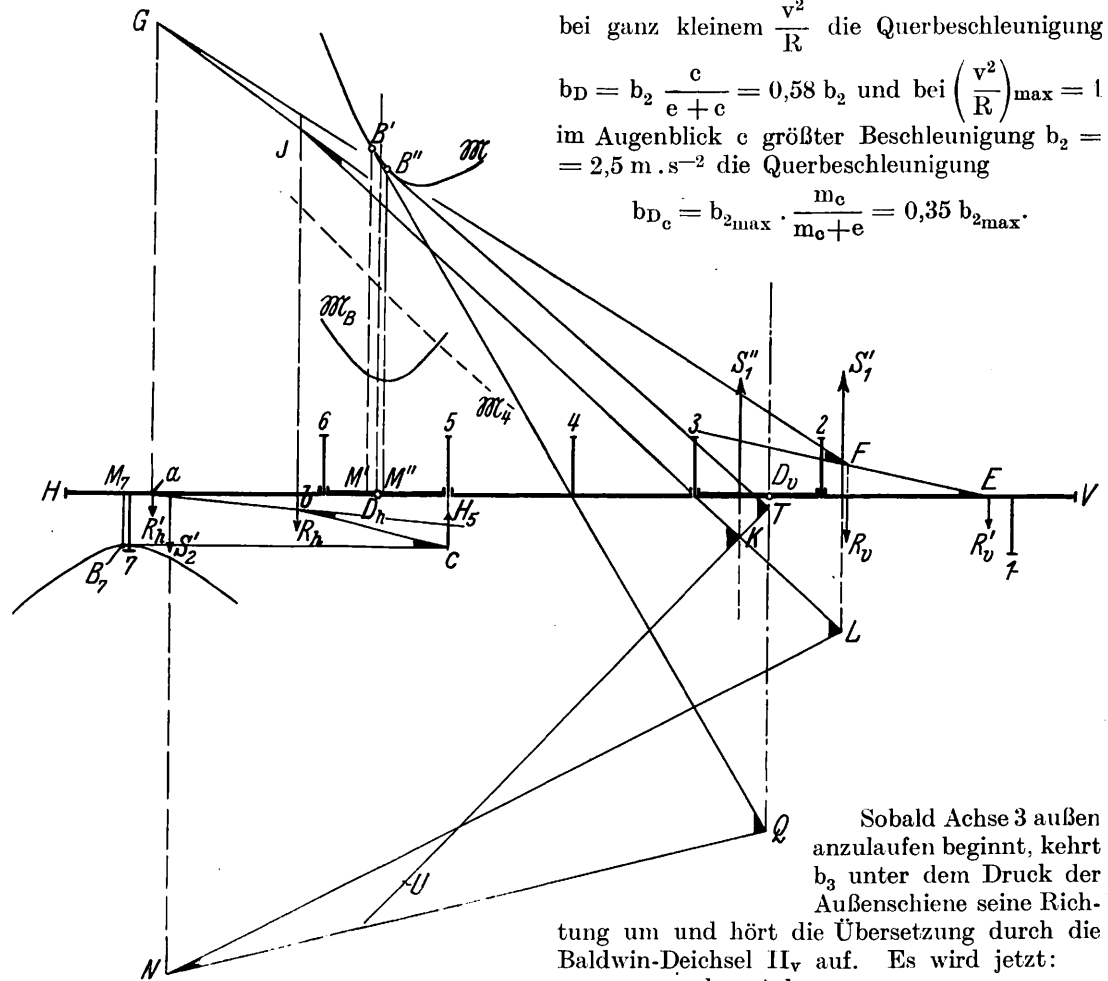


Abb. 12.

Sobald Achse 3 außen anzulaufen beginnt, kehrt b_3 unter dem Druck der Außenschiene seine Richtung um und hört die Übersetzung durch die Baldwin-Deichsel II_v auf. Es wird jetzt:

$$b_D = \frac{b_2 c + b_3 e}{c + e} \dots \dots \dots 35).$$

b_3 schnell beim Anlaufbeginn von Achse 3 nach Richtungs- umkehr auf seinen Höchstwert im Augenblick d hinauf und

klingt dann ziemlich rasch auf $\frac{v^2}{R}$ ab. $b_{3_{max}}$ und der gleichzeitig auftretende Wert b_{2_d} von b_2 sind schwer einigermaßen genau zu bestimmen. Sie wachsen wie gesagt mit dem Zulaufwinkel der Achsen. Im Augenblick d ist der Zulaufwinkel γ_3 der Achse 3 groß, aber der der Achse 2 = 0 und die Außenschiene an der Anlaufstelle dieser Achse schon unter Spannung: demgemäß dürfte $b_{3_{max}} = b_{3_d}$ etwa $= 2,8 \frac{v^2}{R}$, b_{2_d} etwa $= 1 \frac{v^2}{R}$ zu setzen sein und sich ergeben:

$$b_{D_d} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{c + 2,8 e}{c + e} \dots \dots \dots 36),$$

in unserem Zahlenbeispiel $= 1,76 \text{ m s}^{-2}$. Dieses b_{D_d} in dem kurz nach Anlaufbeginn von Achse 3 liegenden Augenblick d dürfte den Höchstwert von b_D darstellen. Mit dem Absinken von b_3 auf $\frac{v^2}{R}$ sinkt auch b_D auf diesen Beharrungswert.

B. Führungskräfte.

Für die Richtkräfte P und die Führungsdrücke Y der außen anlaufenden weit von M entfernten Räder gilt bekanntlich allgemein folgendes. Die Weiterleitung der Teilkraft $P - 2 f Q$ der Richtkraft P einer anlaufenden Achse durch den Rahmen oder die Deichsel an die übrigen Achsen erzeugt am anlaufenden Rad eine zusätzliche Belastung:

$$\Delta Q_a \approx (P - 2 f Q) \frac{h_1}{2 s} \dots \dots \dots 37)$$

mit h_1 als der Höhenlage der weitergeleiteten Kraft $P - 2 f Q$ über SO . Und etwaige um $h_1 + h_2$ über Schienenoberkante liegende auf die betrachtete Achse ausgeübten Seitenkräfte $\pm \frac{S}{n}$ — mit n als der Zahl der nicht quer ausgeglichenen Achsen — erzeugen am gleichen Rad die zusätzliche Belastung:

$$\pm \Delta Q_b = \pm \frac{S}{n} h_2 2 s \dots \dots \dots 38).$$

Als solche Querkkräfte sollen hier nur quergerichtete Massenwiderstände des drehbeschleunigten in den Bogen eingeschwenkten Fahrzeugteils eingeführt werden, nicht etwa Winddruck oder Kupplungsseitenkräfte oder Schwerkraftquerkomponenten, die ohne Schwierigkeit eingeführt werden könnten; wir wollen den für die Richtkräfte und Führungsdrücke ungünstigsten Fall nicht überhöhter Bogenaußenschiene betrachten.

Dann hat der Führungsdruck den allgemeinen Ausdruck:

$$Y \approx P - f(Q + \Delta Q_a \pm \Delta Q_b) \dots \dots \dots 39)$$

$$Y \approx (P - f Q) \left(1 - \frac{h_1 f}{2 s} \right) + \frac{f}{2 s} \left(f Q h_1 \mp \frac{S}{n} h_2 \right) \dots \dots 39a).$$

Die Richtkräfte P erhalten wir rechnerisch oder zeichnerisch mit Hilfe des Minimumverfahrens.

Wir ermitteln sie zunächst für Massenwirkung ≈ 0 ; dann ist mit $S = 0$ auch $\Delta Q_b = 0$ und die Richtkraft P_1 an der Laufachse 1 leicht zu bestimmen aus der Momentengleichung der äußeren waagerechten an Deichsel I_v und Laufachse 1 angreifenden Kräfte um das Deichselhinterende E . So erhalten wir

a) für den Augenblick 00 des Anlaufbeginns der Achse 1, in dem der Reibungsmittelpunkt $M_{D_{00}}$ dieser Achse noch im Deichselhinterende E liegt:

$$P_{1_{00}} = 2 f Q_1 \sqrt{\frac{d^2 + s^2}{d}} + S_o \frac{r}{d} + S_o' \frac{r'}{d} \dots \dots 40),$$

$$P_{D_1} = f Q \frac{2 s + \sqrt{(a+c)^2 + s^2} + \frac{s^2}{\sqrt{(2a+c)^2 + s^2}} + \frac{s^2}{\sqrt{(3a+c)^2 + s^2}}}{a+c} - \frac{r-c}{2(a+c)} (R_{v_1}' - R_{h_1}') - \frac{r-c}{2(a+c)} (R_{v_1} - R_{h_1}) - (R_{v_1}' + R_{v_1}) \dots \dots \dots 46).$$

b) für den Augenblick 0 des Anlaufbeginns von Achse 2, in dem $M_D = M_{D_0}$ im Abstand x_{D_0} (s. Gl. 6) und Abb. 4 (oben) von Achse 1 liegt:

$$P_{1_0} = 2 f Q_1 \frac{s^2 + x_{D_0} \cdot d}{d \sqrt{s^2 + x_{D_0}^2}} + R_{v_0} \cdot \frac{r}{d} + R_{v_0}' \cdot \frac{r'}{d} \dots 41).$$

c) für den Augenblick 1 des Anlaufbeginns von Achse 3, in dem M_d im Abstand $\frac{d}{2}$ von Achse 1 liegt:

$$P_{1_1} = 2 f Q_1 \frac{s^2 + \frac{d^2}{2}}{d \sqrt{s^2 + \frac{d^2}{4}}} + R_{v_1} \cdot \frac{r}{d} + R_{v_1}' \cdot \frac{r'}{d} \dots 42).$$

R_v und R_v' wachsen beim Einfahren stetig entsprechend der stetig zunehmenden Ablenkung der Deichsel I_v ; damit wächst auch P_1 . R_{v_0} und R_{v_0}' sind oben berechnet, die für R_{v_1} und R_{v_1}' maßgebenden Ausschläge ihrer Angriffspunkte können ohne weiteres aus der Bahnzeichnung der Taf. 8 entnommen und damit R_{v_1} und R_{v_1}' berechnet werden. Das gilt auch für R_{h_1} und R_{h_1}' .

Für unser Zahlenbeispiel erhalten wir mit $R_{v_1}' = 1110 \text{ kg}$, $R_{v_1} = 1950 \text{ kg}$, $h_1 = 425 \text{ mm}$:

$$P_{1_{00}} = 4075 \text{ kg}, \Delta Q_{1_a} = \Delta Q_1 = (4075 - 3400) \cdot \frac{425}{1500} = 190 \text{ kg},$$

$$Y_{1_{00}} = 2335 \text{ kg}, \frac{Y_{1_{00}}}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,27,$$

$$P_{1_0} = 4815 \text{ kg}, \Delta Q_{1_a} = \Delta Q_1 = 400 \text{ kg}, Y_{1_0} = 3035 \text{ kg},$$

$$\frac{Y_{1_0}}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,34,$$

$$P_{1_1} = 5360 \text{ kg}, \Delta Q_1 = 555 \text{ kg}, Y_{1_1} = 3550 \text{ kg}, \frac{Y_{1_1}}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,39.$$

P_1 und Y_1 und $\frac{Y_1}{Q_1 + \Delta Q_1}$ steigen stetig an, bleiben aber klein.

das Verhältnis $\frac{Y_1}{Q_1 + \Delta Q_1}$ weit unter der Entgleisungsgrenze.

Das anlaufende Rad der Achse 2 erfährt unmittelbar nach seinem Anlaufbeginn bei Beginn der Drehung des Hauptgestells im Augenblick a die Richtkraft:

$$P_{2_a} = 2 f Q + P_{D_0} \cdot \frac{c}{e+c} \dots \dots \dots 43)$$

mit P_{D_a} nach Gl. 14), den Führungsdruck

$$Y_{2_a} = P_{D_a} \cdot \frac{c}{e+c} \left(1 - f \frac{h_1}{2 \cdot s} \right) + f Q \dots \dots 44)$$

und wird zusätzlich belastet mit

$$\Delta Q_{2_a} = P_{D_a} \cdot \frac{c}{e+c} \cdot \frac{h_1}{2 \cdot s} \dots \dots \dots 45).$$

Bei Ermittlung des statischen Widerstandes P_{D_1} , den das Hauptgestell der Drehung bei D_v entgegensetzt im Augenblick 1 unmittelbar nach Anlaufbeginn der Achse 3, ist zu beachten, daß von diesem Augenblick an die Achsen 2, 3 und 4 des Hauptgestells sich fast ohne Verschiebung gegen dieses mit nahezu gleicher Winkelgeschwindigkeit ω gleitend drehen um D_h und daß Achse 2 und Achse 3 von der Außenschiene quer verschoben werden. Setzen wir das kleine $\omega_D = 0$, d. h. sehen wir von der kleinen Verschiebung der Achsen 5 und 6 gegeneinander ab, so erhalten wir für P_{D_1} den ein wenig zu großen Ausdruck:

Hierin sind die Beiträge der zweiten und dritten Achse $\frac{s^2}{\sqrt{\dots}}$ stets verhältnismäßig klein. P_{D_1} ist stets klein, kann auch kleine negative Werte annehmen, die hier Sinn haben. Mit diesem P_{D_1} erhalten wir für diesen Augenblick 1:

$$P_{2_1} = P_{D_1} \cdot \frac{c}{e+c} + 2 f Q \dots \dots \dots 47),$$

$$\Delta Q_{2_1} = P_{D_1} \cdot \frac{c}{e+c} \cdot \frac{h_1}{2s} \dots \dots \dots 48),$$

$$Y_{2_1} = P_{D_1} \cdot \frac{c}{e+c} \left(1 - f \cdot \frac{h_1}{2s} \right) f Q \dots \dots \dots 49)$$

und
$$P_{3_1} = P_{D_1} \cdot \frac{e}{e+c} + H_{3_1} + 2 f Q \dots \dots \dots 50)$$

mit H_{3_1} nach Gl. 7) mit $x_D = \frac{d}{2}$, weiter

$$\Delta Q_{3_1} = \left(P_{D_1} \cdot \frac{e}{e+c} + H_{3_1} \right) \frac{h_1}{2s} \dots \dots \dots 51)$$

und
$$Y_{3_1} = \left(P_{D_1} \cdot \frac{e}{e+c} + H_{3_1} \right) \left(1 - f \cdot \frac{h_1}{2s} \right) + f Q \dots \dots 52).$$

Für unser Zahlenbeispiel erhalten wir mit P_{D_1} nach Gl. 14) = 760 kg, $R_{h_1}' = 400$ kg, $R_{h_1} = 705$ kg; — die Deichsel I_h liegt noch nahezu in der Hauptgestell-Längsachse; sie ist in Taf. 8 nicht eingezeichnet, um diese nicht zu verwirren —, weiter mit P_{D_1} nach G. 44) = -645 kg, $H_{3_1} = 915$ kg $h_1 = 700$ mm:

$$P_{2_a} = 4040 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{2_a} = 205 \text{ kg}, \quad y_{2_a} = 2200 \text{ kg},$$

$$\frac{Y_{2_a}}{Q + \Delta Q_{2_a}} = 0,24,$$

$$P_{2_1} = 3230 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{2_1} = -175 \text{ kg}, \quad Y_{2_1} = 1465 \text{ kg},$$

$$\frac{Y_{2_1}}{Q - \Delta Q_{2_1}} = 0,178,$$

$$P_{3_1} = 4240 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{3_1} = 300 \text{ kg}, \quad Y_{3_1} = 2380 \text{ kg},$$

$$\frac{Y_{3_1}}{Q + \Delta Q_{3_1}} = 0,256.$$

Achse 2 und 3 beginnen also mit kleinem Führungsdruck anzulaufen und dieser nimmt weiterhin noch etwas ab, weil mit fortschreitendem Einfahren Achse 1 stetig stärker aus der Richtung des weiter geradeaus laufenden Hauptgestells abgelenkt wird und sich stetig stärker an der Führung der Lokomotive beteiligt.

Massenwirkung kann die Richtkräfte und Führungsdrücke der Hauptgestell-Radsätze erheblich vergrößern. Pol der Drehbeschleunigung der Laufachse 1 ist bis zum Anlaufbeginn von Achse 2 das Hinterende E der Deichsel I_v . Die Laufachse werde mit b_1 querbeschleunigt. Nimmt man, etwas zu günstig, die Masse M_1 dieser Deichsel einschließlich der Laufachse als gleichmäßig verteilt über die Deichsellänge d , und den quergerichteten Massenwiderstand $\frac{M_1 \cdot b_1}{2d}$ als im Abstand

$\frac{d}{3}$ von Achse 1 angreifend an, so wird P_1 durch Massenwirkung erhöht um $b_1 \frac{M_1}{3}$, in Wirklichkeit um etwas mehr, b_1 steigt vom Augenblick des Anlaufbeginns dieser Achse sehr schnell von 0 bis auf 2 bis 3 $\frac{v^2}{R}$ und sinkt dann rasch auf $\frac{v^2}{R}$. In unserem Zahlenbeispiel wird P_1 bei Auftreten von $b_{1_{max}} \approx 2,8 \text{ m s}^{-2}$ erhöht um etwas mehr als $2,8 \cdot \frac{2600}{5,81} \cdot \frac{1}{3} = 248$ kg, also nur wenig; und diese Erhöhung sinkt schnell auf etwas mehr als

$1 \cdot \frac{2600}{9,81} \cdot \frac{1}{3} = 89$ kg. Y_1 vergrößert sich bis zum Anlaufbeginn von Achse 2 um den gleichen Betrag, dann um noch etwas weniger, weil dann die Außenräder durch die Massenträgheit des eingeschwenkten Fahrzeugs zusätzlich belastet werden, ein $+\Delta Q_{1_2}$ auftritt. Auf die Richtkraft und den Führungsdruck der Laufachse 1 ist die Massenwirkung also nur von geringem Einfluß.

Anders ist es bei den Richtkräften und Führungsdrücken der Hauptgestellachsen. Die dabei vom Beginn des Anlaufs der Achse 2 an auftretenden quergerichteten Trägheitswiderstände S des drehbeschleunigten Fahrzeugteils der Masse M sollen wie gesagt, um $h_1 + h_2$ über SO angreifen; dieser Angriffspunkt liegt ein wenig unter dem Schwerpunkt des gefederten Teils der Lokomotive. Der im Augenblick c kurz nach Anlaufbeginn von Achse 2 auftretende quergerichtete Trägheitswiderstand S_c der drehbeschleunigten Fahrzeugteile dürfte bei der oben angegebenen Lage des Pols O liegen zwischen $S_1 - S_2$ nach Gl. 29) und 30) mit $o = l - 2u$ und S nach Gl. 29) mit $o = l - u$. Die Richtkraft P_2 steigt vom Augenblick des

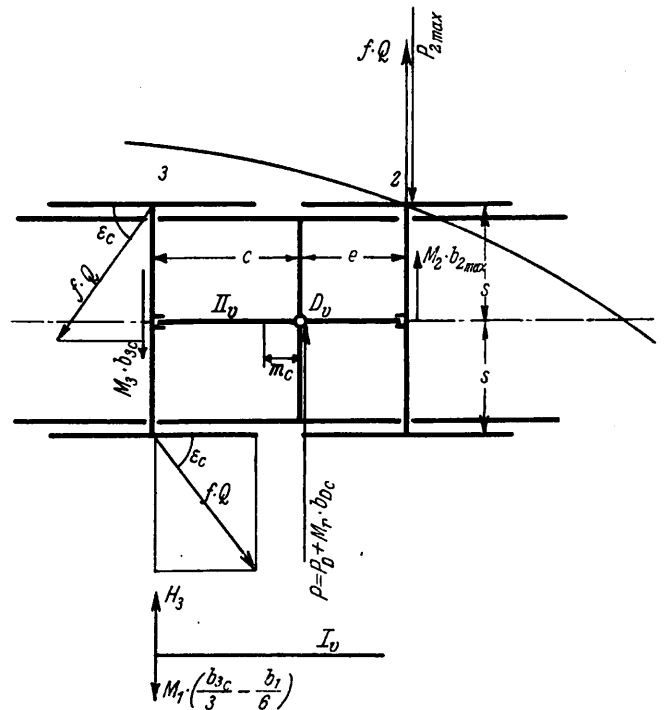


Abb. 13.

Anlaufbeginns der Achse 2 an sehr schnell auf ihren Höchstwert $P_{2_c} = P_{2_{max}}$ im Augenblick c des Auftretens von $b_{2_{max}}$.

Zur Bestimmung von $P_{2_c} = P_{2_{max}}$ denken wir uns die Masse von Achse 2, Achse 3 und der Deichsel II_v verteilt auf Achse 2 und 3 als M_2 und M_3 , beachten weiter, daß im Augenblick c die nach außen gerichtete Querbeschleunigung b_{3_c} von Achse 3 $b_{3_c} \approx b_{2_{max}} \cdot \frac{c - m_c}{e + m_c}$ ist [s. Abb. 13 und Gl. 26) oben], und daß die Deichsel I_v am Vorderende mit b_1 nach innen, am Hinterende (Achse 3) mit b_{3_c} nach außen querbeschleunigt wird. So erhalten wir folgende Momentengleichung der an der Deichsel II_v , Achse 2 und 3 angreifenden waagerechten äußeren Kräfte um D_v (s. Abb. 13):

$$\begin{aligned} & (P_{2_{max}} - 2 f Q - M_2 b_{2_{max}}) \cdot e - \left[2 f Q \sin \epsilon_c + \right. \\ & \left. + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) b_{2_{max}} \cdot \frac{c - m_c}{e + m_c} - M_1 \frac{b_1}{6} - H_3 \right] \cdot c = 0 \end{aligned}$$

und daraus

$$P_{2\max} = \left[2 f Q \sin \varepsilon_c + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) b_{2\max} \cdot \frac{c - m_c}{e + m_c} - M_1 \frac{b_1}{6} - H_3 \right] \frac{c}{e} + 2 f Q + M_2 b_{2\max} \dots 53).$$

Darin errechnen sich ε_c und m_c nach Gl. 18), 26), 28), 34), H_3 nach Gl. 7) mit x_D ein wenig kleiner als x_{D_0} nach Gl. 6). Weiter ist nach Gl. 37):

$$\Delta Q_{2a} = \left\{ \left[2 f Q \sin \varepsilon_c + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) b_{2\max} \cdot \frac{c - m_c}{e + m_c} - M_1 \frac{b_1}{6} - H_3 \right] \frac{c}{e} + M_2 b_{2\max} \right\} \frac{h_1}{2s} \dots 54).$$

Hieraus und aus $\Delta Q_{2b} = + S_c \frac{h_2}{n} \cdot \frac{1}{2s}$ erhalten wir $Y_{2c} = Y_{2\max}$.

Dieser Führungsdruck kann danach auch bei stärkster denkbarer Massenwirkung nicht hinaus gehen über den stets noch ungefährlichen Wert:

$$f Q + \left[\left(2 f Q + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) 2 b_{2\max} \cdot \frac{c}{e} - H_3 - \frac{M_1 v^2}{b R} \right) \frac{c}{e} + M_2 b_{2\max} \right] \cdot \left[1 - f \frac{h_1}{2s} \right] - \frac{S_c}{n} \frac{h_2}{2s} \cdot f,$$

erreicht durch die Rutschkupplungseigenschaft der Achse 3.

Im Augenblick d kurz nach Beginn des Anlaufs von Achse 3 erreicht b_3 seinen oben festgelegten Höchstwert b_{3d} und gleichzeitig b_D seinen Höchstwert b_{Dd} nach Gl. 36). Der stets sehr große Massenwiderstand $M_r b_{Dd}$ verteilt sich nach den Hebelgesetzen auf die beiden Achsen 2 und 3, so daß wir unter Vernachlässigung der stets sehr kleinen Änderung von P_D zwischen Augenblick 1 unmittelbar nach Anlaufbeginn von Achse 3 und Augenblick d erhalten:

$$P_{2d} = 2 f Q + M_2 \cdot b_{2d} + (M_r b_{Dd} + P_{D1}) \frac{c}{e + c} \dots 56),$$

$$\Delta Q_{2a} = \left[(M_r b_{Dd} + P_{D1}) \cdot \frac{c}{e + c} + M_2 b_{2d} \right] \frac{h_1}{2s} \dots 57),$$

$$P_{3d} = 2 f Q + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) b_{3d} + b_1 \frac{M_1}{6} + H_{31} + \frac{e}{e + c} (M_r b_{Dd} + P_{D1}) \dots 58),$$

$$\Delta Q_{3a} = \left[\frac{c}{e + c} (M_r b_{Dd} + P_{D1}) + \left(M_3 + \frac{M_1}{3} \right) b_{3d} + b_1 \frac{M_1}{6} + H_{31} \right] \frac{h_1}{2s} \dots 59),$$

$$\Delta Q_{3b} = \pm b_{Dd} \frac{l}{l - u} \frac{M}{2n} \frac{h_2}{2s} \dots 38a),$$

bei Lage des Pols O im Hinterende des drehbeschleunigten Teils. Hieraus ergibt sich Y_{2d} und Y_{3d} wie oben. Diese beiden Führungsdrücke können recht groß werden, weil M_r infolge des stets großen Überhanges u recht groß ist. Im Gegensatz zu Achse 2 beginnt Achse 3 hart anzulaufen. Bei Führung des Fahrzeugs durch ein vorderes die beiden ersten Achsen verbindendes Helmholtz-Gestell allein würde die dann seitenfeste dritte Achse mit noch größerem vorderem Überhang anzulaufen beginnen und der auf sie reduzierte Massenwiderstand von ihr allein statt von zwei Achsen aufgenommen werden müssen; andererseits würde Achse 3 mit kleinerem Zulaufwinkel anzulaufen beginnen, weil die vordere Rückstellvorrichtung sich kräftiger an der Einschwenkung des Hauptgestells beteiligen, und die seitenfeste Achse 3 nicht nach außen ausweichen, sondern sich nur nach innen drehen könnte.

Für unser Zahlenbeispiel erhalten wir mit $M_1 = 265 \text{ kg sec}^2 \text{ m}^{-1}$

$$M_2 = \frac{3200}{9,81} = 326 \text{ kg s}^2 \text{ m}^{-1}, \quad M_3 = \frac{4200}{9,81} = 428 \text{ kg s}^2 \text{ m}^{-1}$$

$$h_2 = 1300 \text{ mm}, n = 7:$$

a) für den Augenblick c des Auftretens von $b_{2\max} = 2,5 \text{ m s}^{-2}$ kurz nach dem Anlaufbeginn der Achse 2 mit $b_1 = 1 \text{ m s}^{-2}$, $\varepsilon_c \approx 84^\circ$, $m_c \approx 380 \text{ mm}$, $H_3 = 630 \text{ kg}$, $S_c \approx 6000 \text{ kg}$, zwischen $S_1 - S_2 = (5120 - 993) \text{ kg}$ und $S = 7040 \text{ kg}$ liegend: $P_{2\max} = 9295 \text{ kg}$, $\Delta Q_{2a} = 2660 \text{ kg}$, $\Delta Q_{2b} = 745 \text{ kg}$, $\Delta Q_2 = 3405 \text{ kg}$,

$$Y_{2\max} = 6815 \text{ kg}, \quad \frac{Y_{2\max}}{Q_2 + \Delta Q_2} = 0,55,$$

b) für den Augenblick d des Auftretens von $b_{3d} = 2,8 \text{ m s}^{-2}$ kurz nach dem Anlaufbeginn von Achse 3 mit $b_{Dd} = 1,76 \text{ m s}^{-2}$ nach Gl. 36), $P_{D1} = -645 \text{ kg}$ nach Gl. 46),

$$M_r = 6860 \text{ kg s}^2 \text{ m}^{-1}, \quad S = b_{Dd} \cdot \frac{M}{l - u} = 13000 \text{ kg},$$

$$b_1 = 1 \text{ m s}^{-2}, \quad b_{2d} = 1 \text{ m s}^{-2}, \quad H_{31} = 915 \text{ kg}:$$

$$P_{2d} = 10525 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{2a} = 3230 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{2b} = 1610 \text{ kg}$$

$$\Delta Q_2 = 4840 \text{ kg}, \quad Y_{2d} = 7780 \text{ kg}, \quad \frac{Y_{2d}}{Q_2 + \Delta Q_2} = 0,56$$

und

$$P_{3d} = 10875 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{3a} = 3400 \text{ kg}, \quad \Delta Q_{3b} = 1610 \text{ kg}$$

$$\Delta Q_3 = 5010 \text{ kg}, \quad Y_{3d} = 8075 \text{ kg}, \quad \frac{Y_{3d}}{Q_3 + \Delta Q_3} = 0,576.$$

Diese Führungsdrücke sind zwar absolut hoch, bleiben aber doch noch ziemlich weit unter der Entgleisungsgrenze, weil bei dem großen $\frac{h_1}{2s}$ und S das ΔQ_b sehr groß, das anlaufende Rad stark zusätzlich belastet wird.

3. Anlaufbeginn von Achse 3 bis zur Beharrungsstellung des Durchfahrens.

Sobald b_3 auf $\frac{v^2}{R}$ gesunken ist, d. h. das anlaufende Rad von Achse 3 sich auf einem Kreisbogen vom Halbmesser $\approx R$ bewegt, liegt die Bahn von Punkt D_v des Hauptgestells fest als Kreisbogen von nahezu gleichem Halbmesser.

Bei kleiner bis zu ziemlich großer Massenwirkung bleibt der Reibungsmittelpunkt M auch beim weiteren Einfahren zunächst nahezu in D_h liegen und zwar, bis Achse 5 und 6 mit ihren Innenrädern zum Innenanlauf kommen — unter der Voraussetzung, daß der Drehzapfen R_v des vorderen Helmholtz-Gestells so viel Spiel in seinem Lager hat, daß die Deichsel I_v die zugehörige Winkelstellung zum Hauptgestell einnehmen kann. — Unter der vorläufigen Annahme, daß ω_D weiterhin ≈ 0 bleibe, die hintere Baldwin-Deichsel II_h sich nicht drehe, läßt sich dann die weitere Bahn des Hauptgestells und des ganzen Fahrzeugs leicht punktweise in der oben angegebenen Weise aufzeichnen, indem man D_v auf seinem Kreisbogen ein sehr kleines Stück vorrücken läßt von der Ausgangsstellung D_{v_0} bis D_{v_1} , D_{v_1} durch eine Gerade mit D_{h_0} , der Ausgangslage von D_h , verbindet, auf dieser im Abstand $2(a+c)$ von D_{v_1} den Punkt D_{h_1} festlegt, D_v wieder ein sehr kleines Stück vorrücken läßt bis D_{v_2} , die Gerade $D_{v_2} D_{a_1}$ zieht, so D_{h_2} festlegt usw., bis die Bahn von D_h die die Innenschiene darstellende Kreislinie schneidet. Läge nun diese Schnittstelle noch im geraden Zulaufgleis mit genau parallelen Schienen und wäre die vorläufige Annahme $\omega_D = 0$ streng richtig, so würden gleichzeitig mit diesem Schnitt Achse 5 und 6 zum Innenanlauf kommen. Da aber stets die Deichsel II_h sich etwas links herum dreht und die Schnittstelle entweder schon im Bogen oder dicht

davor an einer Stelle, wo die Innenschiene der Außenschiene etwas näher liegt als im Bogen, kommt tatsächlich Achse 6 — zunächst allein — zum Innenanlauf etwas vor der Schnittstelle von D_h mit der Innenschiene in unserer zeichnerischen Darstellung der Taf. 8. So können wir näherungsweise diejenige Hauptgestell-Lage bestimmen, in der Achse 6 innen anzulaufen beginnt; die der Schnittstelle von D_h zugehörige — nur gedachte — Lage ist als Lage 2 in Taf. 8 strichpunktiert dargestellt.

Auch nach dem Anlaufbeginn von Achse 6 bleibt M nahezu in D_h liegen, solange Achse 5 noch frei läuft; somit ist die weitere Bahn von Achse 5 festgelegt durch die bekannten Bahnen der Punkte D_v , D_h und 6 und läßt sich danach leicht aufzeichnen. Das Innenrad von Achse 5 kommt im allgemeinen sehr bald zum Innenanlauf. Die hintere Helmoltz-Deichsel I_h mit Laufachse 7 verdreht sich weiterhin noch ein wenig gegenüber dem Hauptgestell und kann ebenfalls zum Innenanlauf kommen. Zur Bestimmung ihrer Bahn kann angenommen

3. Achse 5 läuft außen an, Achse 6 bleibt im Freilauf,
4. beide Achsen laufen außen an.
Wenn beide Achsen anlaufen, ist M geometrisch festgelegt, und zwar ist sein Abstand x von D_h

a) bei Anlauf von 6 innen und 5 außen:

$$x'' = (a + c) - \frac{c}{e + c} \cdot \frac{\sigma}{a + c} \cdot \frac{R}{2} \dots \dots \dots 60a),$$

b) bei Anlauf beider Achsen außen:

$$x''' = a + c \dots \dots \dots 60b).$$

Zur genaueren Untersuchung dieser verschiedenen Möglichkeiten müssen wir die Kräfte ermitteln, die am Fahrzeug bei irgendeiner Massenwirkung auftreten. Zunächst seien die Kräfte P_{D_v} und P_{D_h} ermittelt, die auf das Hauptgestell in D_v und D_h zu seiner Schwenkung ausgeübt werden müssen, wenn seine beiden Achsen 2, 3 außen, 5, 6 innen anlaufen, alle sich auf Kreisbögen von $\approx R$ m Halbmesser bewegen. Der quergerechte Trägheitswiderstand S_b des geschwenkten Hauptgestellteils von der Masse M ist im vorliegenden Bewegungs-

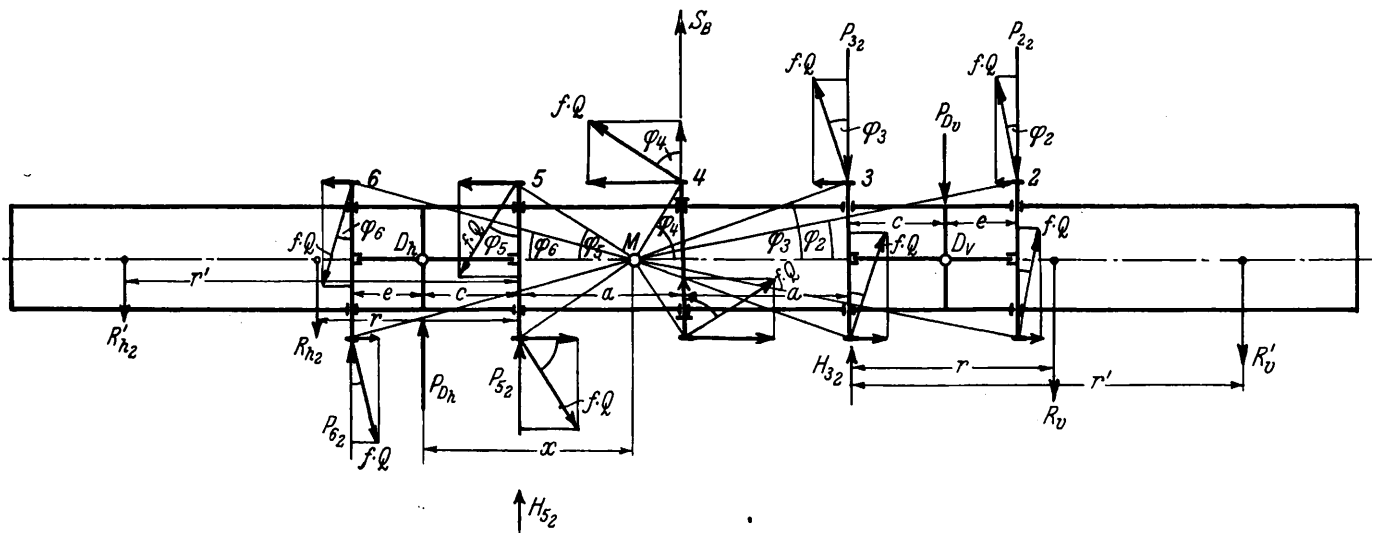


Abb. 14.

werden, daß ihr Reibungsmittelpunkt auch hier noch in der Laufachse 7 liegt.

Die Zulaufwinkel, mit denen Achse 6 und 5 innen anzulaufen beginnen, sind klein. Daher dürfte ihre unmittelbar nach dem Anlaufbeginn nach außen gerichtete Querbeschleunigung nicht sehr hoch über $-\frac{v^2}{R}$ ansteigen, sehr bald

ihre Richtung umkehren und auf $+\frac{v^2}{R}$ sinken, d. h. Achse 5 und 6 auf einem Kreisbogen vom Halbmesser R laufen. Sobald das erreicht ist, hat das Hauptgestell seine Beharrungsstellung 3 des Durchfahrens des Bogens erreicht; sie ist geometrisch festgelegt durch Vorder-Außenanlauf von Achse 2 und 3 und Hinten-Innenanlauf von Achse 5 und 6. In ihr hat M den Abstand von D_h :

$$x = x' = a + c - \frac{\sigma}{a + c} \cdot \frac{R}{2} \dots \dots \dots 60)$$

mit σ als dem Spurspiel im Bogen. In diese neue Lage rückt M vor aus D_h beim Anlaufbeginn von Achse 5 und bleibt hier während des Durchfahrens des Bogens liegen.

Bei sehr großer Massenwirkung kann Punkt M nach Anlaufbeginn von Achse 3 merklich aus D_h nach vorne heraustreten, und nach Erreichung des Beharrungszustandes des Durchfahrens können Achse 5 und 6 folgende von Stellung 3 abweichende Stellungen einnehmen, geordnet nach zunehmender Massenwirkung:

1. Achse 6 allein läuft innen an, Achse 5 bleibt im Freilauf,
2. Achse 6 läuft innen, Achse 5 außen an,

zustande $= M \frac{v^2}{R}$, der sogenannten Fliehkraft, und greift an

im Schwerpunkts-Querschnitt dieses Teils, in Abstand $\frac{l}{2}$ von

deren Vorderende, liegt also viel weiter nach hinten als das S beim Einfahren und sucht das Fahrzeug hinten stärker nach außen zu drücken. Und für P_{D_h} , von innen nach außen gerichtet, besteht nach der schematischen Abb. 14 mit deren Bezeichnungen folgende Momentengleichung der am Hauptgestell angreifenden äußeren waagerechten Kräfte um D_v :

$$+ R_{v_3} (r - c) + R_{v_3}' (r' - c) - R_{h_3} [2(a + c) + r - c] - R_{h_3}' [2(a + c) + r' - c]$$

$$+ M \frac{v^2}{R} (a + c) - 2sfQ (\sin \varphi_2 + \sin \varphi_3 + \sin \varphi_4 + \sin \varphi_5 + \sin \varphi_6)$$

$$+ 2fQ (a + c) \cos \varphi_4 + P_{D_h} \cdot 2(a + c) = 0,$$

mit den aus Abb. 14 unter Berücksichtigung von Gl. 60) leicht zu entnehmenden Werten der Winkelfunktionen. Daraus erhalten wir:

$$P_{D_h} = R_{h_3} + R_{h_3}' - \frac{r - c}{2(a + c)} (R_{v_3} - R_{h_3}) - \frac{r' - c}{2(a + c)} (R_{v_3}' - R_{h_3}') - \frac{M}{2} \frac{v^2}{R} - fQ \cos \varphi_4 + fQs \cdot \frac{\sin \varphi_2 + \sin \varphi_3 + \sin \varphi_4 + \sin \varphi_5 + \sin \varphi_6}{a + c} \dots \dots 61);$$

und weiter erhalten wir aus der Gleichung der waagerechten

am Hauptgestell angreifenden Querkräfte die Kraft P_{D_v} , von außen nach innen gerichtet:

$$P_{D_v} = P_{D_h} + M \frac{v^2}{R} + 2 f Q \cos \varphi_4 - (R_{v_3} + R_{v_3}' + R_{h_3} + R_{h_3}') \dots \dots \dots 62).$$

P_{D_v} kann bei sehr kleiner Massenwirkung, P_{D_h} bei großer Massenwirkung negativ werden. Weiter erhalten wir die Richtkräfte:

$$P_{2_3} = P_{D_v} \frac{c}{e+c} + 2 f Q \cos \varphi_2 + M_2 \frac{v^2}{R} \dots \dots \dots 63).$$

$$P_{3_3} = P_{D_v} \frac{e}{e+c} + 2 f Q \cos \varphi_3 + H_{3_3} + \frac{v^2}{R} \left(M_3 + \frac{M_1}{2} \right) \dots \dots \dots 64).$$

$$P_{5_3} = P_{D_h} \frac{e}{e+c} + 2 f Q \cos \varphi_5 - H_{5_3} - \frac{v^2}{R} \left(M_5 + \frac{M_1}{2} \right)^* \dots \dots \dots 65).$$

$$P_{6_3} = P_{D_h} \frac{c}{e+c} + 2 f Q \cos \varphi_6 - M_6 \frac{v^2}{R} \dots \dots \dots 66).$$

H_{3_3} und H_{5_3} sind nach Gl. 7) und 7 a) zu berechnen mit $x_D = \frac{d}{2}$

und den bei der Beharrungsstellung 3 auftretenden Federspannkraftwerten. Diese liegen denen der Stellung 2 sehr nahe, die aus der Bahnzeichnung (Taf. 8) entnommen werden können.

Bei kleinster bis zu ziemlich großer Massenwirkung und entsprechendem Trägheitswiderstand S_b liefern Gl. 65) und 66) positives P_{5_3} und P_{6_3} , laufen Achse 5 und 6 innen an. Bei einem gewissen sehr großen $\frac{v^2}{R}$ oder S_b aber wird $P_{5_3} = 0$ oder Achse 5

läuft nur noch gerade eben ohne Richtkraft innen an. Bei noch größerem S_b oder $\frac{v^2}{R}$ liefert Gl. 65) mit x nach Gl. 60)

ein negatives P_{5_3} , dann kommt jedenfalls Achse 5 nicht mehr zum Innenanlauf, sondern bleibt entweder freilaufend oder kommt zum Außenanlauf. Ergibt nun für die dem Innenanlauf von Achse 6 und gleichzeitigem Außenanlauf von Achse 5

zugehörigen Werte von $x = x'$, von den Winkeln φ , von den Federspannkraften und von H_5 die Gl. 61) ein solches P_{D_h} , daß Gl. 65) mit diesem auch jetzt noch ein negatives P_5 liefert, so läuft Achse 5 außen an mit dem positiven Wert dieses P_5 und Achse 6 innen. Ergibt aber die Gl. 65) ein positives P_5 , so läuft Achse 5 frei mit $P_5 = 0$, und zwar bei einem Abstand x des Punktes M von D_h , der zwischen x' und x'' liegt und dadurch bestimmt ist, daß bei ihm P_{D_h} einen solchen Wert hat, daß nach Gl. 65) $P_{5_3} = 0$ wird. Da sich x hierbei nur in sehr engen Grenzen bewegen kann, ist diese Lage des Hauptgestells leicht durch Probieren zu finden. Die Gl. 63) bis 66) ergeben dann wieder die zugehörigen Richtkräfte. Mit Entfernung der Achse 5 von der Innenschiene rückt M nach vorne, steigt ein wenig $\Sigma \sin \varphi$, sinkt stark $\cos \varphi_4$, steigen R_h und R_h' , wächst also nach Gl. 61) P_{D_h} und nach Gl. 65) auch $+P_{5_3}$.

Dasjenige $\frac{v^2}{R}$, bei dem Achse 5 die Innenschiene noch eben ohne Richtkraft berührt, erhalten wir, indem wir für $x = x'$ und die zugehörigen Werte von H_5 und H_3 aus Gl. 65) P_{D_h} ausrechnen für $P_{5_3} = 0$, dieses P_{D_h} in Gl. 61) einsetzen und sie nach $\frac{v^2}{R}$ auflösen.

Die beiden anderen bei noch größerem S_b oder $\frac{v^2}{R}$ auftretenden Fälle lassen sich ähnlich behandeln, doch kommen sie in Wirklichkeit wohl kaum vor.

*) Wenn auch Deichsel I_h bereits ihre Beharrungslage des Durchfahrens eingenommen hat.

Für unser Zahlenbeispiel erhalten wir folgendes, bei Auftreten von $\left(\frac{v^2}{R}\right)_{\max} = 1$ oder der größten Massenwirkung:

$$S_b = \frac{100000}{9,81} \cdot 1 = 10200 \text{ kg.}$$

Aus Taf. 8 entnehmen wir für die zwar nur gedachte, aber der wirklichen Beharrungsstellung 3 des Innenanlaufs von Achse 5 und 6 ziemlich naheliegende Stellung 2:

$$R_{v_2}' = 1350 \text{ kg, } R_{v_2} = 2280 \text{ kg, } R_{h_2}' = 550 \text{ kg, } R_{h_2} = 840 \text{ kg.}$$

Mit diesen Werten erhalten wir:

$$H_{3_3} = R_{v_2} \cdot \frac{d-r}{d} + R_{v_2}' \cdot \frac{d-r'}{d} - 2 f Q_1 \frac{s^2}{\sqrt{\frac{d^2}{4} + s^2}} \cdot \frac{1}{d} = 1085 \text{ kg.}$$

$$H_{5_3} = R_{h_2} \cdot \frac{d-r}{d} + R_{h_2}' \cdot \frac{d-r'}{d} + 2 f Q_1 \frac{s}{d} = 1085 \text{ kg.}$$

Für Innenanlauf sowohl von Achse 6 als von Achse 5 ist weiter nach Gl. 60) $x = x' = 2,12 \text{ m}$, nach Gl. 61) $P_{D_h} = -4305 \text{ kg}$, nach Gl. 65) $P_{5_3} = -545 \text{ kg}$ und nach Gl. 66) $P_{6_3} = +675 \text{ kg}$. Diese Stellung mit diesem x und diesen Richtkräften tritt also nicht auf, nur Achse 6 läuft sicher innen an. Achse 5 dagegen entweder frei oder außen an. Wir versuchen es mit Außenanlauf. Nach Gl. 60 a) ist dafür $x = x'' = 2,32 \text{ m}$. M also um 0,20 m vorgerückt. Wir zeichnen uns die Stellung des Fahrzeugs mit Außenanlauf von Achse 2, 3 und 5, Innenanlauf von Achse 6 auf*), entnehmen daraus die Federspannkraften $R_{v_2}' = 1295 \text{ kg}$, $R_{v_2} = 2220 \text{ kg}$, $R_h = 920 \text{ kg}$, $R_h' = 665 \text{ kg}$ und berechnen damit wie oben die Deichselrückdrücke $H_5 = 1135 \text{ kg}$, $H_3 = 1020 \text{ kg}$, die sich nicht stark von denen für gleichzeitigen Innenanlauf von Achse 5 und 6 unterscheiden. Mit den φ -Werten für dieses x und mit diesen Federspannkraft- und Rückdruckwerten erhalten wir aus Gl. 61) $P_{D_h} = -3665 \text{ kg}$ und aus Gl. 65) $P_5 = -10 \text{ kg} = 0$. Diese Stellung tritt also wirklich auf, Achse 5 läuft fast ohne Richtkraft außen an; für die übrigen Richtkräfte erhalten wir dann aus den Gl. 62), 63), 64), 66): $P_{D_v} = 2700 \text{ kg}$, $P_2 = 5400 \text{ kg}$, $P_3 = 6080 \text{ kg}$ und $P_6 = 1070 \text{ kg}$ statt 675 kg. Achse 5 kommt zum Innenanlauf bei $\frac{v^2}{R} = 0,78$, also bei noch ziemlich großer Massenwirkung. Für Achse 1 erhalten wir die Richtkraft $P_1 = 5670 \text{ kg}$.

Diesen Richtkräften gehören zu die Raddruckerhöhungen der anlaufenden Räder:

$$\Delta Q_{1_a} = \left(P_1 - 2 f Q_1 \frac{\frac{d}{2}}{\sqrt{\frac{d^2}{4} + s^2}} \right) \frac{h_1}{2s} = 740 \text{ kg.}$$

$$\Delta Q_{1_b} = \frac{S_b}{n} \cdot \frac{h_2}{2s} = 1260 \text{ kg, } \Delta Q_1 = 2000 \text{ kg,}$$

$$\Delta Q_2 = 2140 \text{ kg, } \Delta Q_3 = 2530 \text{ kg,}$$

$$\Delta Q_{5_a} = (P_5 + 2 \cdot f Q \cos \varphi_5) \frac{h_1}{2s} = 1520 \text{ kg, } \Delta Q_5 = 2780 \text{ kg,}$$

$$\Delta Q_{6_a} = -(2 f Q \cos \varphi_6 - P_6) \frac{h_1}{2s} = -1130 \text{ kg, } \Delta Q_6 = +130 \text{ kg}$$

und die Führungsdrücke:

$$Y_1 = P_1 - f(Q_1 + \Delta Q_1) \frac{\frac{d}{2}}{\sqrt{\frac{d^2}{4} + s^2}} = 3820 \text{ kg,}$$

$$\frac{Y_1}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,364, \quad Y_2 = 3220 \text{ kg,} \quad \frac{Y_2}{Q + \Delta Q_2} = 0,29,$$

*) In Taf. 8 nicht eingetragen.

$$Y_3 = 3930 \text{ kg. } \frac{Y_3}{Q + \Delta Q_2} = 0,34,$$

$$Y_5 = f(Q + \Delta Q_5) \cdot \cos \varphi_5 + P_5 = 2130 \text{ kg. } \frac{Y_5}{Q + \Delta Q_5} = 0,18.$$

$$Y_6 = f(Q + \Delta Q_6) \cos \varphi_6 - P_6 = 710 \text{ kg. } \frac{Y_6}{Q + \Delta Q_6} = 0,08.$$

Für Massenwirkung = 0, $\frac{v^2}{R} = 0$, Innenanlauf von Achse 5

und 6 erhalten wir:

$$P_{D_h} = 795 \text{ kg, } P_{D_v} = -2270 \text{ kg, } P_1 = 5750 \text{ kg, } P_2 = 2210 \text{ kg}$$

$$P_3 = 2440 \text{ kg, } P_5 = 3380 \text{ kg, } P_6 = 3940 \text{ kg.}$$

$$\Delta Q_1 = + 720 \text{ kg. } \Delta Q_2 = -615 \text{ kg. } \Delta Q_3 = -445 \text{ kg,}$$

$$\Delta Q_5 = + 160 \text{ kg. } \Delta Q_6 = + 215 \text{ kg und}$$

$$Y_1 = + 4010 \text{ kg, } \frac{Y_1}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,44.$$

$$Y_2 = + 565 \text{ kg, } \frac{Y_2}{Q_2 + \Delta Q_2} = 0,064,$$

$$Y_3 = + 825 \text{ kg, } \frac{Y_3}{Q_3 + \Delta Q_3} = 0,096,$$

$$Y_5 = + 1835 \text{ kg, } \frac{Y_5}{Q_5 + \Delta Q_5} = 0,20,$$

$$Y_6 = + 2160 \text{ kg, } \frac{Y_6}{Q_6 + \Delta Q_6} = 0,23.$$

Die Führungsdrücke sind alle niedrig und liegen alle weit unter der Entgleisungsgrenze. Daß Y_1 bei $\frac{v^2}{R} = 0$ etwas größer

ist als bei $\left(\frac{v^2}{R}\right)_{\max}$, erklärt sich daraus, daß in jenem Falle R_v und R_v' etwas größer sind. Ein Vergleich mit den Zahlenwerten des Abschnitts II zeigt, daß mit fortschreitendem Einfahren Y_1 stetig zunimmt, Y_2 und Y_3 stetig abnehmen, infolge zunehmender Beteiligung der Achse 1 an der Führung. Das Verhältnis von Y_1 zu Y_2 und Y_3 ist vor allem bestimmt durch die Größe der Federkräfte R und R' . Diese dürften hier zweckmäßig bemessen sein. Eine Verstärkung empfiehlt sich auch mit Rücksicht auf die Erhöhung des Schwenkwiderstandes durch die beiden hinteren Federn nicht. Der Drehzapfen D_v ist in Stellung 3 (Innenanlauf von Achse 5 und 6) um 53 mm aus seiner Mittelstellung ausgelenkt.

Die Lokomotive verhält sich beim Einfahren recht günstig. Die vordere Laufachse bereitet das Einschwenken vor, lockert den Haftscluß der Hauptgestellräder, Achse 2 leitet das Einschwenken sanft ein mit günstiger selbsttätig veränderlicher Untersetzung ihrer Ablenkung auf das Hauptgestell. Achse 3 vollendet das Einschwenken; sie läuft zwar hart an, teilt sich aber mit Achse 2 in die Überwindung des dynamischen und mit Achse 2 und 1 in die Überwindung des statischen Schwenkwiderstandes des Fahrzeugs. Der vordere Punkt des Hauptgestells, an dem es geschwenkt wird und der hintere, um den es geschwenkt wird, liegen im Vergleich zur Gesamtfahrzeuglänge ziemlich weit auseinander; die geführte Länge ist trotz der starken Bogenläufigkeit ziemlich groß. Beim Durchfahren des Bogens verteilt sich der gesamte Führungsdruck auf 4 bis 5 Anlaufstellen.

Elektrisch gesteuerte Triebwagenbremsen.

Von Reichsbahnrat Röbling, München.

Die elektrisch gesteuerte Bremse gewinnt in den letzten Jahren für den Triebwagenverkehr der Deutschen Reichsbahn immer mehr an Bedeutung. Bei der Berliner S-Bahn, wo sie erstmalig verwendet wurde, hat sie sich in bisher zehnjähriger Betriebszeit bestens bewährt. Sie wurde hier mit der Knorr-Einkammerschnellbremse vereinigt und ist nun weiterhin in etwas vereinfachter Form bei den Nachlieferungen der Berliner S-Bahn, den künftigen Gleichstromtriebwagen der Hamburger Vorortbahn, sowie bei zwei- und dreiteiligen Hauptbahntriebwagen vorgesehen worden. Ebenso steht zu erwarten, daß sie auch bei den Triebwagen der Münchener U-Bahn Verwendung finden wird. In Verbindung mit der Hildebrand-Knorr-Personenzugsbremse ist sie bei den dreiteiligen Wechselstromtriebwagen der Reihe 13 seit etwa zwei Jahren im Betrieb, während sie bei den neuen dreiteiligen dieselektrischen Schnelltriebwagen der Bauart Köln mit der Hikss-Bremse zusammen durchgebildet wurde. Auch bei dem im Entwurf befindlichen dreiteiligen Wechselstrom-Schnelltriebwagen der Reihe 19 wird sie mit der Hikss-Bremse vereinigt.

Die Einführung der elektrisch gesteuerten Bremse brachte folgende Vorteile mit sich:

1. Schnelles und gleichmäßiges Anziehen und Lösen sämtlicher Bremsen bei kurzen und langen Zügen ohne Stoßwirkung.
2. Feinste Stufbarkeit der Bremskraft beim Bremsen und Lösen.
3. Einfachste Bedienung, dadurch Entlastung des Triebwagenführers.

Mit einer solchen Bremse kann eine dichte Zugfolge mit kurzen Haltabständen und wechselnden Zuglängen, wie dies bei der S-Bahn der Fall ist, einwandfrei beherrscht werden. Weiterhin ist man in der Lage, Triebwagen mit dem vereinfachten Steuerventil (Hikpt), welches nur für kurze Zugeinheiten entwickelt wurde, zu größeren Zügen zusammenzustellen, wenn es der Verkehr erfordert. Begünstigt wurde

die Einführung der elektrisch gesteuerten Bremse durch die Verwendung der völlig selbsttätigen Scharfenbergkupplung, bei der neben den Luftleitungen auch die elektrischen Steuerleitungen selbsttätig gekuppelt werden.

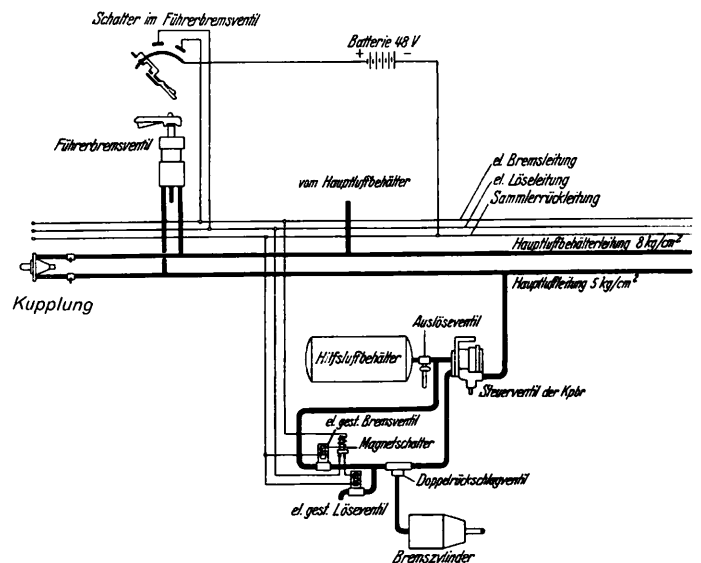


Abb. 1. Elektrisch gesteuerte Knorr-Einkammer-Schnellbremse Kpbr el mit Niederspannungssteuerung.

Die mit der schnellwirkenden Druckluftbremse der Bauart Knorr (Kpbr.) vereinigte elektrisch gesteuerte Bremse ist eine Einkammerbremse, die sowohl pneumatisch wie elektrisch betätigt werden kann. Abb. 1 zeigt das Schema der Bremsanlage. An dem unter Hauptluftleitungsdruck (5 kg/cm²) stehenden Hilfsluftbehälter ist ein elektrisches Bremsventil angeschlossen, welches bei Erregung der darin befindlichen Magnetspule Druckluft vom Hilfsluftbehälter über ein Doppel-

rückschlagventil in die Bremszylinder strömen läßt. Ein zweites Magnetventil, das elektrische Löseventil, verbindet bei erregter Magnetspule die Bremszylinder mit der Außenluft. Je nach Erregung des einen oder anderen Ventils wird also ein Brems- oder Lösevorgang eingeleitet oder unterbrochen. Ein Magnetschalter, der mit seiner Wicklung in der Steuerleitung des Bremsventils und mit den Kontakten in der Leitung des Löseventils liegt, unterbricht bei erregtem Bremsventil die elektrische Löseleitung und verhindert so ein unerwünschtes Lösen der Bremse.

Zum Bedienen der elektrisch gesteuerten Bremse besitzt das Führerbremsventil zwei Stellungen, eine Brems- und eine Lösestellung, in denen beim Andrücken einer im Griff befind-

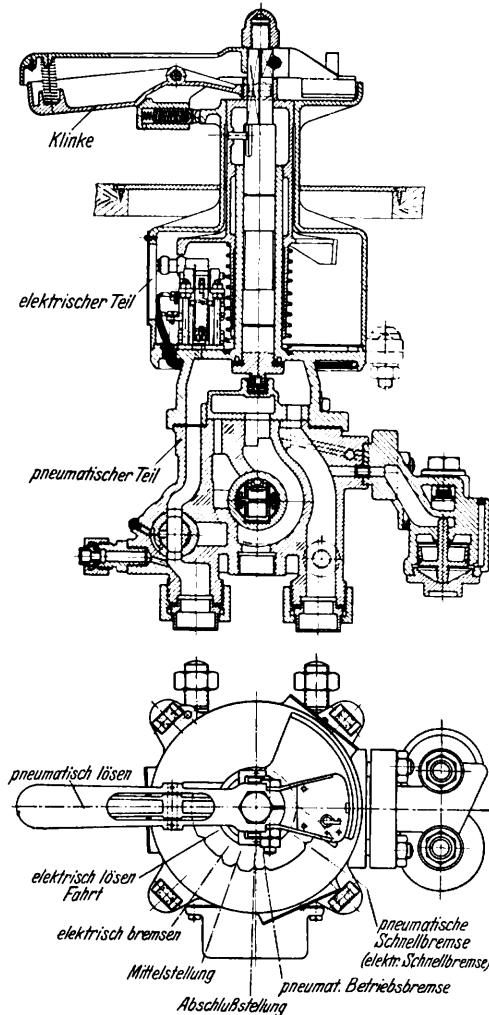


Abb. 2. Führerbremsventil.

lichen Klinke (siehe Abb. 2) die zu den elektrischen Ventilen führenden Steuerleitungen von der Stromquelle aus gespeist werden. Die elektrischen Leitungen sind außerdem auch zu den Kabelkupplungen an den beiden Enden des Wagens geführt, so daß die Steuerung sämtlicher Wagen eines Zuges von einem Führerstand aus möglich ist und alle Bremsen gleichzeitig betätigt werden. Im Gegensatz zur druckluftbetätigten Bremse ist hier die Durchschlagszeit praktisch gleich 0, die Bremszylinderdrücke steigen und fallen gleichzeitig, so daß auch bei längeren Zügen keine Stöße und Zerrungen auftreten.

Die elektrisch gesteuerte Bremse ist eine nicht selbsttätige Bremse und in ihrer Wirkungsweise etwa der Zusatzbremse bei Lokomotiven oder der Henry-Bremse vergleichbar. Um den Forderungen des Eisenbahnbetriebes zu genügen, mußte sie mit einer selbsttätigen Druckluftbremse vereinigt werden (Bremsen bei Zugtrennung und Notbremsung vom

Zuge aus). Abb. 1 zeigt sie im Zusammenwirken mit der Knorr-Einkammerschnellbremse.

Das schnellwirkende Steuerventil (Bauart EVB.) ist an die Hauptluftleitung angeschlossen und mit dem schon erwähnten Hilfsluftbehälter sowie in der Leitung zum Bremszylinder liegenden Doppelrückschlagventil verbunden. Bei Bedienung der Druckluftbremse, bzw. Druckverminderung in der Hauptluftleitung geht das Steuerventil in die Bremsstellung und verbindet den Hilfsluftbehälter über das Doppelrückschlagventil mit dem Bremszylinder. Das Doppelrückschlagventil erfüllt dabei die Aufgabe, die druckluftbetätigte und die elektrisch gesteuerte Bremse gegenseitig pneumatisch zu verriegeln, indem es bei Belüftung von der Steuerventilseite her die Leitung zum Brems- und Löseventil selbsttätig abschließt, während es bei elektrisch betätigter Bremse nur den Weg von dieser Seite aus freigibt. Beim Lösen durch Erhöhung des Leitungsdruckes wird der Bremszylinder über das Steuerventil wieder ganz entlüftet.

Im Führerbremsventil (siehe Abb. 2) sind die pneumatischen mit den elektrischen Schaltstellungen vereinigt. Die Schalter für die elektrische Steuerung befinden sich im mittleren Teil des Gehäuses und werden durch die Klinke über einen Zylinder mit Schaltnocken betätigt, während der untere Teil die zur Druckluftsteuerung notwendigen Organe aufnimmt. Die Stellungen des Führerbremshebels für die Bedienung der Druckluftbremse entsprechen den üblichen sechs Stellungen der Vollbahnführerbremsventile. Die elektrische Brems- sowie Lösestellung ist derart eingearbeitet, daß die pneumatische Fahrstellung sich über zwei Rasten erstreckt. Beim Drücken der im Handgriff befindlichen Klinke in der ersten Raste der Fahrstellung werden alle elektrischen Löseventile des Zuges betätigt, bei Bedienen der Klinke in der zweiten Raste die elektrischen Bremsventile. Da das Führerbremsventil sich in beiden Rasten pneumatisch in Fahrstellung befindet, ist diese Seite der Bremse und das Steuerventil unbeeinflusst. Letzteres verbleibt in der Lösestellung und speist dabei über die in seinem Steuerkolben befindliche Nut während des Bremsens mit elektrischer Steuerung den Hilfsluftbehälter dauernd nach. Die elektrisch gesteuerte Bremse ist unerschöpfbar. Durch Andrücken der Klinke bzw. Schließen des Steuerstromkreises der Brems- oder Löseventile kann je nach Bedienungszeit die Bremskraft in kleinsten Stufen gesteigert und ermäßigt werden. Es kann also stufenweise gebremst und gelöst werden. Bei Zugtrennung bzw. plötzlicher Entlüftung der Hauptluftleitung spricht sie nicht an, sie ist also nicht selbsttätig.

Die Einkammer-Druckluftbremse als solche ist erschöpfbar, wenn zwischen wiederholtem Bremsen und Lösen nicht ausreichend Zeit zum Füllen des Hilfsluftbehälters vorhanden ist, stufenweise kann gebremst aber nicht gelöst werden. Bei plötzlicher Entlüftung der Hauptluftleitung geht das Steuerventil in die Schnellbremsstellung und gibt den Weg vom Hilfsluftbehälter zum Bremszylinder frei. Die Druckluftbremse ist also selbsttätig. Durch Vereinigung beider Bremsen konnten so mit den einfachsten Mitteln alle drei Bedingungen einer betriebstüchtigen Bremse erfüllt werden.

Die bisher angewandte Steuerungsart der Berliner S-Bahn weicht von der oben geschilderten insofern ab, als sie zum Steuern der elektrisch betätigten Bremsen die Stromschienenspannung, also 800 Volt, benutzt. Das Schließen und Öffnen der Stromkreise geschieht durch besondere Schütze — Brems- und Löseschütz —, welche vom Führerbremsventil — ebenfalls durch Andrücken der Klinke im Führerbremsventilhebel — mit Druckluft gesteuert werden und in nächster Nähe desselben im Führerstand untergebracht sind. Vor den elektrischen Ventilen wird die Spannung mittels Widerständen auf 110 Volt ermäßigt (siehe Abb. 3). Durch Einführen der Batteriespeisung mit Niederspannung und direktes Schalten im Führerbrems-

ventil konnte diese Anordnung wesentlich vereinfacht werden. Sie hat gegenüber der Speisung von der Stromschiene den Vorteil, daß die elektrische Steuerung ebenfalls verwendbar bleibt in Gleisabschnitten, in denen die Stromzuführung unterbrochen ist. Auch hat sich die Batterie seither als sehr zuverlässige Stromquelle im Triebwagenbetrieb erwiesen.

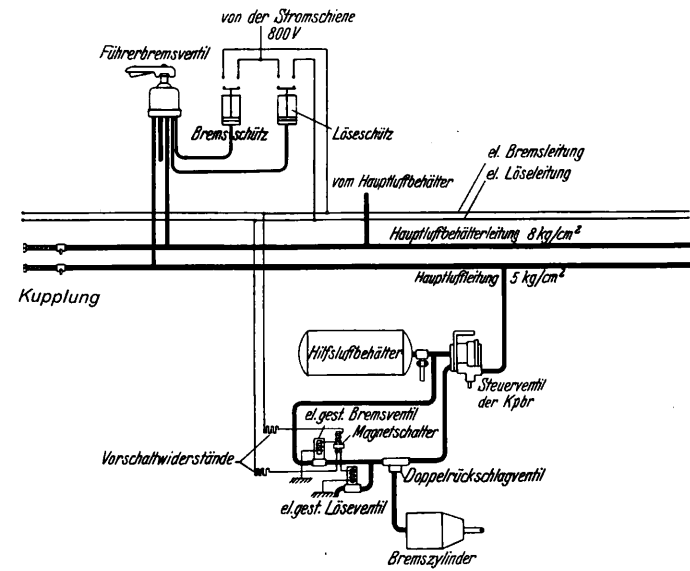


Abb. 3. Elektrisch gesteuerte Knorr-Einkammer-Schnellbremse Kpbr el mit Hochspannungssteuerung.

Brems- und Löseventil, sowie Magnetschalter und Doppelrückschlagventil sind in einem Kasten untergebracht, der unter dem Wagenlängsträger hängt und durch eine seitliche Klappe bequem zugänglich ist (siehe Abb. 4). Um bei ganz strengem Winter keine Störungen durch Einfrieren der Apparate befürchten zu müssen, ist ein kleiner elektrischer Heizkörper eingebaut. Ein Voltmeter im Führerstand, welches die Batteriespannung anzeigt, läßt dem Triebwagenführer die Betriebsbereitschaft der Bremse erkennen.

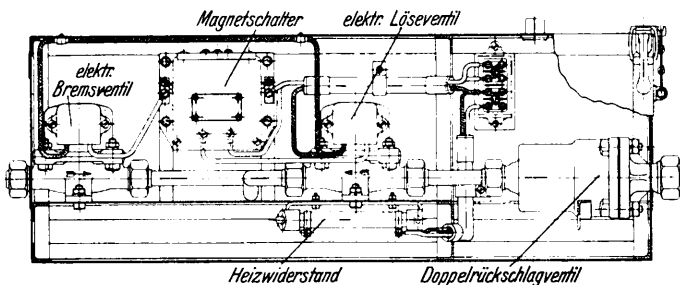


Abb. 4. Apparate der elektrisch gesteuerten Bremse im Schutzkasten.

Bei einer Schnellbremsung durch den Triebwagenführer oder Notbremsung vom Zuge aus wirkt die S-Bahnbremse nur als Druckluftbremse. Eine Verbindung von pneumatischer und elektrischer Steuerung würde wegen der damit verbundenen Schwierigkeiten im Doppelrückschlagventil zusätzliche Apparate erfordern. Bei den äußerst selten vorkommenden Schnellbremsungen schien der Apparatemehraufwand zur Erzielung eines kürzeren Bremsweges und stoßfreien Haltens nicht gerechtfertigt, auch lag hierzu kein Bedürfnis des Betriebes vor.

Die Bremse, mit der man bei 80%iger Abbremsung Geschwindigkeiten bis zu 120 km/h in der vorliegenden Schaltung fahren kann, ist bei den S-Bahnwagen, den Hamburger Vorortbahnwagen, zwei und dreiteiligen Hauptbahntriebwagen in allen ihren Teilen gleich ausgebildet und unterscheidet sich

nur in der Höhe der Steuerspannung, die bei den neuen S-Bahnwagen 48 Volt, bei den übrigen Wagen 110 Volt beträgt.

Eine andere Art der Vereinigung von elektrisch gesteuerter Bremse und Druckluftbremse zeigen die dreiteiligen Wechselstromtriebwagen der Reihe 13, bei denen für die Druckluftbremssteuerung das für Triebwagen entwickelte leichte Hikpt-Steuerventil der Hildebrand-Knorr-Bremse verwendet wurde (siehe Abb. 5). Dieses Ventil hat gegenüber dem Einfachsteuerventil den Vorteil der Mehrlösigkeit und des selbsttätigen Nachspeisens bei absinkendem Bremszylinderdruck. Die Bremse ist also hier auch in ihrem druckluftgesteuerten Teil stufenweise lösbar und unerschöpfbar. Die Aufgabe des Hilfsluftbehälters der Kpbr. erfüllt bei der Hik-Bremse der Vorratsbehälter (R-Behälter). Weiterhin wurde bei diesen Wagen auch in der Schnellbremsstellung die elektrisch gesteuerte Bremse angeschlossen, um den Bremsweg zu verkürzen und ein stoßfreies Halten bei Schnellbremsungen zu ermöglichen. Hierdurch war zusätzlich zu der bereits dargestellten Schaltungsweise der Einbau eines Druckminderventils und eines selbsttätigen Absperrventils notwendig. Das Druckminderventil begrenzt den Höchstdruck der elektropneumatischen Seite auf 3 kg/cm²,

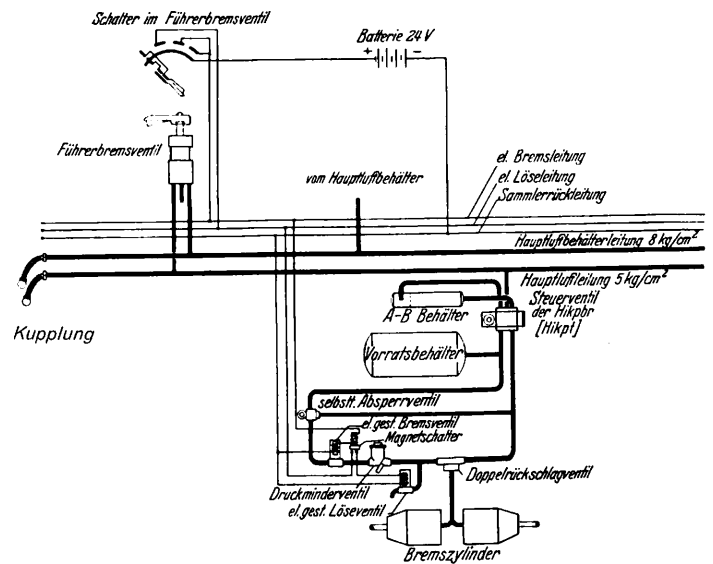


Abb. 5. Elektrisch gesteuerte Hikp-Bremse mit Hikpt-Steuerventil Hikpbr [Hikpt] el.

während das Absperrventil die Leitung zwischen Doppelrückschlagventil und Vorratsbehälter abschließt, wenn die Bremszylinder vom Steuerventil aus mit Druckluft gespeist werden. Bei den gewöhnlichen Betriebsbremsungen ist der Bremsvorgang ähnlich wie bereits geschildert. Beim Einleiten einer Schnellbremsung durch Herumlegen des Führerbremsehebels in die Schnellbremsstellung wird, ohne daß die Hebelklinke besonders betätigt wird, selbsttätig der elektrische Bremsstromkreis geschlossen und die Magnetspule des Bremsventils erregt, so daß die Bremszylinder zunächst vom Vorratsbehälter aus über das geöffnete elektrische Bremsventil und das Doppelrückschlagventil gefüllt werden. Da aber in der Schnellbremsstellung des Führerbremsehebels auch die Hauptluftleitung entlüftet wird, steuert das Hikpt-Steuerventil in die Bremsstellung um und läßt Druckluft mit dem normalen Ausgleichdruck von 3,6 kg/cm² zum Doppelrückschlagventil strömen. Während nun der Luftdruck auf der elektrischen Seite durch das Druckminderventil auf 3 kg/cm² begrenzt ist, kommt auf der Luftbremsseite der größere Ausgleichdruck von 3,6 kg/cm² zur Wirkung, so daß das Doppelrückschlagventil nach kurzer Zeit (etwa 2 Sek.) umsteuert und das Steuerventil mit den Bremszylindern verbindet. Dabei wird die Rohrleitung auf der elektrischen Seite über eine Bohrung im Doppel-

rückschlagventil entlüftet. Diese Entlüftung der elektrischen Seite ist erforderlich, um nach vorangegangener Bremsung die Bremszylinder auch pneumatisch auslösen zu können. Da das elektrisch gesteuerte Bremsventil in der Schnellbremsstellung des Führerbremsventilhebels geöffnet bleibt, bestände die Gefahr, daß auch der Vorratsbehälter über die Entlüftungsbohrung im Doppelrückschlagventil allmählich entleert wird.

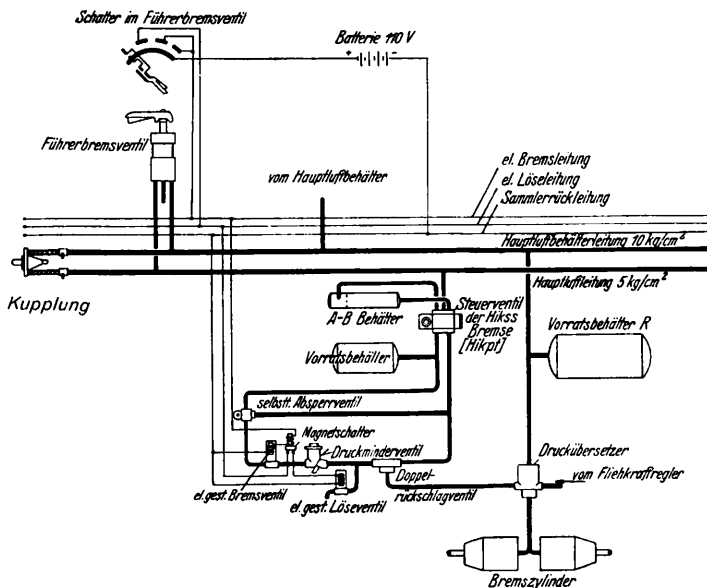


Abb. 6. Elektrisch gesteuerte Hikss-Bremse mit Hikpt-Steuventil H.kssbr [H.kpt] el.

Dies wird durch das Absperrventil verhindert, welches die zum Vorratsbehälter führende Leitung abschließt, sobald auf der Luftbremsseite ein Druck von etwa 3 kg/cm^2 herrscht. Schnellbremsungen durch Ziehen des Notbremszuges werden in der üblichen Weise nur pneumatisch eingeleitet, da hier lediglich die Druckverminderung in der Hauptluftleitung das Hikpt-Steuventil ansprechen läßt. Der durch die elektrische Vorsteuerung bei Schnellbremsung erzielte Bremsweggewinn beträgt bei einem aus drei dreiteiligen Wagen zusammengestellten Zug bei einer Schnellbremsung aus 120 km/h etwa 60 m .

Abb. 6 zeigt die elektrisch gesteuerte Bremse in Verbindung

mit der Hikss-Bremse. Bei hochabgebremsten Fahrzeugen für Höchstgeschwindigkeiten bis zu 160 km/h übernimmt das Druckluftsteuerventil nur die Aufgabe der Vorsteuerung, während das Auffüllen der Bremszylinder selbst von der Hauptluftbehälterleitung bzw. dem Vorratsbehälter aus über den Druckübersetzer erfolgt*). Wie der Name besagt, übersetzt letzterer die vom Hik-Steuerventil kommenden Druckluftimpulse, so daß das Fahrzeug bis zu 200% seines Gewichtes abgebremst werden kann. Die elektrisch gesteuerte Bremse wirkt also hier auch nur auf den Druckübersetzer und ist genau wie bei der vorher geschilderten elektrisch gesteuerten Hikp-Bremse mit dieser vereinigt. Das Steuerventil ist das für schnellfahrende Triebwagen entwickelte Hikst-Ventil, das in Zukunft aus Gründen der Einheitlichkeit durch das Hikpt-Ventil ersetzt werden wird; im übrigen ist die Schaltung der Apparate die gleiche wie bei den dreiteiligen Wechselstromtriebwagen der Reihe 13. Da die Leitung vom Doppelrückschlagventil zum Druckübersetzer so kurz wie möglich bemessen ist, steuert dieser entsprechend den vom Führerbremsventil elektrisch gegebenen Impulsen beim Bremsen oder Lösen fast gleichzeitig um.

Die elektrisch gesteuerte Bremse gestattet ein angenehmes Bremsen und erfordert keine besondere Geschicklichkeit des Personals. Auch bei längeren Gefällen macht sich die feine Stufbarkeit des Bremszylinderdruckes angenehm bemerkbar. Bei einmaligem Einstellen des Bremszylinderdruckes und kurzem Andrücken der Klinke zum Ausgleichen der Geschwindigkeit bei wechselndem Gefälle läßt sich ein gleichmäßiges Anbremsen des Triebwagens ohne Mühe erreichen und dabei das auf den Fahrgast so unangenehm wirkende Auflaufen oder Zerren des Zuges vermeiden. Ganz besonders aber als angenehm wird das Regulieren der Fahrgeschwindigkeit bei kurzen Haltabständen und kurvenreichen Strecken der Stadtbahnen empfunden, wo sie dem Triebwagenführer die Möglichkeit gibt, die Züge durch kurzen Klinkendruck in raschster Zeit die gerade erforderliche Verzögerung zu erteilen und sie auf den Meter genau am Bahnsteig ohne Ruck halten zu lassen.

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 5, S. 86, „Neues auf dem Gebiet der Druckluftbremsen“ von Reichsbahnoberrat Ernst Schroeder.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Bremsen für hohe Fahrgeschwindigkeiten.

Um einen Zug auf kürzester Strecke zum Halten zu bringen, muß bekanntlich eine gleichbleibend hohe Bremswirkung, die möglichst in der Nähe der Haftungsgrenze zwischen Rad und Bremsklotz liegt, ausgeübt werden. Sie wird ausgedrückt durch das Produkt $P \cdot f$, wobei P der Druck der Bremsklötze auf die Räder und f der Reibungswert ist. Da sich f mit der Fahrgeschwindigkeit ändert, muß P in entgegengesetztem Sinn abgestuft werden können. Neuere Versuche der Italienischen Staatsbahnen bestätigten die auch anderwärts gewonnene Erfahrung*), daß die mit gewöhnlichen gußeisernen Bremsklötzen erreichbaren mittleren Reibungswerte beträchtlich unter den von früheren Forschern gefundenen und bisher allgemein angenommenen liegen. Dies ist auf die hohen spezifischen Bremsklotzdrücke zurückzuführen, welche wegen der bei großen Geschwindigkeiten erforderlichen hohen Bremsprozentage notwendig geworden sind. Es gibt einen kritischen spezifischen Druck**), jenseits dessen der Rei-

*) Siehe auch Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, Heft 13.

**) Nach den Versuchen der Deutschen Reichsbahn läßt sich ein kritischer spezifischer Klotzdruck, jenseits dessen der Reibungswert sehr niedrige Beträge annimmt, nicht angeben; vielmehr verläuft der Reibungswert in Abhängigkeit vom Klotzdruck hyperbelartig, sinkt also anfangs schnell, bei geringeren Geschwindigkeiten nur mehr langsam.

bungswert sehr niedrige Beträge annimmt. Die Verlängerung der Bremsklötze bringt keinen Erfolg, weil die Form des Klotzes sich durch die Erwärmung so ändert, daß seine äußeren Enden vom Rad abgehoben werden, da sein Krümmungshalbmesser größer wird.

Auf dem Versuchswege wurde die geeignetste Form des Bremsklotzes und ein Verfahren zur Messung des Reibungswertes in jedem Punkt des Verlaufes der Bremsung ermittelt, um davon ausgehend den Bremsklotzdruck entsprechend abzustufen zu können. Die Vorteile der zweiteiligen Sohle ergaben sich so eindeutig, daß man der Entwicklung eines Bremsklotzes mit sogar vierteiliger Sohle nähertrat. Ist der Bremsweg des Versuchswagens mit gewöhnlichen einteiligen, gußeisernen Bremsklötzen ohne Übergriff bei 103 km/h Anfangsgeschwindigkeit 1000 m *), so beträgt er für den Klotz mit eingelegter, einteiliger Sohle 920 m , für den gewöhnlichen Klotz mit Übergriff 850 m für den Klotz mit zweiteiliger Sohle 770 m und für den Klotz mit zweiteiliger Sohle und Übergriff 635 m .

Die verwendete Meßvorrichtung gestattete die gleichzeitige Aufzeichnung des radialen Druckes R zwischen Klotz und Radumfang und der tangentialen Umfangskraft T . Daraus folgt ohne

*) Aus den Bremswegen ist zu schließen, daß es sich um Bremsungen mit mäßigem spezifischen Klotzdruck handelt. Bei Schnellbremsungen ist nach deutschen Versuchen der Unterschied viel geringer.

weiteres der Reibungswert zu T/R. Die Einrichtung bestand aus zwei hydraulischen Meßdosen in unmittelbarer Verbindung mit dem zu prüfenden Bremsklotz, die über biegsame Kupferröhren auf die Druckmesser und Schreibvorrichtungen einwirkten. Es ergab sich, daß während der Bremsung der Reibungswert zwischen Rädern und gußeisernen Bremsklötzen aus verschiedenen zusammenwirkenden Ursachen praktisch gleich bleibt, so lange die Geschwindigkeit nicht unter 35 bis 40 km/h sinkt. Die Versuchsgeschwindigkeiten lagen dabei bis zu 125 km/h Anfangswert. In diesem Bereich muß die Radialkraft R konstant bleiben, damit die größte Bremswirkung erzielt wird; eine einstufige Bremsdruckregelung ist also ausreichend, was in Deutschland bereits bekannt war. Erst wenn die Geschwindigkeit unter 35 bis 40 km/h sinkt, muß der Bremsdruck entsprechend ermäßigt werden, damit die verzögernde Kraft die Reibungsgrenze nicht übersteigt und kein Schleifen der Räder auf den Schienen eintritt.

Die auf Grund der Versuche verbesserte Bremsenrichtung der italienischen Staatsbahnen für hohe Geschwindigkeiten besitzt die Haupteigenschaft, daß unterhalb 50 km/h Fahrgeschwindigkeit der Druck im Bremszylinder und daher der Bremsklotzdruck verringert wird. Diese Einrichtung besteht aus zwei verschiedenen Teilen, aus einem Quecksilber-Fliehkraftschalter, der den Zweck verfolgt einen elektrischen Stromkreis zu öffnen oder zu schließen, je nachdem die Geschwindigkeit unter oder über 50 km/h beträgt, und aus dem eigentlichen pneumatischen Druckregler für den Bremszylinder, dessen Wirkung vom erwähnten Stromkreis ausgelöst wird. Der Fliehkraftschalter wird unmittelbar vom Ende einer Fahrzeugachse angetrieben. Er enthält fünf um die wagrechte Achse symmetrisch angeordnete, teilweise mit Quecksilber gefüllte Behälter, in welche Kontaktdrähte hineinragen, die je nach der Verteilung des Quecksilbers in den einzelnen Behältern kurzgeschlossen oder unterbrochen sind. Stromquelle ist z. B. eine gewöhnliche Beleuchtungsbatterie. Bei Fahrgeschwindigkeiten unter 50 km/h ist das Quecksilber so gelagert, daß wenigstens ein Kontakt offen bleibt, während die Fliehkraft bei Geschwindigkeiten über 50 km/h das Quecksilber nach außen drängt, so daß der Stromkreis geschlossen ist. Dieser Kontaktgeber von Fasoli ist zwar bestechend klein und einfach, aber nach deutschen Erfahrungen die mit einem beinahe identischen Schalter gemacht wurden, nicht zuverlässig, da er gegen Schienenstöße, besonders bei den Geschwindigkeiten in der Nähe der Umschaltgeschwindigkeit, sehr empfindlich ist. Um diese Empfindlichkeit zu verringern, hat man in Deutschland Verzögerungsrelais eingebaut, die das Flackern zwar zum Teil verhinderten, jedoch nicht ganz beseitigten*). In Deutschland hat sich daher für die Hikss-Bremse der unmittelbar an der Achsbuchse sitzende mechanische Bremsdruckregler für schnellste Züge als geeignetste Bauart erwiesen.

Der bei den italienischen Versuchen verwendete Druckregler besteht aus zwei Ventilen in je einem Gehäuse. Das eine Ventil stellt die Verbindung zwischen Bremszylinder und Bremsleitung her, das andere Ventil die Verbindung zwischen Bremszylinder und der Außenluft. Die Steuerung erfolgt durch elektrisch betätigte Hilfsventile und Federn. Der Druck im Bremszylinder wird durch den Druckregler von 4 kg/cm² auf 2 kg/cm² gesenkt, während die Geschwindigkeit von 50 km/h auf 35 km/h sinkt. Das wichtigste Merkmal dabei ist, daß der Höchstdruck bei kleinen Geschwindigkeiten bei einem höheren Leitungsdruck erreicht wird als bei großen Geschwindigkeiten, da sich der Druck auch bei kleinen Geschwindigkeiten in derselben Weise in Abhängigkeit vom Leitungsdruckabfall entwickelt wie bei hohen Geschwindigkeiten und nur durch den Druckregler der Zufluß vom Steuerventil zum Bremszylinder abgeschnitten wird, sobald der Höchstdruck erreicht ist. Das Ergebnis ist, daß der Regelbereich der Bremse, der für ihre Elastizität von größter Wichtigkeit ist, bei kleinen Geschwindigkeiten sehr gering ist. Es kommt häufig vor, daß man im Gefälle mit Geschwindigkeiten fahren muß, die kleiner sind als 50 km/h. Ein Regelbereich von nur 0,55 kg/cm² ist dann für eine derartige Fahrt vollkommen unzureichend, zumal jeder Lokomotivführer gewohnt ist, als erste Bremsstufe eine solche von 0,5 kg/cm² Leitungsauslaß zu machen. Bei diesem Auslaß ist aber der Voll- druck für niedrige Geschwindigkeiten entsprechend einer Abbremsung von 75% schon beinahe erreicht. Da jede Schnellfahr- Bremse nach den internationalen Bestimmungen eine Umstell-

vorrichtung haben muß, die es gestattet die Wirkung den Bedingungen des IEV. für die Personenzugbremse anzugleichen und da diese Bedingungen einen Mindestregelbereich von 1,0 bis 1,5 kg/cm² vorschreiben, war man gezwungen bei der italienischen Bremse eine besondere Umstellvorrichtung im Gestänge anzubringen, die die Übersetzung des Gestänges mechanisch ändert. Der Druckregler zwischen Steuerventil und Bremszylinder wird dann ausgeschaltet, so daß in der Stellung „Personenzug“ der Umstellvorrichtung der Höchstdruck von 3,9 kg/cm² mit der geänderten Übersetzung eine Abbremsung von 75% ergibt. Diese etwas umständliche Konstruktion ist dadurch bedingt, daß vorhandene Patente für Schnellfahrbremsen umgangen werden mußten. Schn.

Riv. teen. Ferr. Ital. 1938.

Die selbstregelnde Bremse N. R.

Die beiden Franzosen Nicolet und Rousselet haben eine neue Klotzbremse entwickelt, die durch Änderung der Reibverhältnisse zwischen Klotz und Rad eine Verbesserung der Bremswirkung bringt.

Für die Höhe der Abbremsung eines Fahrzeuges ist die Gesetzmäßigkeit der ausnutzbaren Haftung zwischen Rad und Schiene maßgebend. Die Haftung wird durch viele Faktoren beeinflusst, insbesondere durch den Zustand der Schiene. Nach den Unter-

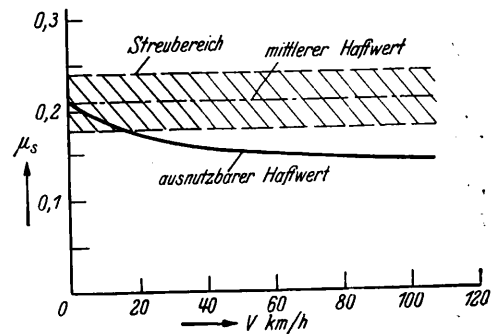


Abb. 1.

suchungen von Metzko*) liegen die stark streuenden Haftwerte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit auf einem fast wagrechten Band (Abb. 1). Für weniger guten Oberbau mit kurzen Schienen und für den hohen Geschwindigkeitsbereich wird von den Erfindern der neuen Bremse ein leichtes Absinken des Haftwertes

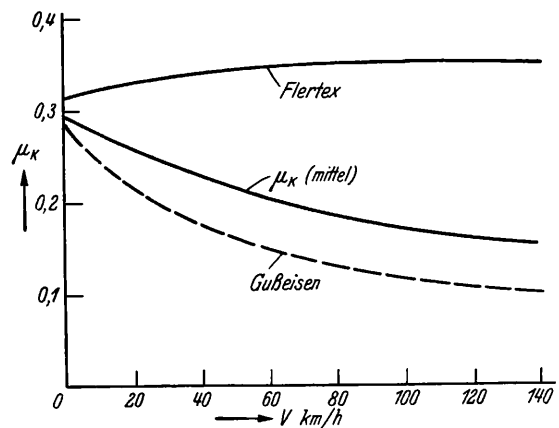


Abb. 2.

bei zunehmender Geschwindigkeit angenommen**). Das Festbremsen der Achsen ist bei hohen Geschwindigkeiten viel gefährlicher als bei kleinen Geschwindigkeiten, da im letzteren Fall der kurze, noch zur Verfügung stehende Weg das Einschleifen von flachen Stellen in die Radreifen nicht mehr befürchten läßt. Zur Vermeidung einer Überbremsung muß also die Kurve des ausnutzbaren Haftwertes so verlaufen, daß sie bei hohen Geschwindig-

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, Heft 13, Seite 247.

**) Diese Annahme ist nach den Metzko'schen Versuchen nicht wahrscheinlich.

*) Siehe Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1936, Heft 5.

keiten unter dem gemessenen Streubereich bleibt. Bei kleinen Geschwindigkeiten kann sie bis zur Mitte des Streubereiches ansteigen. Zur Erzielung möglichst kurzer Bremswege ist ein Reibwert zwischen Klotz und Rad anzustreben, der über dem ganzen Geschwindigkeitsbereich die aus dieser Kurve sich ergebenden Haftwerte ausnutzen läßt. Beim Reibwert des gußeisernen Klotzes ist dies nicht der Fall, da er mit abnehmender Geschwindigkeit stark ansteigt. Bremsbeläge aus Kunststoffen, die durch Tränkung von Asbest hergestellt und mit dem Sammelbegriff Ferrodo bezeichnet werden, besitzen im allgemeinen eine entgegengesetzte Reibwertcharakteristik, d. h. der Reibwert steigt mit zunehmender Geschwindigkeit an (Abb. 2). Um dem ausnutzbaren Haftwert bei

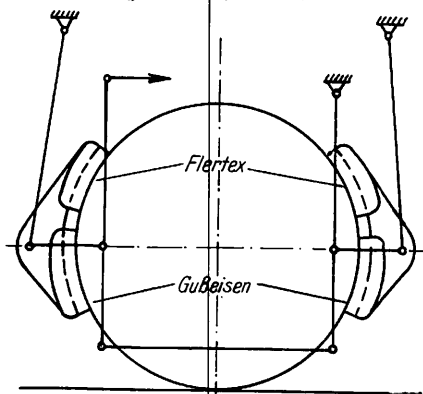


Abb. 3.

allen Geschwindigkeiten möglichst nahe zu kommen, sieht die NR.-Bremsen gußeiserne Klötze in Verbindung mit Kunststoffklötzen (Flertex) vor. Die Bremsklötze sind doppelt angeordnet. Der untere Klotz besteht aus Gußeisen und der obere aus Flertex (Abb. 3). Aus der Reibwertänderung beider Klötze in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit stellt sich ein mittlerer Reibwert selbsttätig ein, daher die Bezeichnung selbstregelnde Bremse. Der Flertexklotz hat auf nassen Reifen einen geringeren Reibwert als auf trockenen. Bei der vorliegenden Klotzanordnung werden aber die Radreifen durch die gußeisernen Klötze stets trocken gerieben. Die Hebelarme der Kraftübertragung sind für beide Klötze verschieden. Das Verhältnis von 1:3,2 hat sich mit Rücksicht auf die Reibverhältnisse und auf möglichst gleichmäßige Abnutzung als vorteilhaft erwiesen.

Um eine Überschreitung des Haftwertes sicher zu vermeiden, kann durch entsprechende Einstellung am Steuerventil der Klotzdruck bei feuchten Schienen noch verringert werden, so daß die Fahrzeuge in diesem Fall nur mit 65% ihres Eigengewichtes gegenüber 90% bei trockenen Schienen (ohne Berücksichtigung des Gestängewirkungsgrades) abgebremst sind.

Mit der NR.-Bremsen sind bei Triebwagen aus 120 km/h Bremswege von 380 bis 400 m erzielt worden. Für einen 40achsigen Personenzug ist ein Bremsweg von 900 m aus 140 km/h gemessen worden. Diese Bremswege sind in Anbetracht des geringen Klotzdruckes, der in jedem Fall kleiner als der Raddruck auf die Schiene ist, sehr kurz.

Traction Nouvelle 1938, Nr. 14. Pf.

Neue englische Diesel-Fahrzeugmotoren.

Die englische Firma 'Davey, Paxman u. Co. (Colchester) hat einen neuen Fahrzeugdieselmotor auf den Markt gebracht, der bei einer Umdrehungszahl von 1750 in der Minute 1000 PS leistet. Das Leistungsgewicht beträgt 2,8 kg/PS bei Leichtmetallausführung. Er stellt die neueste Entwicklung der Paxman RB-Reihe dar, die bisher als Acht- und Zwölfzylinder auf den Markt gekommen sind. Der 16-Zylinder-, V-Motor hat — wie alle Motoren dieser Reihe — einen Hub von 195 mm und eine Bohrung von 177 mm. Die Kolbengeschwindigkeit bei der Höchstgeschwindigkeit von 1750 Umdr./Min. beträgt 11,5 m. Der mittlere indizierte Druck beträgt bei voller Leistung und Höchstgeschwindigkeit etwa 9 kg/cm². Das Kompressionsverhältnis beträgt 15,2:1, der Kompressionsenddruck etwa 38 atü und der Zünddruck etwa 60 atü. Bei einem Zylinderinhalt von 78 Litern beträgt die Literleistung 12,8 PS/l. Die Leistung bei der gebräuchlichsten Drehzahl von 1500 Umdr./Min. beträgt 800 PS. Die genannten Leistungswerte

gelten für Motoren ohne Aufladung. Bei Verwendung eines Aufladegerätes würde der Motor bei 1500 Umdr./Min. 1100 PS hergeben.

Wie eingangs bereits erwähnt, bezieht sich das angegebene Leistungsgewicht von 2,8 kg/PS auf die leichteste Ausführung des Motors, aber auf einen Motor ohne Aufladung. Dieselbe Type wird in einer etwas schwereren Ausführung und in einer relativ schweren Ausführung gebaut. Die entsprechenden Leistungsgewichte betragen dann 3,2 bzw. 4 kg/PS.

Der Motor ist auch in seiner leichtesten Bauart so durchgebildet worden, daß seine Steifigkeit ausreicht, die inneren Reaktionskräfte aufzunehmen. Er ist in erster Linie für Schiffe und Triebwagen bzw. Lokomotiven bestimmt und für diesen Zweck sind auch die breiten seitlichen Flanschen am Gehäuse vorgesehen, die die einwandfreie Auflagerung auf Gummi gewährleisten sollen. Große seitliche Öffnungen im Gehäuse ermöglichen den Ausbau der Kolben und Kolbenstangen und verbessern die Zugänglichkeit der Kurbelwellenlager.

Abb. 1 zeigt einen Querschnitt durch den Motor. Die 16 Zylinder sind in zwei Reihen zu je acht angeordnet. Der Winkel zwischen den Reihen beträgt 60°. Um die Gesamtlänge so klein wie möglich zu halten, stehen sich die Zylinder der beiden Reihen genau gegenüber. Die Kolbenstangenköpfe umfassen sich gabelförmig (Abb. 2). Die Zylinder sind mit dem Gestell in einem Stück aus einer Leichtmetalllegierung (Hiduminium R. R. 50) gegossen. Die Zylinderköpfe — je zwei zusammen — sind aus demselben Material hergestellt. Jeder Zylinderkopf trägt ein Einlaß- und ein Auslaßventil, die in der üblichen Weise von der zwischen den Zylinderreihen angeordneten Nockenwelle angetrieben werden. Die Stoßstangen bestehen aus Duraluminium. Die Nockenwelle wird von der Kurbelwelle durch eine Kette angetrieben. Vier Boschpumpen fördern den Brennstoff zu den in den Vorkammern angeordneten

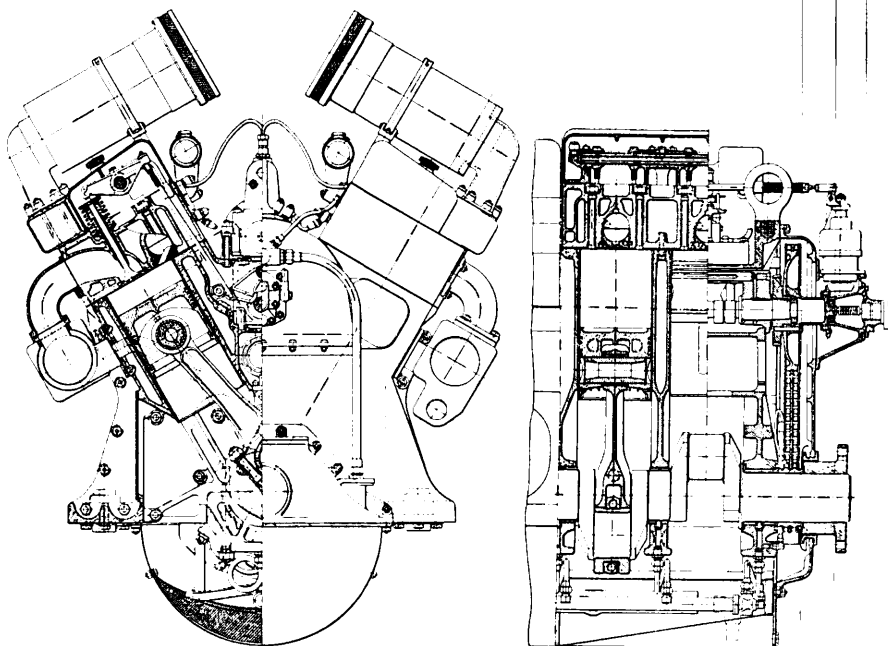


Abb. 1.

Abb. 2.

Düsen. Die Vorkammer selbst ist aus Abb. 1 zu ersehen. Die Pumpen sind ebenfalls zwischen den beiden Zylinderreihen über der Nockenwelle angeordnet. Der Antrieb für die Pumpen wird in Motormitte von der Nockenwelle abgenommen, so daß nach jeder Seite je zwei Pumpen hintereinander angetrieben werden. Die Zylinderlaufbuchsen sind aus perlitischem Gußeisen hergestellt. Die Leichtmetallkolben tragen vier Druck- und drei Ölabbstreifringe. Die obersten Druckringe liegen in Eisenführungen, die in die Kolben eingegossen worden sind. Damit soll die Abnutzung der Ringnuten in erträglichen Grenzen gehalten werden. Die Kolbenbolzen bestehen aus im Einsatz gehärtetem Nickelstahl. Sie übertragen die Kolbenkräfte über Buchsen aus Phosphorbronze auf die Kolbenstangen. Wie bereits erwähnt, arbeiten je zwei gegenüberliegende Zylinder auf denselben Kurbelwellenzapfen.

Beide Stangen haben gemeinsame Lagerschalen, die innen und außen mit Weißmetall ausgegossen sind.

Ein Schmierölkreislauf mit 3,5 atü versorgt die Kurbelwellenlager und — durch Bohrungen in der Kurbelwelle — die Zapfenlager. Spritzöl schmirt die Zylinderlaufbuchsen und die Kolbenbolzen. Von diesem Hochdruckölkreislauf zweigen Niederdruckkreisläufe ab, die die Nockenwelle, Kipphebel usw. versorgen. Vom Hochdruckkreislauf zweigt ferner noch eine Leitung zum Regler ab.

Hier dient das Öl zur Übertragung der Reglerbewegungen. Bei Aussetzen der Ölförderung oder Absinken des Öldruckes unter eine bestimmte Grenze sinkt die Drehzahl des Motors automatisch auf Leerlauf. Der Motor wird mit Druckluft oder elektrisch angelassen.

Ein neuer Zweitakt-Dieselmotor wurde von der Firma Messrs. Petters, Limited, Yeovil auf den Markt gebracht, der in einzelnen Konstruktionsteilen neue Wege beschreitet. Er wird in Größen von zwei bis sechs Zylindern gebaut. Die Zylinder haben einen Durchmesser von 216 mm und einen Hub von 330 mm. Ein Zylinder leistet bei einer Umdrehungszahl von 500 Umdr./Min. 62,5 PS. Die Zweizylinderausführung leistet bei der genannten Umdrehungszahl also 125, die Sechszylinderausführung 375 PS. Der Brennstoffverbrauch bei Vollast wird mit 172 g/PS angegeben. Die Durchbildung der Kolben ist neuartig. Sie bestehen aus zwei Teilen. Der äußere Kolbenteil — der Mantel — trägt vier Kolbenringe und am unteren Ende zwei Ölabbstreifringe. In diesem Außenmantel sitzt ein Innenteil, das sich gegen Rippen des Außenmantels anlegt und den kugelförmigen Kolbenstangenkopf zur Hälfte umfaßt. Es trägt eine Haube aus einer Speziallegierung. Mit dieser Durchbildung soll erreicht werden, daß einmal der Verbrennungsdruck, der auf den Kolbenboden wirkt, direkt auf die Pleuelstange übertragen wird und nicht erst auf dem Umweg über den Zylindermantel und den Kolbenbolzen. Es wird ferner als Verbesserung gewertet, daß sich der Kolben bei der vorliegenden Bauart beliebig drehen kann. Schließlich wird darauf hingewiesen, daß eine wirksame Ölkühlung des Kolbens ohne Verwendung von Teleskopprohren ermöglicht wird. Das Schmier(Kühl)öl wird unter Druck durch Bohrungen in der Kurbelwelle zugeführt. Dann wird es weiter durch ein an der Pleuelstange befestigtes Rohr zum kugelförmigen Stangenkopf und von dort durch Bohrungen im Stangenkopf und im inneren Kolbenkörper zu einem Sammelraum unmittelbar unter den Kolbenboden gedrückt. Es durchfließt dann den ringförmigen, durch die Rippen gebildeten Raum zwischen innerem und äußerem Kolbenkörper. Durch Nuten und Bohrungen im Stangenkopf gelangt es schließlich zu einem zweiten an der Pleuelstange befestigten Rohr und von dort zum Ölsumpf.

Der Motor wird als „Superscavenged“ bezeichnet, d. h. soviel wie „überspült“. Auf die Kurbelkastenspülung ist nicht verzichtet worden. Darüber hinaus ist ein rotierendes Gebläse vorgesehen. Der Spüldruck beträgt etwa 1 atü.

Die Hersteller behaupten, daß dieser Motor die Einfachheit des Zweitaktmotors mit den Vorteilen des Viertaktmotors vereinigt.

Boettcher.

Rly. Gaz. u. Engineering.

Dreiteiliger Diesel-Triebwagenzug der L.M.S.

Die „London Midland and Scottish Railway“ hat für den Verkehr auf ihrer 125 km langen Nebenbahnstrecke von Oxford nach Cambridge einen dreiteiligen Triebwagenzug in Dienst gestellt, der bemerkenswerte Neuerungen auf dem Gebiet des Triebwagenbaues bringt. Der 56 m lange Zug besteht aus drei Wagen, die auf vier Drehgestellen ruhen. Er bietet Raum für die Unterbringung von 24 Fahrgästen I. Klasse und 138 III. Klasse und hat ein Dienstgewicht von 73 t. Das bedeutet bei der genannten Fahrgastzahl ein Gewicht von 450 kg je Sitzplatz. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt 120 km/Std. Die eingebaute Leistung der sechs Dieselmotoren beträgt 750 PS.

Das Gewicht des Wagens auf die Leistungseinheit bezogen beträgt 98 kg/PS. Es deckt sich ungefähr mit einem unserer ersten Schnelltriebwagen, dem zweiteiligen 2x410 PS-Maybach-Wumagwagen. Dieser Wagen hat allerdings ein Gewicht von 770 kg je Sitzplatz für die 102 Plätze, die dort zur Verfügung stehen. Der englische Triebwagenzug ist jedoch kein Schnell-

triebwagen. Er durchfährt ländliche Gegenden und hält häufig, um kleine Verkehrsbedürfnisse zu befriedigen. Aber er beschleunigt schnell und fährt schnell. Es ist dabei zu berücksichtigen, daß sich der Triebwagenverkehr in England nur langsam durchsetzt.

Wie bereits erwähnt, wird der Triebwagenzug von sechs Dieselmotoren zu je 125 PS angetrieben. Jeder dieser Motoren treibt über ein hydraulisches Getriebe der Bauart Lysholm-Smith je eine Achse an. Lediglich die Außenachsen der führenden Drehgestelle werden nicht angetrieben. Die genannte Leistung von 125 PS leistet jeder Motor bei 2200 Umdr./Min. Bei dieser Drehzahl der Motoren erreicht der Triebwagenzug die Geschwindigkeit von 120 km/Std. Die Bohrung der Zylinder beträgt 114 mm, der Hub 140 mm. Das Lysholm-Smith-Flüssigkeitsgetriebe ist in England sehr verbreitet und zwar hauptsächlich im Omnibusverkehr. Es besteht aus einem Flüssigkeitswandler mit verstellbaren Schaufeln. Bei höheren Geschwindigkeiten wird es überbrückt und die Motorwelle treibt über eine Kupplung direkt die Abtriebswelle des Getriebes.

Das Achswendegetriebe hat eine Untersetzung von 3,12:1. Das Wendegetriebe wird in der üblichen Weise durch Luftzylinder geschaltet, deren Steuerventile auf elektropneumatischem Wege

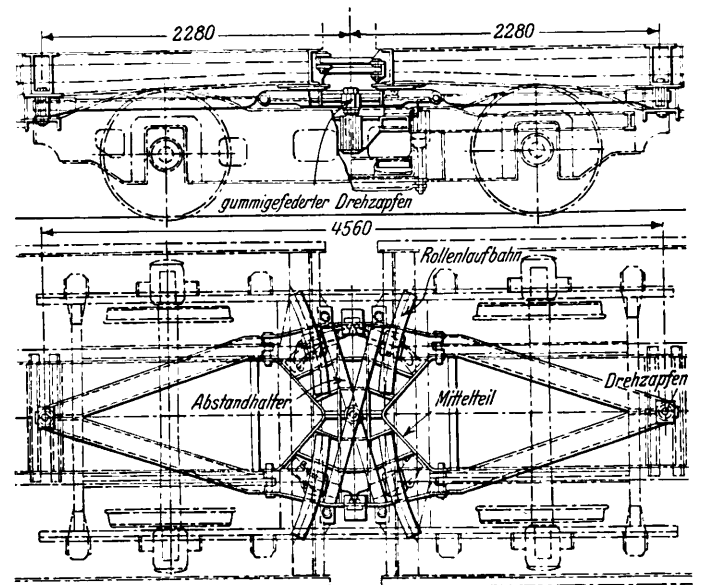


Abb. 1. Kupplung der Wagenkästen über dem Mitteldrehgestell.

geöffnet und geschlossen werden. Die Antriebsätze sind unter den Wagenkästen aufgehängt. Die Längsträger sind an den Stellen, wo die Dieselanlagen sind, sprengwerkartig nach unten heruntergezogen worden. Auf Querträgern der Untergurte ruhen nun die gesamten Kraftanlagen einschließlich der Kühler. Bemerkenswert ist, daß der schnelllaufende Motor (Fabrikat Leyland) so niedrig gebaut ist, daß er nicht in den Wagenkasten einschneidet.

Wie bereits erwähnt, haben die drei Fahrzeugteile vier Drehgestelle. Neuartig ist die Verbindung der kurzgekuppelten Wagenkästen über den Jakobsdrehgestellen und die Auflagerung der Wagenkastenenden auf diesen Drehgestellen. Abb. 1 zeigt die konstruktive Durchbildung. Das Verbindungsstück (Abb. 2) wird auf den Zapfen des Drehgestells aufgesteckt. An die zwei im Bilde zu erkennenden horizontalen Gelenkbolzenpaare sind Deichseln angelenkt, die um vertikale Bolzen drehbar gelagert sind. Diese vertikalen Bolzen sind im Fahrzeugrahmen befestigt. Die Zwischenstücke mit ihren Deichseln übertragen die Zugkräfte von einem zum andern Wagenteil. Diese Kräfte sind nicht erheblich, da jedes Drehgestell angetrieben wird. Die Zwischenstücke selbst liegen seitlich auf dem Drehgestellrahmen auf Gummizwischenlagen auf. Die Wagenkastenenden wiederum tragen an ihren Enden Rollen, die das Gewicht der Kästen auf das Mittelstück und damit auf das Drehgestell übertragen. Die Rollen laufen in entsprechend gebogenen Führungsschienen, die mit dem Mittelstück verschweißt sind. Der seitliche Ausschlag der Kastenenden in den Kurven wird durch das Spiel begrenzt, welches die beiden über Kreuz

angeordneten und an den Kopfträgern der Fahrzeugrahmen um senkrechte Bolzen drehbaren Zug- und Druckstangen zulassen. Die waagrechten Gelenke zwischen dem Mittelstück und den Deichseln haben den Zweck, geringe lotrechte Bewegungen der Wagenkästen gegeneinander zu ermöglichen. Diese Konstruktion

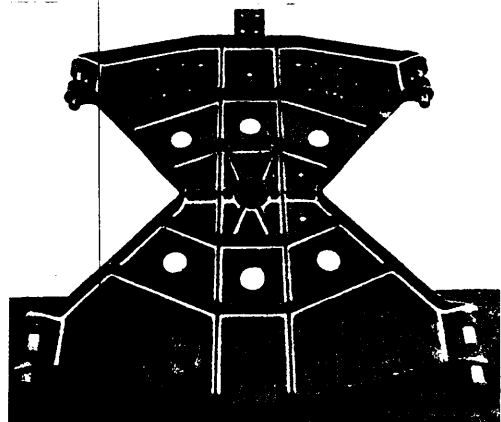


Abb. 2. Verbindungsstück der Wagenkastenkupplung.

hat zweifellos den Erfolg, daß sie Schlingerbewegungen der Drehgestelle — insbesondere bei Einlauf in Kurven — weitgehend von den Wagenkästen fernhält.

Der Fahrzeugrahmen bietet nichts Neues. Die Säulen des Kastenaufbaues sind — wie in England beim Eisenbahnfahrzeugbau üblich — aus Holz. Mit ihrem unteren Ende stecken sie in Eisenhülsen, die mit den Langträgern verschweißt sind. Die Säulen sind in Fensterhöhe durch Profileisen verbunden. Die Dachspriegel aus U-Eisen sind mit Holz ausgefüllt und mit

den Obergurten verschraubt. Die Dachbleche sind durch Lichtbogenschweißung auf den Dachspriegeln befestigt. Die Seitenwände bestehen aus Blech. Die Blechtafeln werden zu einem Stück zusammengeschweißt und dann durch Schrauben an den Holzsäulen befestigt. Auch der Fußboden besteht aus Blech. Wände, Dach und Fußboden sind gegen Geräusch und Hitze isoliert.

Doppeltwirkende Luftzylinder bewirken die Verstellung der Schaufeln der Flüssigkeitswandler. Ebenso wie bei der bereits erwähnten Bedienung der Luftzylinder der Wendegetriebe erfolgt auch hier die Steuerung der Luftzylinder elektro-pneumatisch von jedem der beiden Führerstände aus. Die Bedienung dieser vierteiligen Anlage ist jedoch einfach. Sechs Druckknopfschalter dienen zum Anlassen der Dieselmotoren. Zwei Kipphebel mit je drei Stellungen betätigen die Kupplungen und die Wendegetriebe, wobei durch eine mechanische Verriegelung dafür gesorgt ist, daß der Bedienungshebel für die hydraulischen Kupplungen erst dann aus seiner Nullstellung gebracht werden kann, wenn der Wendegetriebehebel in der „Vorwärts“ bzw. „Rückwärts“-Stellung steht. Der Bedienungshebel für die Kupplungen hat außer der „Aus“-Stellung noch die Stellungen: „Kupplung ein“ und „Direkte Kupplung“. Bei der Stellung „Direkte Kupplung“ ist — wie eingangs erwähnt — die Flüssigkeitskupplung ausgeschaltet und die Motorwelle durch eine Reibungskupplung direkt mit der Abtriebswelle der Flüssigkeitskupplung verbunden.

Der Ausfall einer Kraftanlage ist auf die Weiterbeförderung des Zuges ohne merkbaren Einfluß, da sechs voneinander unabhängige Kraftanlagen vorhanden sind. Die Ausschaltung eines Motors ist ermöglicht durch Einführung von Freilaufkupplungen an allen angetriebenen Achsen. Die Verwendung von Freilaufkupplungen dürfte im Triebwagenbau erstmalig erfolgt sein.

Boettcher.

Engineering, April 1938.

Bücherschau.

Die Korrosion von Nichteisenmetallen und deren Legierungen.

Von dem vierbändigen Werk „Die Korrosion metallischer Werkstoffe“ ist nach dem 1936 erschienenen ersten Band „Die Korrosion des Eisens und seiner Legierungen“ nunmehr auch der zweite Band „Die Korrosion von Nichteisenmetallen und deren Legierungen“ im Verlag S. Hirzel in Leipzig erschienen. Der Preis beträgt geheftet 66,50 *R.M.*, gebunden 69. — *R.M.*

Die Herausgeber dieses Bandes sind Prof. Dr. phil. Otto Kröhnke und Prof. Dr. phil. Georg Masing. Mitarbeiter sind eine Reihe anerkannter Fachleute der Nichteisenmetall- und Legierungsforschung.

Auf 428 Seiten Text mit 409 Abbildungen sind in diesem Bande die Fragen der Korrosion der Nichteisenmetalle und deren Legierungen auf der Grundlage des gegenwärtigen Standes von Wissenschaft und Technik vollkommen und übersichtlich behandelt. Die Auswahl der behandelten Metalle entspricht ihrer technischen Wichtigkeit. Deshalb haben Metalle, die eine begrenzte Verwendung in der Technik haben, nur eine kurze Besprechung, solche ohne wesentliche technische Bedeutung, insbesondere als Baustoffe, keine Behandlung erfahren.

Der erste Abschnitt über die „Forschungs- und Prüfmethode der Korrosion“ befaßt sich grundsätzlich mit den Anforderungen an diese Verfahren, mit den dabei zu berücksichtigenden Faktoren und der Notwendigkeit der zur Auswertung von Korrosionsversuchen erforderlichen Angabe aller wirksam gewesenen Versuchseinzelheiten. Es ist eingegangen auf Korrosionsversuche unter natürlichen Bedingungen und auf Laboratoriumsversuche. Die Verfahren zur Messung der Korrosionsstärke, sowie die Veränderungen der mechanischen Eigenschaften durch Korrosion werden beschrieben, ebenso werden auch einzelne Korrosionsprüfverfahren hinsichtlich ihrer wirklichkeitstreuen und vergleichsfähigen Wertanzeige kritisch betrachtet. Dieser Abschnitt hätte auch am Eingang des ersten Bandes stehen können, wenn er nicht in der Hauptsache die Nichteisenmetalle besprechen würde.

In ausführlichen weiteren Abschnitten beschäftigt sich dieser Band mit dem Reinkupfer und seinen Legierungen (Messing, Zinnbronzen, Aluminiumbronzen, Kupfer-Nickellegierungen, auch

ternäre Kupfer-Nickellegierungen, Kupfer-Siliziumlegierungen, Kupfer-Berylliumlegierungen und Legierungen des Kupfers mit Magnesium, Kadmium, Mangan, Phosphor und Silber), mit Aluminium, rein oder mit verschiedenen Verunreinigungen behaftet, mit den Aluminiumguß- und Knetlegierungen verschiedener Zusammensetzung, mit Magnesium und Magnesiumlegierungen, mit Blei und Bleilegierungen, mit Zinn, Kadmium und Zinn, mit Nickel und seinen Legierungen, mit Wolfram, Molybdän und Chrom und schließlich noch mit der Korrosion der Edelmetalle.

Für diese Metalle werden jeweils, soweit überhaupt Forschungsergebnisse vorliegen, in systematischer Weise, die Angriffswirkungen von Gasen und der Atmosphäre, von destilliertem und natürlichem Wasser und von Seewasser, von Säuren und Laugen, von Ammoniak, von Halogenen und Schwefel, von Böden, von organischen und in der Technik häufig verwandten Flüssigkeiten eingehend untersucht. Zu einem Teil werden auch die Einflüsse elektrischen Stromes oder ultravioletten Lichtes angegeben. An Einzelercheinungen des Korrosionsangriffes werden vom gleichmäßigen Flächenabtrag bis zum örtlichen Kornzerfall und zur interkristallinen Korrosion alle wissenschaftlichen Vorgänge sachkundig erklärt. Gefügestände, Verunreinigungsanteile, die Auswirkungen von Fremd- und Eigenspannungen, auch die von hoher Temperatur werden als Ursachen dieser verschiedenen Angriffsfolgen für die technisch wichtigen Metalle und Legierungen durch neueste Untersuchungs- und Erfahrungsergebnisse dargestellt.

Die Anführung zahlreicher in- und ausländischer Quellenangaben und Schrifttumshinweise vervollständigt schließlich diesen Band zu einem für den Forscher und den Praktiker gleich wertvollen Sammelwerk newertigster Erkenntnisse über die Korrosionsfragen der wichtigsten Nichteisenmetalle und deren Legierungen.

Von den beiden noch ausstehenden Bänden dieses grundlegenden Werkes soll der dritte den Maßnahmen zum Schutze gegen Korrosion gewidmet sein und der vierte die geschlossene Darstellung praktischer Erfahrungen auf den wichtigsten Anwendungsgebieten der Technik bringen.

Dr. Berchtenbreiter.

Die Federn — ihre Gestaltung und Berechnung. Herausgegeben für den Fachausschuß für Federn beim Verein Deutscher Ingenieure von P. Speer VDI, WVV. Bearbeitet von S. Groß VDI und E. Lehr VDI. DIN A 4, 136 Seiten mit 215 Bildern und 52 Zahlentafeln. 1938. Gebunden *RM* 25,— (VDI-Mitglieder *RM* 22,50).

Viele wertvolle Untersuchungen wurden in den letzten 15 Jahren über die Federnberechnung angestellt und veröffentlicht. Sie sind aber im technischen Schrifttum weit zerstreut und teilweise in einer Form gehalten, die dem in der Praxis stehenden Ingenieur die Nutzenanwendung erschwerte. Auch waren viele Probleme nur zum Teil und unzureichend durchgearbeitet. In dem jetzt erschienenen Werk ist das ganze Gebiet der Federberechnung gründlich nach einheitlichen Gesichtspunkten behandelt und den praktischen Bedürfnissen entsprechend veröffentlicht. — Das Buch behandelt nach einer Einleitung, die grundsätzlichen Ausführungen sowie den Baustoffen der Federn gewidmet ist, in drei Teilen die Hauptfederarten: Die Biegefedern, die Drehungsfedern und die Ringfedern.

Bei den Biegefedern, die im Fahrzeugbau von besonderer Wichtigkeit sind, hauptsächlich in der Gestalt der geschichteten Blattfeder, behandelt das Buch ausführlich die Berechnung der

Formänderung und der Beanspruchung, wobei alle Nebeneinflüsse (z. B. Blattreibung, schiefer Lastangriff, Vorsprungung usw.) berücksichtigt werden. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in eine für den Konstrukteur unmittelbar verwertbare Form gebracht und durch Versuche geprüft. Auch bei den Drehungsfedern wird die genaue Berechnung der Schraubenfedern nach Göhner an Formeln und Schaubildern eingehend erläutert. Ferner ist der Knickung und Querverfederung ein breiter Raum gewidmet. Besonders hervorgehoben wird auch die Berechnung der Kegelpufferfedern (Pufferfedern).

Der große Wert des Buches liegt darin, daß nahezu sämtliche Berechnungsgrundlagen durch Versuche nachgeprüft worden sind. In vielen Fällen konnten erst durch die Versuche zuverlässige Grundlagen gewonnen werden für die Voraussetzungen, die bei der Berechnung berücksichtigt werden müssen. Die an vielen Zahlenbeispielen und Kurvendarstellungen gezeigte praktische Durchführung der Berechnung darf daher Anspruch darauf erheben, mit der Wirklichkeit in allen Fällen übereinzustimmen. Durch diese Vorzüge gewinnt das Werk grundlegende Bedeutung für jeden Ingenieur, der sich mit der Gestaltung und Berechnung von Federn zu befassen hat.

Verschiedenes.

Internationale Automobil- und Motorrad-Ausstellung Berlin 1939 vom 17. Februar bis 5. März.

Auch auf der diesjährigen Ausstellung war die Deutsche Reichsbahn mit einer Sonderschau vertreten, in der Fahrzeuge derjenigen Bauarten gezeigt wurden, die als hauptsächliche Träger des ständig wachsenden Kraftverkehrs der Deutschen Reichsbahn gelten können und zumeist Spitzenerzeugnisse der deutschen Industrie und besonders fortschrittliche Konstruktionen darstellen, die zum großen Teil nach Angaben der Deutschen Reichsbahn entwickelt wurden. Mehrere tausend Lastkraftwagen mit 6 t Tragfähigkeit sind die eigentlichen Träger des Güterfernverkehrs, die meist mit einem dreiachsigen 10 t-Anhänger oder mit zwei zweiachsigen 8 t-Anhängern fahren. Ein 6 t-Krupp-Lastkraftwagen mit einem 125 PS-Doppelkolben-Dieselmotor (Lizenz Junkers), der dem Fahrzeug eine Höchstgeschwindigkeit von rund 60 km/h verleiht, war als Beispiel ausgestellt. Auch Zugmaschinen werden von der Reichsbahn künftig in größerem Umfang im Fernverkehr eingesetzt werden. Der hier gezeigte zweiachsige schwere Faun-Eilschlepper kann bei einer Motorleistung von 150 PS auf ebener Straße Anhängelasten von 25 t bei einer Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h befördern. Im Personen-Straßenschnellverkehr der Reichsbahn wird auf den bisher fertiggestellten Reichsautobahnen und den Schnelldienst-Anschlußlinien der Reichsbahn eine Linienlänge von z. Z. annähernd 5000 km bedient. Ein ausgestellter Vomag-Schnellreisewagen für 35 Sitzplätze mit einem 150 PS-Sechszylinder-Dieselmotor für eine Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges von 100 km/h war das Beispiel eines der größten zweiachsigen Fahrzeuge in diesem Betrieb. Wie im Schienenverkehr, so steht auch im Straßenverkehr die Forderung nach Sicherheit an erster Stelle. Somit bedient sich die Reichsbahn aller Konstruktionen, die eine Verminderung der Schaltarbeit durch Verbesserung oder Fortfall des Zahnrad-Wechselgetriebes erreichen und damit dem Fahrer mehr als bisher die Möglichkeit geben, seine Aufmerksamkeit ausschließlich dem Verkehr zuzuwenden. Hier war als Beispiel eines für Schnellreisewagen geeigneten Getriebes das druckgesteuerte Maybach-Schaltreglergetriebe ausgestellt, dessen sieben Vorwärtsgänge, Leerlauf und Rückwärtsgang durch einen an der Lenksäule angebrachten Gangwähler vorgewählt werden. Auch das Krupp-Strömungsgetriebe wird in Straßen-Kraftfahrzeugen eingebaut, um sich die Vorteile hydraulischer Kraftübertragung wie stoßfreies Anfahren, stufenlose Veränderbarkeit der Drehzahl der Antriebswelle und den Fortfall der Schaltarbeit zu Nutzen zu machen. Den Stand der Motorentwicklung für Schnellreisewagen zeigte ein 120 PS-Sechszylinder-Daimler-Benz-Dieselmotor, dessen Leistungsgewicht infolge der hohen Drehzahl von 2300 Umdr./Min. nur 6,4 kg/PS beträgt.

Der Verkehr mit vielrädri gen Straßenfahrzeugen über Schiene und Straße hat sich sehr gut entwickelt. Seit 1933 wurden

mit diesen Straßenfahrzeugen an 30 Orten Deutschlands bisher rund 230 000 (z. Z. monatlich 6000—7000) zweiachsige Eisenbahn-Güterwagen über die Straße zu solchen Empfängern befördert, die ein Anschlußgleis nicht besitzen. Seit 1937 wurde auch die Beförderung vierachsiger Eisenbahnwagen, schwerster und größter Einzellasten über die Straße aufgenommen. Gezeigt wurde die neueste einteilige Bauart dieser Fahrzeuge, bei der sämtliche 16 Räder, die an acht Schwingachsen angeordnet sind, gleichzeitig mit Hilfe der Deichsel gelenkt werden. Das Fahrzeug, das erstmalig von der Gothaer Waggonfabrik nach Angaben der Reichsbahn gebaut wurde, hat eine Fahrhöhe des Eisenbahnwagens von nur 44 cm. Zur Beförderung von Groß- und Kleinbehältern (heute rund 30 000) wurde ein dreiachsiger Transportfahrzeug entwickelt, das als Anhänger von Zugmaschinen oder Lastkraftwagen befördert wird, und als Niederflurwagen mit einer Höhe der Ladefläche von etwa 70 cm über Fußboden ausgeführt ist. Bei der Verladung von Großbehältern, die mittels vier handbedienter Zahnstangenwinden angehoben werden, wird das Fahrzeug unter den Behälter geschoben. Zur Beförderung von Kleinbehältern und sonstigen Gütern wird die Trogform des Fahrzeuges mit einer Ladepritsche abgedeckt. Die Behälter werden über eine dem Fahrzeug beigegebene zweiteilige Ladebrücke, die hinten oder seitlich in Bodenhöhe eingehängt wird, mit Hilfe einer Handseilwinde auf die Ladefläche gezogen.

Im motorisierten Schienenverkehr der Reichsbahn hat der Einsatz von Schnelltriebwagen eine wesentliche Verkürzung der Fahrzeiten ermöglicht. Ausgestellt war hierzu ein Maschinendrehgestell eines dreiteiligen dieselelektrischen Schnelltriebwagens „Bauart Köln“, bei dem der Stromerzeuger durch einen Zwölfzylinder-Maybach-Dieselmotor, der mit Aufladung durch ein mittels Abgasturbine betriebenes Gebläse bei 1400 Umdr./Min. 600 PS leistet, angetrieben wird. Die Höchstgeschwindigkeit des Triebwagens beträgt 160 km/h. Die neueste Bauart eines vierteiligen Schnelltriebwagens wurde in einem Modell 1:40 gezeigt. Bei diesem ist der Antriebsmotor (1350 PS-Dieselmotor) für den Generator mit diesem zusammen in einem besonderen Maschinenwagen untergebracht. Auf einer Modellfahrbahn von etwa 18 m Länge bewegten sich Modelle der hauptsächlichsten Straßenkraftfahrzeuge der Deutschen Reichsbahn (Maßstab 1:10). Beachtenswert war ein vierachsiger Schnellreisewagen (Bauart 1940). Künstlerische Großphotos oberhalb der Modellbahn gaben einen Eindruck vom Einsatz der motorisierten Reichsbahnverkehrsmittel in Stadt und Land.

Beachtenswert war auf dem Stand der Deutschen Reichspost ein Landkraftwagen für den Landkraftpostdienst, der erstmalig in ihrem Auftrage einen von der Düsseldorfer Wagenfabrik hergestellten Aufbau aus Elektronprofilen und Blechen der I. G. Farbenindustrie, Werk Bitterfeld, erhalten hat. Die Gewichtsersparnis gegenüber Landkraftwagen-Aufbauten in Leichtstahlbauweise beträgt 32% und darüber, der Gewinn an Nutzlast 26%.

Mit dem Wagen war ein 0,6 t Einachsanhänger gekuppelt, der einen Aufbau aus Duraluminiumprofilen und Blechen erhalten hat. Die Gewichtsersparnis gegenüber Anhängeraufbauten in Leichtstahlbauweise beträgt 36%, der Gewinn an Nutzlast 17%.

Auch die Waggonfabrik Uerdingen hatte einen Elektron-Paketwagenaufbau auf Bergmann-0,75 t-Elektro-Fahrgestell und einen Elektron-Lastkraftwagenaufbau auf Daimler-Benz-Fahrgestell für die Deutsche Reichspost ausgestellt. Der Gesamtaufbau einschließlich Türen und Gepäckgitter besteht aus Elektron, Fußbodenquerträger und Konstruktionselemente von Eckverbindungen sind teilweise aus Hydronalium; vielseitige Anwendung besonders entwickelter Preßprofile und gepreßter Leichtmetallkappen, Vermeidung von Holz, vor allem von Futterhölzern sind weitere Kennzeichen. Der Leichtmetallaufbau bringt eine Steigerung der Nutzlast um etwa 30%. — Sehr beachtenswert war der zweiachsige Omnibus-Leichtanhänger mit einem Fassungsvermögen von 56 Personen derselben Firma, der die erstmalige Anwendung von Elektron als Baustoff eines selbsttragenden Omnibusanhängers zeigte. Der Fußboden in Wellblech ist mit den aus Elektron bestehenden Aufbaugerippe, Seitenverkleidung und Dachhaut zu einem Kasten zusammengebaut, der freitragend auf den Schwingachsen mit Querblattfedern und der Achsschenkelenkung aufliegt. Die Gesamtlänge des Fahrzeuges beträgt 8,4 m, der Radstand 4,8 m, die Zahl der Sitzplätze 38, der Klappsitze 12, das Wagengewicht 3300 kg. Das Gewicht je Sitzplatz ist 66 kg, die Gewichtsersparnis gegenüber Stahlbauweise etwa 30%. Räderfelgen und Schiebetürflügel sind aus Elektron. Ein Flügel wiegt nur 9,7 kg mit einer Gewichtsersparnis von 60% gegenüber Ausführung in Stahl. Für die Innen- und Deckenverkleidung ist Igraf-Pergament gewählt. Ferner wurde ein zweiachsiger Elektron-Versuchs-Pritschenanhänger, 8 t, zur Ermittlung des Verhaltens von Elektronlegierungen bei hohen Beanspruchungen und ungünstigen Betriebsbedingungen gezeigt. Die Gesamttragkonstruktion mit Ausnahme der Achsen und Deichseln besteht aus Elektronblechen und neu entworfenen Elektronprofilen, das Deichselgestell und die Hinterachsbrücke aus Elektronugß.

Die neue Richtung zum Leichtmetallaufbau bei Omnibussen war deutlich zu erkennen. Die Firma Peter Bauer, Köln, hatte einen Trambusaufbau in vollständiger Leichtmetallausführung aus Duralumin ausgestellt, Gebr. Ludwig, Essen, zeigte vier Aero-Ganzleichtmetall-Omnibuskarosserien aus vergütetem Leichtmetall, die bei gleicher Festigkeit wie Stahl rund 25% leichter sind, und Felten & Guillaume den Teil eines Modell-Omnibus-Karosserierippes aus „F & G“ Leichtmetall. Stahlaufbauten in Holzgerippe mit Stahlverkleidung bei großen Omnibussen sah man nur noch selten. Der Ganzstahl-Omnibusaufbau in Leichtbauweise wie bei den Fahrzeugen von Daimler-Benz, Büssing-NAG., Wismar, Emmelmann, Käßbohrer u. a. herrschte vor. Weitgehend wird bei der Konstruktion Schweißung angewendet. Fahrzeuggewichte von weniger als 100 kg je Sitzplatz werden bei einer hochwertigen und bequemen Ausführung erreicht.

Die von dem Generalbevollmächtigten für das Kraftfahrzeugwesen eingeleitete Typisierung der Fahrzeuge und Motoren war bereits auf der Ausstellung zu erkennen. So umfaßt das Omnibus-Bauprogramm der Daimler-Benz A. G. jetzt in Anlehnung an die Fahrgestelle des Lastwagen-Bauprogramms insgesamt vier ver-

schiedene Typen mit Motorstärken von 45 bis 100 PS und Sitzen für 13 bis 45 Fahrgäste. Unter den Fahrgestellen waren zwei neue steuerbegünstigte Typen, ein Dreitonner und ein 4 $\frac{1}{2}$ -Tonner (geländefähig). Die MAN. hat nach den neuen Baurichtlinien ein 4 $\frac{1}{2}$ t Fahrgestell Grundbautyp „SML“ geländefähig-steuerbegünstigt geschaffen, einen Stirnsitz-Omnibus Typ LPS mit bis zu 38 Fahrgastsitzen und nur 60 cm Einsteighöhe. Für die Oberleitungs-Omnibusse wurden zwei Baumuster festgelegt: Normbus I mit 40 bis 45 und Normbus II mit 55 bis 60 Personen Fassungsvermögen.

Das neue Programm der Büssing-NAG. umfaßt zwei Haupttypen, den 4 $\frac{1}{2}$ - und den 6 $\frac{1}{2}$ -Tonner. Die Fahrzeuge werden mit einem 100 PS bzw. 135/145 PS-Sechszylinder-Dieselmotor ausgerüstet. Henschel & Sohn zeigte nach den neuen Richtlinien zwei Fahrgestelle mit einer Tragfähigkeit von 5500 kg als Lastwagen Typ „40 S“, als Omnibus „40 S Tram“ für 40 Personen-Aufbau. Zum Antrieb dient ein 95 PS-Sechszylinder-Dieselmotor, der mit entsprechendem Zusatzaggregat auch als Vergasermotor mit einem Treibstoff der Oktanzahl 74 und anderen Gasen betrieben werden kann. Auf dem Kruppstand war der neue 3 t-Krupp-Schnellastwagen mit neuem 80 PS-Sechszylinder-Dieselmotor zu sehen, als Omnibus mit gekröpften Niederrahmen, 4000 kg Fahrgestell-Tragfähigkeit. Der Omnibus erreicht mit einem Fünfgang-Getriebe mit Schnellgang 90 km/h Höchstgeschwindigkeit. Das neue Typenprogramm der Vomag sieht ein 6 t-Schwerlastwagen-Fahrgestell mit 160 PS-Wirbelkammer-Dieselmotor vor, das als Reiseomnibus mit einem Fassungsraum für 48 Personen ausgestattet eine Spitzengeschwindigkeit von 105 km/h hat. Beachtenswert sind bei dem Fahrzeug doppelte Bremscheiben auf den Hinterrädern, je eine für Fuß- und Handbremse zur Erhöhung der Betriebssicherheit. Dieses Fahrgestell ist auch in den Gaubchat-Reiseomnibus-Zug mit Faltenbalgverbindung zwischen Triebwagen und Anhänger für 95 Personen eingebaut.

Eine Sonderkonstruktion stellte der selbsttragende, verdrehungssteife Lindner-Trambus-Aufbau auf Büssing-Fahrgestell dar. Der Wagenkasten ruht in vier Silentlagern auf dem Fahrgestellrumpf auf und läßt sich zwecks guter Zugänglichkeit der gesamten Maschinenanlage um die als Drehpunkte dienenden hinteren Silentlager anheben.

Die Forderung nach erhöhter Betriebssicherheit hat auch auf die Ausführung der Bremsen eingewirkt. Für die Fußbremse wird fast durchweg eine druckluftgesteuerte Öldruckbremse, die auf alle vier Räder wirkt, verwendet. Bei der nur auf die Hinterräder wirkenden Handbremse wurde die Hebelanordnung verbessert. Als Getriebe wird meist ein Fünfganggetriebe, dessen fünfter Gang als Schnell- oder Schongang ausgebildet ist, eingebaut. Eine Sonderausführung bot sich in dem neuen ZF-Magnetkupplungs-Getriebe mit Autobahn-Ferngang dar. Bei diesem Getriebe, das auch in Lastwagen mit einer Leistung bis 350 PS eingebaut werden kann, werden die vom ZF-Allsynchron-Getriebe her bekannten Synchronisierungen durch elektromagnetisch betätigte Mehrscheibenkupplungen ersetzt. Durch gleichzeitiges Kuppeln von zwei Räderpaaren werden sechs Geschwindigkeitsstufen erhalten. Das Schalten der Gänge erfolgt durch einen kleinen Hebel am Lenkrad. Das Getriebe hat den Vorteil niederer Bauart, so daß es unter dem Bodenbrett liegen kann und ein ungehindertes Durchsteigen auf den vorderen Sitzen ermöglicht.

Berichtigung.

Bei dem Aufsatz Nordmann „Die Laufsicherheit geschobener Züge nach Untersuchungen mit dem Schwingungsmeßwagen“ in Heft 5 ist durch ein Versehen der lithographischen Anstalt unlieb-

samerweise eine sinnstörende Bezeichnung der Tafel 7 und 8 erfolgt. Die Tafelbezeichnung muß lauten: „Zum Aufsatz: Die Laufsicherheit geschobener Züge“.

Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.

Als Herausgeber verantwortlich: Abteilungspräsident a. D. Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.
Druck von Carl Ritter & Co., Wiesbaden.