

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

93. Jahrgang

1. September 1938

Heft 17

Das Ausfahren von Eisenbahnfahrzeugen aus nicht überhöhten Gleisbögen.

Von Prof. Dr.-Ing. Heumann, Aachen.
(Schluß.)

B. b) Mehrgliedrige Fahrzeuge.

Diese sollen bestehen aus einem Hauptgestell mit seitlich verschieblichem vorderem Drehgestell, das ein Helmholz-, Baldwin- oder amerikanisches Laufdrehgestell sein kann. Bei diesen Fahrzeugen können beide Relativbewegungen auftreten (s. S. 293). Das Hauptgestell soll beim Durchlaufen des Bogens — nicht beim Einlaufen in ihn — vorne lediglich durch die an seinem Drehzapfen D_H angreifende nach innen gerichtete Zapfenrichtkraft P_D geführt werden, nicht etwa außerdem unmittelbar durch Anlauf einer eigenen seitenfesten Vorderachse. Seine Auslaufbahn ist festgelegt durch die von D_H und die seines Reibungsmittelpunktes M . Wir betrachten zunächst die von D_H — D_H soll sich gegen Rückstellfederkraft und Reibung aus seiner Drehgestellmittellage D_D nach beiden Seiten bis um f_{\max} verschieben können. Der Rückstellfedersatz soll die Federkonstante p und die Vorspannkraft S_0 haben; der Reibungswiderstand gegen seitliche Verschiebung sei ausgedrückt durch $\mu \cdot Q_D$ mit Q_D als der Belastung des Drehgestells durch das Hauptgestell und der auf die Last Q_D und die Querverschiebung f bezogenen Gleitreibungsziffer μ . Die Größe diese s_μ hängt ab von der Art der Lastübertragung und davon, ob und in welchem Maße an den Punkten der Lastübertragung außer der Querverschiebung noch gleichzeitig Relativdrehungen auftreten. Diese können μ erheblich herabdrücken.

Sobald das Hauptgestell querbeschleunigt wird, also sowohl beim Ein- wie beim Durch-, wie beim Ausfahren, setzt sich die Zapfenrichtkraft P_D zusammen aus einer statischen P_{D_S} zur Überwindung der Gleitreibung zwischen den Rädern und Schienen und etwaiger sonstiger statischer Widerstände und aus einer dynamischen P_{D_T} zur Überwindung des quergerichteten Massenwiderstandes des Hauptgestells. P_{D_S} ist vorhanden, so lange das Hauptgestell aus seiner Rollrichtung abgelenkt wird und nimmt mit dem Maß dieser Ablenkung etwas ab und zu. Für das unveränderliche Maß der Ablenkung beim Durchfahren kann P_{D_S} leicht mit Hilfe des Minimumverfahrens bestimmt werden. Dies P_{D_S} gilt auch für das Ausfahren, solange dabei das Hauptgestell noch merklich aus der Rollrichtung abgelenkt wird, oder so lange — anders ausgedrückt — der Krümmungshalbmesser der Auslaufbahn des M -Querschnitts des Hauptgestells noch nicht sehr groß, die Bahn nicht sehr flach wird oder einen Wendepunkt hat. Wenn dieser Krümmungshalbmesser durch ∞ geht, geht auch P_{D_S} durch 0, denn in diesem Augenblick hört die Ablenkung von der Rollrichtung ganz auf. Wir wollen zunächst mit diesem unveränderlichen P_{D_S} rechnen. Die Krümmung der Bahn von M wird im Anhang ermittelt. P_{D_T} schreiben wir in der Form: $P_{D_T} = b_H M_D$, d. h. als Produkt der Querbeschleunigung $b_H = \frac{d^2 y}{d t^2}$ von Punkt D_H und demjenigen Teil M_D der Gesamtmasse M_H des Hauptgestells, der von D_H aus mit b_H querbeschleunigt wird. Beim Durchfahren ist $b_H = b_H' = \frac{v^2}{R}$ und hat M_D einen gleichbleibenden Wert $M_{D'}$, der leicht ziemlich genau zu bestimmen ist (s. unten). Beim Ausfahren ist sowohl

b_H wie M_D stark veränderlich und beide sind voneinander abhängig. Zur Vereinfachung der Rechnung setzen wir auf dem jeweils betrachteten Ausfahrabschnitt einen Mittelwert M_{D_1} von M_D ein und berechnen mit ihm b_H . M_D und M_{D_1} werden unten näherungsweise bestimmt. Hier sei nur vorausgenommen, daß in dieser Näherungsbestimmung von M_D und M_{D_1} die Relativbewegung des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil des Hauptgestells nicht genau berücksichtigt ist, um die Rechnung einigermaßen einfach und übersichtlich halten zu können. Der Einfluß dieser ersten Relativbewegung des Wankens wird nur geschätzt.

Während des Durchfahrens besteht dann folgende Beziehung zwischen den an D_H angreifenden waagerechten Querkräften:

$$f' p + S_0 - P_D = 0 \quad \text{oder, mit } P_{D_T} = \frac{v^2}{R} M_{D'}:$$

$$f' p + S_0 - P_{D_S} - M_{D'} \cdot \frac{v^2}{R} = 0 \quad \dots \dots a)$$

mit f' als der Ablenkung des Punktes D_H aus seiner Mittellage D_D beim Durchfahren. Der Reibungswiderstand $\pm \mu Q_D$ ist hier nicht eingeführt, weil er bei längerer relativer Ruhe des Durchfahrens, die hier angenommen sei, sich infolge der Erschütterungen ziemlich auf Null ausgeglichen haben dürfte. Mit dem aus dieser Beziehung a) sich ergebenden Ausschlag f' von Punkt D_H und der zugehörigen Rückstellfederspannkraft $S_0 + f'p$ geht das Hauptgestell in den Auslauf hinein. Wäre während des Auslaufs D_H mit D_D starr verbunden, so würde seine Auslaufbahn der von D_D nahezu gleich laufen im Abstand f' von ihr. Da er aber kraftschlüssig durch Federkraft und Reibung mit ihm verbunden und mit Masse behaftet ist, so muß er, sobald der Gleichgewichtszustand des Durchfahrens gestört wird, so beim Ausfahren, eine Schwingbewegung gegenüber der Bahn, die er bei starrer Verbindung beschreiben würde — oder auch gegenüber der Bahn von D_D — ausführen.

Wir beziehen die Auslaufbahn von D_H auf ein rechtwinkliges Koordinatensystem, dessen X -Achse mit der Richtung dieser Bahn bei Auslaufbeginn zusammenfällt, rechnen die Y -Richtung als positiv senkrecht von hier nach unten und legen den Schnittpunkt des Achsenkreuzes in den Beginn der Bahn (s. Abb. 13). Die X -Achse liegt parallel der Bahn von D_D bei Auslaufbeginn. Nach Verlauf der beliebigen Auslaufzeit t oder des Auslaufweges $x \approx v \cdot t$ hat die Auslaufbahn von D_H die Ordinate y und die von D_D die Ordinate $f' + y_D$, y_D vom Nullpunkt der Bahn von D_D aus gerechnet. Dann ist die Auslenkung f in diesem Punkt

$$f = f' + y_D - y \quad \dots \dots \dots b)$$

und die Gleichung der an D_H angreifenden waagerechten Querkräfte lautet jetzt, solange sich D_H gegenüber D_D bewegt:

$$f p \pm S_0 \pm \mu Q_D - P_D = 0$$

oder

$$f p \pm S_0 \pm \mu Q_D - P_{D_S} - M_{D_1} \frac{d^2 y}{d t^2} = 0$$

oder mit $t = \frac{x}{v}$, $d t^2 = \frac{d x^2}{v^2}$

$$f p \pm S_0 \pm \mu Q_D - P_{D_S} - v^2 M_{D_1} \frac{d^2 y}{d x^2} = 0 \quad \dots \dots c),$$

worin das Vorzeichen von f p durch Gl. b) bestimmt wird und $+S_0$ für positives f , $-S_0$ für negatives f , gilt. Aus Gl. a), b), c) erhalten wir die allgemeine Differentialgleichung für y :

a) für positives f ($y < y_D + f'$):

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \cdot y = \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \cdot \frac{1}{R} \pm \frac{\mu Q_D}{M_{D1} \cdot v^2} + y_D \cdot \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \dots 33a)$$

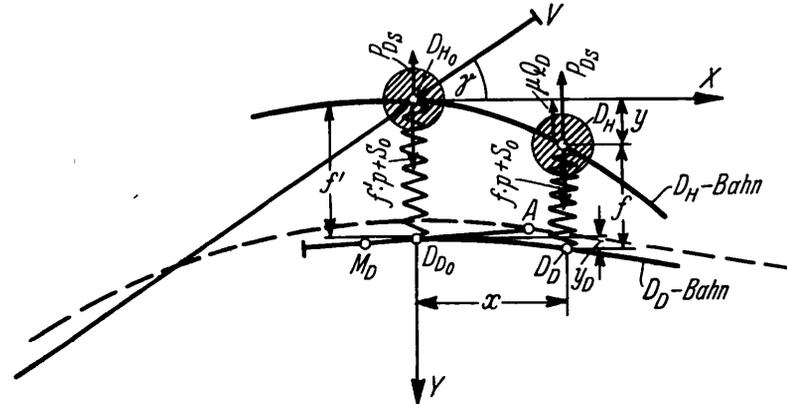


Abb. 13.

b) für negatives f ($y > y_D + f_0$):

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \cdot y = \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \cdot \frac{1}{R} \pm \frac{\mu Q_D}{M_{D1} \cdot v^2} - \frac{2 S_0}{M_{D1} \cdot v^2} + y_D \cdot \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \dots 33b)$$

Diese Gleichung gilt für gleichbleibendes P_{D_S} . Sinkt P_{D_S} während des betrachteten Auslaufabschnitts stark, so ist auf der rechten Seite noch ein positiver Summand hinzuzufügen. Das Vorzeichen von μQ_D bestimmt sich nach folgender Überlegung an Hand der Abb. 13. Beim Auslauf wächst zunächst

$$y = \left\{ \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{n_D} \cdot \frac{M_{D1}}{M_{D1}'} \right) \mp \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right\} \frac{M_{D1}'}{p} \left\{ 1 - \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \right\} + \frac{c}{n_D} \cdot \frac{1}{2R} \cdot x^2 \dots 34)$$

oder

$$y - y_D = \left\{ \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{n_D} \cdot \frac{M_{D1}}{M_{D1}'} \right) \mp \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right\} \frac{M_{D1}'}{p} \left\{ 1 - \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \right\} \dots 35)$$

Auf diesem sehr kurzen Anfangsabschnitt dürften P_{D_T} und M_D sich nur sehr wenig ändern. Wir können auf ihm $\frac{M_{D1}}{M_{D1}'} = 1$ setzen. Auf dem Fortschrittswege $x = 0$ bis $x = x_1 = v \cdot \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$, von dem in Wirklichkeit stets nur ein ganz kleiner Anfangsabschnitt zurückgelegt wird, würde danach ohne Reibung $y - y_D$ zunehmen, gilt also das negative Vorzeichen von μQ_D . Nun ist zu beachten, daß wegen der passiven Natur dieser Reibung der Inhalt der ersten geschwungenen Klammer der Gl. 35) nur positiv oder = 0, aber niemals negativ werden kann, daß also, solange

$$\mu Q_D > \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{n_D} \right) M_{D1}' \dots 36)$$

ist — mit μ gleich der oben gekennzeichneten vollen Gleit- ziffer — $y - y_D = 0$ oder $y = y_D$ ist, D_H sich gegenüber D_D überhaupt nicht bewegt, sondern den Abstand f' von ihm beibehält. Das dürfte in Wirklichkeit sehr oft auf diesem ersten Abschnitt der Fall sein. Aber selbst wenn bei sehr kleinem μ Gl. 35) einen kleinen positiven Wert ergeben sollte, ist doch das x oder t dieses ersten Abschnitts stets so klein, daß wir hinreichend genau das $y - y_D$ auf ihm = 0 oder $y \approx \frac{c}{n_D} \cdot \frac{1}{2R} x^2$ setzen können. Das x dieses Abschnitts = x_1 ist nämlich nur = n_D , sein t nur = $\frac{n_D}{v}$; denn nach Zurücklegung dieses Weges oder

sowohl y als y_D . Solange ohne Reibung y stärker zunehmen würde, als y_D , widersetzt sich dem die Reibung, verkleinert sie y , gilt das negative Vorzeichen.

Das y_D von D_D ist nach der Art des führenden Drehgestells verschieden und nach den obigen Ausführungen leicht zu bestimmen. Führt ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell, dessen beide um n_D voneinander entfernte Achsen im Bogen außen laufen, so bewegt sich der um c hinter der Vorderachse liegende Punkt D_D vom Augenblick des Auslaufbeginns, d. h. von dem Augenblick an, in dem das Außenrad der vorderen Drehgestellachse von der gekrümmten auf die gerade Außenschiene übergeht, nach Gl. 18) zunächst auf einem sich tangential an seine bisherige Kreisbahn vom Halbmesser R anschließenden Kreisbogen vom Halbmesser $R \cdot \frac{n_D}{c}$. Das sei der erste Auslaufabschnitt. Auf ihm ist

$$+ y_D \approx \frac{x^2}{2R} \cdot \frac{c}{n_D} \dots d)$$

Setzt man diesen Ausdruck in die allgemeine Differentialgleichung 33a) für y ein, erhält man für positives f oder $y < y_D + f_0$, das hier allein in Frage kommt:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + y \cdot \frac{p}{M_{D1} v^2} = \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \cdot \frac{1}{R} \mp \frac{\mu Q_D}{M_{D1} v^2} + \frac{p}{M_{D1}} \cdot \frac{1}{2R} \cdot \frac{c}{n_D} \cdot \frac{x^2}{v^2}$$

oder

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{p}{M_{D1} v^2} \left(y - \frac{v^2}{R} \cdot \frac{M_{D1}'}{p} \pm \frac{\mu Q_D}{p} \right) = \frac{p}{M_{D1}} \cdot \frac{1}{2R v^2} \cdot \frac{c}{n_D} \cdot x^2$$

Deren Lösung lautet unter Beachtung der Anfangsbedingungen:

$$y = 0 \text{ und } \frac{dy}{dx} = 0 \text{ bei } x = 0:$$

nach Ablauf dieser Zeit geht die Drehgestellhinterachse auf das gerade Gleis über. Somit können wir für den Schluß des ersten Abschnitts genau genug setzen:

$$y_I \approx y_{D_I} = \frac{n_D^2}{2R} \cdot \frac{c}{n_D} = \frac{c \cdot n_D}{2R} \dots 37)$$

und für die Neigung der Bahn von D_{II} gegen die X-Achse:

$$\frac{dy_I}{dx} = \frac{c}{R} \dots 37a)$$

Den sich darin anschließenden zweiten Auslaufabschnitt, auf dem beide Drehgestellachsen sich geradeaus bewegen auf dem geraden Anschlußgleis, beziehen wir auf ein besonderes Koordinatenkreuz, das zu diesem Bahnabschnitt genau so liegt, wie das bisher angewandte zum ersten Abschnitt, d. h.

um $x = x_I = n_D$ und $y = y_I = y_{D_I} = \frac{c \cdot n_D}{2R}$ dagegen verschoben

und um den stets sehr kleinen Winkel $\frac{c}{R}$ dagegen verdreht;

die x und y des zweiten Abschnitts rechnen wir demgemäß von seinem Beginn an. Dann ist das y_D dieses Abschnitts = 0 und $f = f' - y$ oder $y = f' - f$ und hat sein y , solange es zunimmt und $< f'$ ist, also solange f positiv ist, den aus Gl. 33a) entwickelten Ausdruck:

$$y = y - y_D = \frac{M_{D1}'}{p} \left\{ \frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right\} \left\{ 1 - \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \right\} \dots 38)$$

Hier ist bei großem $\frac{v^2}{R}$ y oder $y - y_D$ im allgemeinen > 0 ,

da bei größerem $\frac{v^2}{R}$ dies im allgemeinen größer als $\frac{\mu Q_D}{M_{D'}}$ ist; — natürlich kann es auch hier nie negativ werden —. Es folgt dem Gesetz einer 1 — cos-Linie und nimmt auf dem Fortschrittswege $x = 0$ bis $x = x_1 = v \cdot \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$ oder in der Zeit $t_1 = \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$ zu bis auf

$$(y - y_D)_{\max} = y_{\max} = 2 \frac{M_{D'}}{p} \left\{ \frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right\} \dots 38a).$$

Wenn auf dem letzten Ende des Weges x_1 der Krümmungshalbmesser der Auslaufbahn des Reibungsmittelpunktquerschnitts des Hauptgestells groß wird, P_{D_S} also merklich sinkt, gibt dieser Ausdruck $(y - y_D)_{\max}$ etwas zu klein an.

Die daran sich anschließende relative Rückwärtsbewegung von D_H nach außen interessiert hier nicht.

Die ganze Ablenkung des Drehzapfens D_H vom Beginn

$$y' = \frac{M_{D'}}{p} \sqrt{\left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right)^2 - \left(\frac{P_{D_S}}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{S_0}{M_{D'}} \right)^2} \cdot \sin \left(\frac{x'}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) - \frac{M_{D'}}{p} \left\{ \frac{2 S_0}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{v^2}{R} \right\} \left\{ 1 - \cos \left(\frac{x'}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \right\} \dots 40),$$

das seinen Höchstwert

$$y_{\max}' = \frac{M_{D'}}{p} \sqrt{\left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right)^2 - \left(\frac{P_{D_S}}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{S_0}{M_{D'}} \right)^2} + \left(\frac{2 S_0}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{v^2}{R} \right) - \frac{M_{D'}}{p} \left(\frac{2 S_0}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{v^2}{R} \right) \dots 40a)$$

erreicht bei

$$x_0' = v \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \left\{ \frac{\pi}{2} - \arctan \frac{\frac{2 S_0}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{v^2}{R}}{\sqrt{\left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right)^2 - \left(\frac{P_{D_S}}{M_{D'}} + \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} - \frac{S_0}{M_{D'}} \right)^2}} \right\} \dots 40b).$$

Im ganzen macht dann D_H gegenüber D_D den Ausschlag $\Sigma(y - y_D) = f' + y'$; auch dessen Höchstwert ist in seiner Größe unabhängig von M_{D1} !

Meistens bleibt f positiv, d. h. meistens bleibt $y < f'$, geht D_H nicht über die Mittellage D_D zurück. Damit es größer als f' wird, muß nach Gl. a) und 38a) $M_{D'} \cdot \frac{v^2}{R} - 2\mu Q_D > P_{D_S} - S_0$ sein, was nur bei gleichzeitig besonders großer Fliehkraft $M_{D'} \cdot \frac{v^2}{R}$, außerordentlich großer Vorspannkraft S_0 , besonders kleinem statischen Schwenkwiderstand P_{D_S} und besonders kleiner Reibung μQ_D vorkommt. Sonst gelten wie gesagt die einfacheren Gl. 38), 38a), 39), 41), 41a). Wenn nun doch nach Gl. 38a) $y_{\max} > f'$ wird, wird das über f' hinauschießende, nach Gl. 40a) zu bestimmende y_{\max}' im allgemeinen so klein, daß man es ohne großen Fehler vernachlässigen, $y_{\max} = f'$ setzen kann; man muß dann nur in der durch f festgelegten Zapfenrichtkraft P_D die Umkehr von S_0 beim Durchgang von D_H durch die Mittellage D_D ($f = 0$) beachten (s. unten)!

Die Querbeschleunigung $b_H = \frac{d^2 y}{dt^2}$ von Punkt D_H ist im Anhang ermittelt; sie wird im Verlauf des Ausfahrens negativ.

Der ursächliche Zusammenhang der durch Gl. 34) bis 40b) beschriebenen Bewegung von Punkt D_H läßt sich leicht der Anschauung nahe bringen. Während des Durchfahrens werden D_H und D_D dadurch in gleichbleibendem Abstand f' voneinander, ohne Relativbewegung $y - y_D$ gegeneinander, gehalten, daß Punkt D_D , auf einem Kreisbogen vom Halbmesser R laufend, nach innen durch das Bogengleis querbeschleunigt wird mit dem gleichbleibenden $\frac{v^2}{R}$ und daß Punkt D_H mit allen an ihm angreifenden Kräften gerade bei nahezu gleich großer Querbeschleunigung, auf nahezu gleich gekrümmtem Kreisbogen

des Ausfahrens an hat unter Berücksichtigung von Gl. 37)

und der Drehung des Koordinatenkreuzes um $\frac{c}{R}$ den Ausdruck:

$$\Sigma y = \frac{c \cdot n_D}{2R} + \frac{M_{D'}}{p} \left\{ \frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right\} \left\{ 1 - \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \right\} + \frac{x}{R} \cdot c \dots 39),$$

worin x vom Beginn des zweiten Abschnitts an gerechnet ist. $\Sigma(y - y_D)$ für beide Abschnitte zusammen hat den Ausdruck Gl. 38), da $y - y_D$ auf dem ersten Abschnitt ≈ 0 ist; sein Höchstwert ist also in seiner Größe ganz unabhängig von dem schwerer genau zu bestimmenden M_{D1} ; nur wann und wo diese größte relative Ablenkung auftritt, hängt von M_{D1} ab.

Sobald nun beim betrachteten Zurückschwingen $y > f'$, also f negativ wird, D_H über D_D nach innen hinaus-schwingt, gilt nicht mehr Gl. 33a), sondern Gl. 33b) mit $y_D = 0$. Wir bezeichnen die über $y = f'$ hinausliegenden Ordinaten der Bahn von D_H mit x' und y' und erhalten aus Gl. 33b) mit $y_D = 0$ mit Hilfe der aus Gl. 38) zu entnehmenden Anfangsbedingungen, solange y zunimmt:

laufend, sich in statischem und dynamischem Gleichgewicht befindet, nach innen gezogen und beschleunigt durch die Rückstellfederspannkraft $S_0 + f'p$ und nach außen gezogen durch die gleich große Summe des statischen Schwenkwiderstandes P_{D_S} und des Trägheitswiderstandes $M_{D'} \cdot \frac{v^2}{R}$. Auf dem

ersten Abschnitt des Auslaufs wird zwar D_D etwas schwächer nach innen querbeschleunigt, ändert sich aber trotzdem an der bisherigen relativen Ruhe von D_H gegenüber D_D sehr wenig oder gar nichts infolge der sich einer Relativbewegung wider-setzenden Reibung zwischen Dreh- und Hauptgestell. Sobald aber der zweite Abschnitt des Auslaufs mit geradliniger Bewegung von D_D beginnt, wird D_D gar nicht mehr nach innen querbeschleunigt, D_H dagegen durch die noch angespannte Rückstellfeder weiter nach innen gezogen und querbeschleunigt. Dieser Punkt muß sich daher unter allmählicher Abnahme dieser Federspannkraft und seiner Beschleunigung dem geradeaus bewegten Punkt D_D nähern und, mit Masse und Reibung behaftet, die durch Gl. 38) und 41) beschriebene Schwing-bewegung machen, die unter Umständen über die Mittellage D_D hinausgeht und dann durch die ihre Richtung umkehrende Vorspannkraft S_0 stark verzögert wird.

Wird das Hauptgestell durch ein amerikanisches Lauf-drehgestell geführt, so bewegt sich D_D vom Augenblick des Auslaufbeginns an auf einer Bahn, die nach Gl. 7) oben den Ausdruck

$$y_D = \frac{a + m}{R} \cdot c \cdot e^{-\frac{x}{a+m}} + \frac{c}{R} \cdot x - \frac{a + m}{R} \cdot c \dots e)$$

hat. Darin beziehen sich a , m und c auf das Drehgestell und bedeutet c den Abstand des Punktes D_D von der Drehgestell-vorderachse und das Koordinatenkreuz ist wieder so gelegt, daß sein Nullpunkt zusammenfällt mit dem Beginn der Bahn von D_D und daß seine X-Richtung zusammenfällt mit der

Anfangsrichtung dieser Bahn; d. h. das Koordinatenkreuz ist gegen das der Gl. 7) zugrunde liegende, dessen X-Richtung zusammenfällt mit der Anfangsrichtung der Bahn von M des Drehgestells, um $\frac{a+m-c}{R}$ verdreht. Setzt man diesen Ausdruck für y_D in Gl. 33a) ein, so erhält man, solange f positiv, $y < f' + y_D$ ist, die Differentialgleichung für y :

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \left(y - \frac{v^2}{R} \cdot \frac{M_{D'}}{p} \pm \frac{\mu Q_D}{p} + \frac{a+m}{R} \cdot c \right) = \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \cdot \frac{a+m}{R} \cdot c \cdot e^{-\frac{x}{a+m}} + \frac{p}{M_{D1} \cdot v^2} \cdot \frac{c}{R} \cdot x.$$

Deren Lösung lautet, unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen, solange y ohne Reibung stärker zunimmt als y_D :

$$y = \left(1 - \cos \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right) \frac{M_{D'}}{p} + \frac{c}{a+m} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{\frac{v^2}{(a+m)^2} + \frac{p}{M_{D1}}} \cdot \left(\cos \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} - \frac{v}{a+m} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \cdot \sin \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) + \frac{a+m}{R} \cdot \frac{c}{M_{D1} \cdot \frac{v^2}{(a+m)^2} + 1} \cdot e^{-\frac{x}{a+m}} + \frac{c}{R} \cdot x - \frac{a+m}{R} \cdot c \dots \dots \dots 42)$$

und

$$y - y_D = \left(1 - \cos \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right) \frac{M_{D'}}{p} + \frac{c}{a+m} \cdot \frac{v^2}{R} \cdot \frac{1}{\frac{v^2}{(a+m)^2} + \frac{p}{M_{D1}}} \cdot \left(\cos \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} - \frac{v}{a+m} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \cdot \sin \frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} - e^{-\frac{x}{a+m}} \right) \dots \dots \dots 43),$$

wieder unter der Voraussetzung gleichbleibenden P_{D_s} . Ein Vergleich dieses Ausdrucks für $y - y_D$ mit Gl. 38) für $y - y_D$ bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell zeigt, daß hier die gleiche von $M_{D'}$ abhängige $(1 - \cos)$ -Linie vorhanden ist wie dort, aber nicht allein, sondern, entsprechend dem anderen Bewegungsgesetz von D_D [s. Gl. e)], überlagert von einer Sinuslinie gleicher Wellenlänge und einer $e^{-\frac{x}{a+m}}$ -

Beginn von $\frac{v^2}{R}$ auf etwa die Hälfte, nicht in einem Absatz, sondern allmählich bis auf 0.

Der auch hier sehr selten vorkommende Fall, daß D_H über D_D hinaus zurückschwingt, läßt sich ebenfalls leicht mathematisch verfolgen. Die Ausdrücke für $(y - y_D)'$ und x_0' werden aber sehr verwickelt und ein Rechnen mit ihnen lohnt sich nicht, da, auch wenn dieser Fall einmal auftritt $(y - y_D)_{max}$ fast immer so klein bleibt, daß es gleich Null, $(y - y_D)_{max} = f'$ gesetzt werden kann: man hat bei Bestimmung von P_D dann nur auf die Umkehr der Richtung von S_0 zu achten (s. unten).

Natürlich kann bei großer Reibung μQ_D auch beim amerikanischen Lauffdrehgestell $y - y_D$ niemals mit negativem Wert den Auslauf beginnen, sondern höchstens mit 0. $y - y_D$ beginnt mit 0, D_H bewegt sich gegenüber D_D nicht, wenn zu Beginn des Auslaufs

$$\mu Q_D > \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{a+m} \right) M_{D'} \dots \dots \dots 44)$$

ist, wie sich aus Gl. 33a) mit $y - y_D = 0$, $M_{D1} = M_{D'}$ und $\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{d^2 y}{dt^2} \cdot \frac{1}{v^2} = \frac{d^2 y_D}{dt^2} \cdot \frac{1}{v^2} = \frac{1}{v^2} \cdot \frac{c}{R} \cdot \frac{v^2}{a+m}$ nach Gl. 9) ergibt. Und $y - y_D$ bleibt = 0 auf dem Anfangswegstück des Auslaufs

$$x_R = (a+m) \cdot \ln \frac{M_{D1} \frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{a+m_1}}{M_{D'} \frac{v^2}{R} - \mu Q_D} \dots \dots \dots 44a),$$

wie sich wiederum aus Gl. 33 a) mit $y - y_D = 0$ und $\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{a+m} \cdot e^{-\frac{x}{a+m}}$ nach Gl. 9) ergibt. Für m_1 und M_{D1} sind in Gl. 44) Mittelwerte der Strecken x_R einzusetzen. Wenn beim Ausfahren ein solcher Wegabschnitt x_R ohne Relativbewegung von D_H gegenüber D_D auftritt, gilt für die nach Zurücklegung von x_R einsetzende Relativbewegung $y - y_D$ natürlich Gl. 43) nicht mehr, sondern die Gleichung:

$$y - y_D = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}} \right) \cdot \frac{M_{D'}}{p} \left[1 - \frac{\cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \left(\frac{v}{a+m} \right)^2 \frac{M_{D1}}{p} + \sin \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \frac{v}{a+m} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} + e^{-\frac{x}{a+m}}}{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a+m} \right)^2} \right] \dots \dots \dots 45),$$

deren Entstehung unten erklärt ist, worin x , y und y_D von Beginn der Relativbewegung an gerechnet sind und die nunmehr

getrennten Bahnen von D_H und D_D wieder in der X-Richtung beginnen, das Koordinatensystem also gegen das der Gl. 43)

zugrunde liegende verschoben ist um x_R und y_R und gedreht ist um den stets sehr kleinen Winkel $\frac{c}{R} \left(1 - e^{-\frac{x_R}{a+m}}\right)$, der sich aus Differentiation des Ausdrucks e) mit $x = x_R$ ergibt. y_D hat dann während dieser Relativbewegung nach Gl. e) den Ausdruck:

$$y_D = e^{-\frac{x_R}{a+m}} \left\{ (a+m) \cdot \frac{c}{R} \cdot e^{-\frac{x}{a+m}} + \frac{c}{R} \cdot x - \frac{c}{R} \cdot (a+m) \right\} \dots f).$$

Setzt man diesen Ausdruck in Differentialgleichung 33 a) ein, löst sie auf nach y und setzt Gl. f) in die Lösung wieder ein, so erhält man Gl. 45) für $y - y_D$. Der Höchstwert von $(y - y_D)$

$$\text{tritt auf zwischen } x_1 = v \cdot \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \text{ und } \frac{3}{2} v \cdot \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}.$$

Großer Krümmungshalbmesser der Bahn von M und großes negatives S_x haben natürlich den gleichen Einfluß wie oben. Die zugehörige Querbeschleunigung b_H ist wieder im Anhang ermittelt, sie wird gegen Ende des Zurückschwingens stets negativ.

Bevor wir die Auslaufbahn von M betrachten, wollen wir sehen, wie sich die Reaktion P_D der Zapfenrichtkraft P_D verhält oder diejenige Kraft, mit der das Drehgestell am Punkt D_D nach außen gezogen wird. Sie soll positiv genannt werden, wenn sie das Drehgestell nach außen zieht. Nach Kenntnis dieser Kraft können wir mit Hilfe des Minimumverfahrens leicht die Richtkraft P_1 an der Drehgestellvorderachse ermitteln, womit der wichtigste Teil unserer Aufgabe erfüllt ist.

Die Reaktion P_D hat während des Durchfahrens des Gleisbogens den Ausdruck:

$$P_D' = S_0 + f'p, \text{ am Anfang des Ausfahrens:}$$

$$P_{D0} = S_0 + f'p - a \mu Q_D;$$

darin ist $a = 1$, wenn $y - y_D > 0$, D_H sich auf D_D zu bewegt, und ist $a < 1$, wenn $y - y_D = 0$, D_H gegenüber D_D in relativer Ruhe ist. Setzt man nach Gl. a)

$$S_0 + f'p = M_D' \frac{v^2}{R} + P_{D_S},$$

so erhält man für $y - y_D > 0$:

$$P_{D0} = P_{D_S} + M_D' \frac{v^2}{R} - \mu Q_D \dots 47).$$

Für $y - y_D = 0$ ist a verschieden groß nach der Art des führenden Drehgestells. Beachtet man, daß in diesem Falle die Querbeschleunigung von D_H gleich der von D_D ist, erhält man durch Ansetzen der Gleichung der an D_H angreifenden Querkräfte bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell:

$$f'p + S_0 - P_{D_S} - a \mu Q_D - \frac{c}{n_D} \frac{v^2}{R} M_D' = 0$$

$$a \mu Q_D = f'p + S_0 - P_{D_S} - \frac{c}{n_D} \frac{v^2}{R} M_D'$$

und

$$P_{D0} = P_{D_S} + \frac{c}{n_D} \frac{v^2}{R} M_D' \dots 48a)$$

und bei Führung durch ein amerikanisches Laufdrehgestell

$$f'p + S_0 - P_{D_S} - a \mu Q_D - \frac{c}{a+m'} e^{-\frac{x}{a+m'}} \frac{v^2}{R} M_D' = 0$$

$$a \mu Q_D = f'p + S_0 - P_{D_S} - \frac{c}{a+m'} e^{-\frac{x}{a+m'}} \frac{v^2}{R} M_D'$$

und

$$P_{D0} = P_{D_S} + \frac{c}{a+m'} e^{-\frac{x}{a+m'}} \frac{v^2}{R} M_D' \dots 48b).$$

Im Augenblick des Ausfahrensbeginns ist D_H am weitesten nach außen gegenüber D_D ausgelenkt, P_{D0} mit $x = 0$ stellt also den Höchstwert von P_D dar.

Während des Ausfahrens hat P_D den allgemeinen Ausdruck: $P_D = S_0 + f'p - \mu Q_D$ oder, unter Berücksichtigung der Gl. b) und a):

$$P_D = P_{D_S} + M_D' \frac{v^2}{R} - (y - y_D) p - \mu Q_D \dots 49).$$

P_D nimmt daher seinen positiven Kleinstwert oder negativen

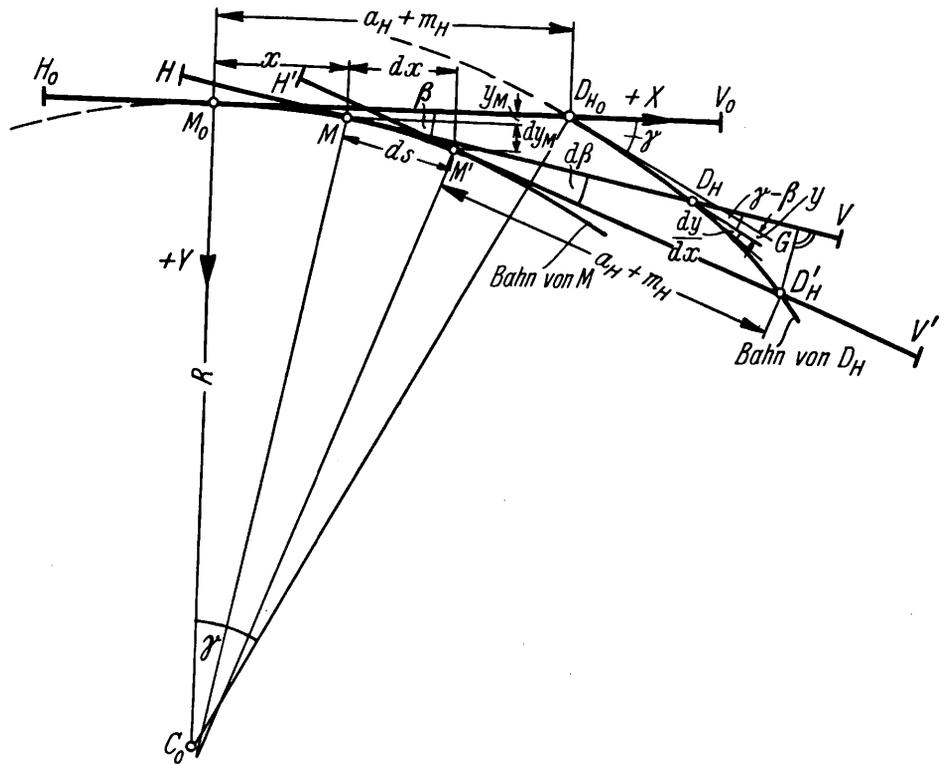


Abb. 14.

Höchstwert $(P_D)_{\min}$ an bei $(y - y_D)_{\max}$, der bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell unter Berücksichtigung von Gl. 38a) den Ausdruck hat:

$$P_{D_{\min}} = P_{D_S} - M_D' \frac{v^2}{R} + \mu Q_D \dots 50),$$

das unabhängig von M_{D1} ist und erreicht wird nach einem gesamten Anfahrweg von $n_D + v \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$.

Bei Führung durch ein amerikanisches Laufdrehgestell hat $(y - y_D)_{\max}$ keinen so einfachen mathematischen Ausdruck [s. Gl. 43) und 45)]. In beiden Fällen ist zu beachten, daß, wenn gegen Ende des betrachteten Zurückschwingens die Auslaufbahn von M sehr flach und S_x stark negativ wird, sowohl P_{D_S} sinkt als $(y - y_D)_{\max}$ größer wird als nach den entwickelten Gleichungen. Die Auslaufbahn von M wird im Anhang ermittelt.

In Gl. 50) für $(P_D)_{\min}$ bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell hat sowohl der Massenwiderstand $M_D' \frac{v^2}{R}$ als die Reibung μQ_D das entgegengesetzte Vorzeichen wie in Gl. 47) für P_{D0} . Das gilt auch für Führung durch ein anderes Gestell. $(P_D)_{\min}$ tritt auf am Ende, P_{D0} am Anfang

des Zurückschwingens von D_H gegenüber D_D . Die Umkehr der Richtung von $M_D' \frac{v^2}{R}$ leuchtet wohl aus der Natur der Schwingbewegung ein; aber daß $(P_D)_{min}$ um so größer bleibt, je größer die Reibung μQ_D ist, ist paradox, denn die Reibung drückt doch auf diesem ganzen Wege von D_H gegenüber D_D das Drehgestell nach innen im Sinne einer Verkleinerung von P_D . Die Umkehr des Vorzeichens von μQ_D erklärt sich daraus, daß die Reibung nicht nur diese Wirkung hat, sondern außerdem noch die nach innen gerichtete Relativbewegung $y - y_D = f - f$ von D_H gegenüber D_D verkleinert und damit die das Drehgestell nach außen ziehende Rückstellfederkraft $f \cdot p + S_0$ um so weniger stark absinken läßt gegenüber dem Anfangswert $f \cdot p + S_0$, je größer sie ist. Die zweite Wirkung aber ist stärker als die erste.

Wird nun einmal f negativ, $y - y_D > f'$, d. h. geht D_H beim Zurückschwingen über die Mittelstellung D_D hinweg nach innen, so kehrt außer f auch S_0 sein Vorzeichen um, wird $+P_D$ also plötzlich um $2 S_0$ kleiner und hat P_D von da ab den allgemeinen Ausdruck:

$P_D = -S_0 + fp - \mu Q_D$ mit negativem f ; P_D wird dann auf jeden Fall negativ, zieht das Drehgestell bei D_D nach innen. Jetzt ist $f = -(y - y_D)'$, das wie gesagt ohne Schwierigkeit berechnet werden kann, aber meist so klein bleibt, daß es vernachlässigt werden kann. Somit ist in diesem Fall:

$$P_{D_{min}} \approx -(S_0 + \mu Q_D) \dots \dots \dots 51).$$

P_D wird dann also stark negativ. Das ist möglichst zu vermeiden. Negatives f kann nur dann auftreten, wenn gleichzeitig vorhanden sind: sehr großes S_0 , $\frac{v^2}{R}$ und $-S_x$ und kleines P_{D_S} und μQ_D . Damit f positiv bleibt, muß nach Gl. a) und b)

$$S_0 < P_{D_S} + M_D' \cdot \frac{v^2}{R} - p (y - y_D)_{max} \dots \dots 52)$$

sein oder bei Führung durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell nach Gl. a), b) und 38a):

$$S_0 < P_{D_S} - M_D' \cdot \frac{v^2}{R} + \frac{2 \mu Q_D}{M_D'} \dots \dots 52a).$$

In der allgemeinen Gl. 52) ist das Absinken von P_{D_S} und die Zunahme von $(y - y_D)_{max}$ mit wachsendem R_M und $-S_x$ zu beachten. Nach Gl. 52a) liegt dieser Grenzwert von S_0 um so höher, je größer μQ_D ist. Das gilt auch bei Führung durch ein anderes Gestell. Eine gewisse Reibung dürfte daher angebracht sein. S_0 muß nun zu guter Führung der Lokomotive beim Einfahren einen gewissen Mindestwert haben — s. meine Arbeit von 1936 — der meist unter dem für das Ausfahren aufgestellten oberen Grenzwert liegt, so daß beiden genügt werden kann.

Bei positivem f nimmt, wie Gl. 50) für Helmholtz-Gestell-Führung zeigt, aber auch allgemein gilt, $(P_D)_{min}$ zu mit wachsendem μQ_D . Bei einem gewissen durch die Gl. 36) und Gl. 44) angegebenen μQ_D bleibt D_H gegenüber D_D zu Beginn des Ausfahrens in Ruhe, bei $\mu Q_D > \frac{v^2}{R}$. M_D' bleibt D_H gegenüber D_D während des ganzen Ausfahrens in Ruhe. In letzterem Fall verhält sich P_D wie bei der oben unter Abschnitt A b) 1) erörterten Führung des Hauptgestells, durch ein Drehgestell mit seitlich festem Drehzapfen. Immer tritt dann bei Beginn des Ausfahrens ein gewisser Ruck auf. Beseitigt man die Reibung ganz, so tritt in diesem Augenblick gar kein Ruck auf, sinkt aber P_D infolge des starken Zurückschwingens von D_H gegenüber D_D sehr tief und zieht P_1 stark herab. Eine gewisse kleine Reibung dürfte daher auch mit Rücksicht hierauf angebracht sein.

Auch wenn f positiv bleibt, D_H nicht über seine Mittelstellung D_D zurückschwingt, S_0 sein Vorzeichen nicht umkehrt, kann $(P_D)_{min}$ negativ werden, nämlich bei großem $\frac{v^2}{R}$, großem $-S_x$, kleinem μQ_D und P_{D_S} . Negatives $(P_D)_{min}$ aber zieht $+P_1$ herunter, das infolge der Verflachung der Auslaufbahn des Drehgestellreibungsmittelpunkts in diesem Augenblick schon klein ist.

Sowohl diese — „zweite“ — als die oben unter B a) behandelte „erste“ Relativbewegung in sich elastischer Fahrzeuge mit ihrer Massenwirkung ist unter ungünstigen Umständen imstande, P_1 leicht negativ werden zu lassen, noch mehr beide zusammen bei entsprechender zeitlicher Lage zueinander. Aber auch dann dürfte bei guter Gleislage das negative P_1 kaum so groß werden und so lange anhalten können, daß die führende Vorderachse nach Durchmessung des Gleisspiels innen zu hartem Anlauf kommt.

Zur Ermittlung der Größe von $(P_D)_{min}$ aus den obigen einfachen Gleichungen müssen wir außer P_{D_S} noch M_D' und bei Führung durch ein amerikanisches Laufdrehgestell außerdem noch M_{D_1} kennen. Zur Ermittlung des Zeitpunkts, in dem $(P_D)_{min}$ auftritt, müssen wir immer M_{D_1} kennen. Über P_{D_S} ist das Erforderliche gesagt. M_D' , d. h. diejenige gedachte unveränderliche Teilmasse des Hauptgestells, die, mit $\frac{v^2}{R}$ multipliziert, die dynamische Zapfenrichtkraft des Durchfahrens P_{D_T}' ergibt, bestimmt sich auf folgende Weise. Die Fliehkraft

des ganzen Hauptgestells $S' = M_H \cdot \frac{v^2}{R}$ greift an dessen Schwerpunkt S an. Wenn S dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells ohne Vorhandensein der Kraft S' ziemlich fern liegt und auch das Hinzutreten von S' diesen Punkt M dem Schwerpunkt S nicht sehr nahe rückt, kann man hinreichend genau P_{D_T}' so bestimmen, daß man S' nach den Hebelgesetzen auf die Punkte M und D_H verteilt. Dann erhält man:

$$P_{D_T}' = M_D' \frac{v^2}{R} = M_H \frac{v^2}{R} \frac{m'}{m' + a}$$

oder

$$M_D' = M_H \frac{m'}{m' + a} \dots \dots \dots 53)$$

mit m' für Vorhandensein von S' . Wenn aber Punkt S dem Punkt M ziemlich nahe liegt, wird das Verfahren zu ungenau; dann ermittelt man genauer M' aus der Beziehung:

$$P_{D_T}' = \frac{v^2}{R} M_D' = P_D' - P_{D_S}$$

als

$$M_D' = \frac{P_D' - P_{D_S}}{\frac{v^2}{R}} \dots \dots \dots 53a),$$

mit P_D' als der ganzen Zapfenrichtkraft des Durchfahrens, worin P_D' und P_{D_S} leicht mit Hilfe des Minimumverfahrens bestimmt werden können.

M_D , d. h. diejenige gedachte Teilmasse des Hauptgestells, die beim Ausfahren von D_H aus mit dessen veränderlicher Querbeschleunigung b_H quer beschleunigt wird und mit dieser multipliziert P_{D_T} ergibt, und ihr Mittelwert M_{D_1} werden bestimmt durch die Auslaufbewegung des Hauptgestells in allen seinen Teilen, also unter Berücksichtigung der etwaigen Wankbewegung des gefederten gegenüber dem ungedederten Teil. Deren Berücksichtigung würde die Rechnung außerordentlich verwickelt machen. Wir lassen daher bei Bestimmung von M_D diese Relativbewegung unberücksichtigt, sehen das Hauptgestell als in sich starr an, was bei größerer Tragfeder- und Gleitbackenreibung zutrifft. Von der Aus-

fahrbewegung des Hauptgestells kennen wir bereits die Bahn und Querbeschleunigung b_H von D_H . Die Bahn und die Querbeschleunigung b_M von M sind im Anhang ermittelt; beide Bahngleichungen sind in Abhängigkeit von M_{D1} aufgestellt. Zur angenäherten Bestimmung von M_{D1} für den betrachteten Auslaufabschnitt nehmen wir es zunächst vorläufig an, berechnen dann für irgendein x des betrachteten Abschnitts die b_H und b_M nach den im Anhang entwickelten Gleichungen mit Mittelwerten von m_H und m , ermitteln hieraus den querverrichteten Hauptgestell-Trägheitswiderstand S_H und aus S_H schließlich einen Einzelwert M_D für das betreffende x . Dies Verfahren müssen wir für eine Reihe von x -Punkten ausführen und solange wiederholen, bis ein Mittelwert des so für die verschiedenen x berechneten M_D mit dem vorläufig angenommenen M_{D1} übereinstimmt. Zur angenäherten Ermittlung von S_H aus b_M und b_H nehmen wir an, daß sich die Hauptgestellmasse M_H gleichmäßig über dessen Länge l verteile, dann stellt S_H sich bildlich dar nach Abb. 15. Über der Hauptgestell-Längsachse VH sind senkrecht nach unten aufgetragen in D_H

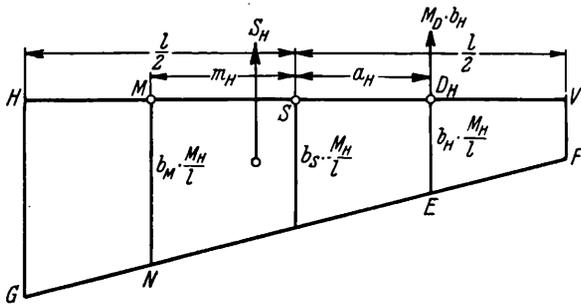


Abb. 15.

und M die dort auftretenden spezifischen Trägheitswiderstände $\frac{M_H}{l} b_H = \overline{DHE}$ und $\frac{M_H}{l} b_M = \overline{MN}$, und durch E und N ist die Gerade \overline{FG} gezogen: dann ist der Inhalt des Trapezes $FVHG$ gleich dem Trägheitswiderstand S_H und greift dieser in dem durch den Schwerpunkt des Trapezes gehenden Querschnitt am Hauptgestell an. Den Trapezinhalt drücken wir aus als Funktion von M_H , b_H , b_M , a_H , m_H und l . Zur Bestimmung von M_D aus S_H nehmen wir, von der Wirklichkeit nur wenig abweichend, an, daß S_H sich nach den Hebelgesetzen auf D_H und M verteile, dann erhalten wir für M_D den Näherungsausdruck:

$$M_D = \frac{\frac{l^2}{12} + m_{H1}^2 - \frac{b_M}{b_H} \left(\frac{l^2}{12} - a_H \cdot m_{H1} \right)}{(a_H + m_{H1})^2} \cdot M_H \dots 54)$$

mit dem gleichen Mittelwert m_{H1} für alle x des betrachteten Abschnitts. So können wir M_{D1} überschlägig bestimmen.

Nach Gl. 54) verändert sich der Einzelwert M_D mit $\frac{b_M}{b_H}$, und zwar um so mehr, je größer $\frac{l^2}{12} - a_H \cdot m_{H1}$ gegenüber $\frac{l^2}{12} + m_{H1}^2$ ist; meist ist es klein ihm gegenüber und positiv; dann ändert sich M_D mit von 0 aus allmählich wachsendem $\frac{b_M}{b_H}$ folgendermaßen. Es sinkt zunächst sehr langsam, dann zunehmend

schneller von seinem „Null“-Wert $M_H \frac{l^2 + m_{H1}^2}{(a_H + m_{H1})^2}$ für $\frac{b_M}{b_H} = 0$, ist $= M_{D'}$ bei $b_M = b_H$, geht durch 0 bei dem großen

$$\frac{b_H}{M_H} = \frac{\frac{l^2}{12} + m_{H1}^2}{\frac{l^2}{12} - a_H m_{H1}}$$

wird $= -\infty$ bei positivem b_M und $b_H = 0$,

springt auf $+\infty$ und sinkt bei wachsendem negativem b_H und weiter positivem b_M erst sehr schnell, dann zunehmend langsam

wieder auf den „Null“-Wert $M_H \frac{l^2 + m_{H1}^2}{(a_H + m_{H1})^2}$. Bei b_H um 0 herum und gleichzeitig positivem b_M , was bei jedem Auslauf vorkommt, schwankt also M_D stark. Ist $\frac{l^2}{12} - a_H m_{H1}$ negativ, was zuweilen der Fall ist, steigt M_D von seinem Nullwert auf $+\infty$, springt auf $-\infty$ und steigt wieder auf seinen „Null“-Wert. Ist $\frac{l^2}{12} - a_H m_{H1} = 0$, verläßt M_D seinen Nullwert nicht und ist M_{D1} gleich diesem und ziemlich genau bestimmt. Ein

Zahlenbeispiel einer 2 C-Lokomotive

gebe ein Bild von der Größenordnung der ermittelten Werte. Eine 2 C-Lokomotive mit vorderem verschieblichem ame-

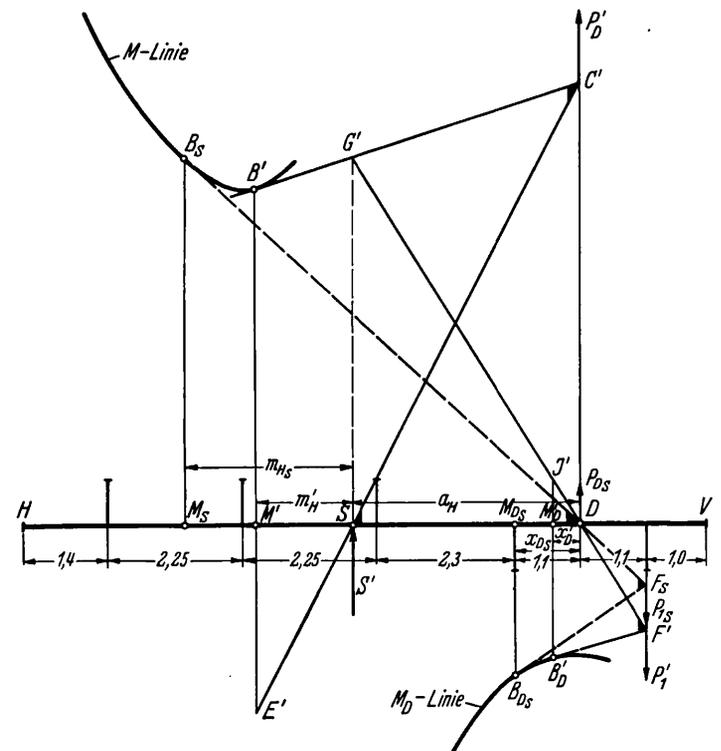


Abb. 16.

ikanischen Laufdrehgestell fahre aus einer Weiche von 180 m Halbmesser unmittelbar in eine Gerade mit einer Geschwindigkeit von 45 km/h. Sie habe folgende Daten: Achsdruck der drei gekuppelten Achsen je 20 t, der zwei Drehgestellachsen je 16 t, $Q_D = 26$ t, Hauptgestellgewicht 86 t, $l = 11,4$, $a_H = 3,8$, $a = 1,1$, $c = 1,1$, die übrigen Längenmaße nach Abb. 16, $p = 50000$ kg/m. f , die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rädern und Schienen sei wieder gleichbleibend zu 0,2 angenommen, μ zu 0,07, dann ist $\mu Q_D = 1800$ kg, $M_H = 8770$ kg $s^2 m^{-1}$, $\frac{v^2}{R} = 0,87$ $m s^{-2}$, und die Fliehkraft

$M_H \cdot \frac{v^2}{R} = 7600$ kg. Das in Abb. 16 dargestellte Minimum-

verfahren liefert $P_{D'}$ beim Durchfahren = 6350 kg mit $m_{H'} = 1,6$ m und $m' = 0,5$ m (s. Linienzug $E'SC'B'M'E'$ und $G'DF'B'D'M_D'I'$), $P_{D_S} = 3640$ kg mit $m_{H_S} = 2,8$ m und $m_S = 1,1$ m (s. Linienzug $DB_S M_S$ und $DF_S B_{D_S}$), mithin ist

$$M_{D'} = \frac{6350 - 3640}{0,87} = 3120 \text{ kg } s^2 m^{-1}.$$

Wir verfolgen den Auslauf bis zum Auftreten von $(y - y_D)_{\max}$ oder $P_{D_{\min}}$. Da zu Beginn desselben

$$\mu Q_D > M_{D'} \cdot \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{a + m'}\right)$$

nämlich $1800 > 850 \text{ kg}$ ist, bleibt D_H gegenüber D_D zunächst in Ruhe. Bei Auslaufbeginn ist daher

$$b_H = \frac{c}{a + m'} \cdot \frac{v^2}{R} = 0,6 \text{ m s}^{-2} \quad \text{und} \quad b_M = \frac{v^2}{R} = 0,87 \text{ m s}^{-2}.$$

Dieser Anfangsabschnitt relativer Ruhe ist jedenfalls nur kurz; deshalb dürfte auf ihm $\frac{b_M}{b_H}$ nur wenig über den Anfangswert 1,45 hinaus wachsen, $m_H \approx 1,7 \text{ m}$, $m_1 \approx 0,7 \text{ m}$ sein. Damit

die gleiche Abb. 17 sind eingetragen in $\frac{1}{4}$ des Maßstabes von $(y - y_D)$ die Linienzüge von y_D , berechnet nach Gl. f), von $y = y_D + (y - y_D)$, von y_M , berechnet nach Gl. 57) Anhang und von $R_M = \frac{v^2}{b_M}$ mit b_M aus Gl. 58) Anhang, und zwar die Linienzüge von y_M , y und y_D so, wie diese Auslaufbahnen von M , D_H und D_D wirklich zueinander liegen, d. h. der Linienzug von y_M einerseits und die von y sowie y_D andererseits um $a_H + m_H$ waagrecht gegeneinander, der von y und der von y_D um f' senkrecht gegeneinander verschoben und die letzteren beiden um $\gamma = \frac{a_H + m_H}{R}$ gegen den von y_M vorge-

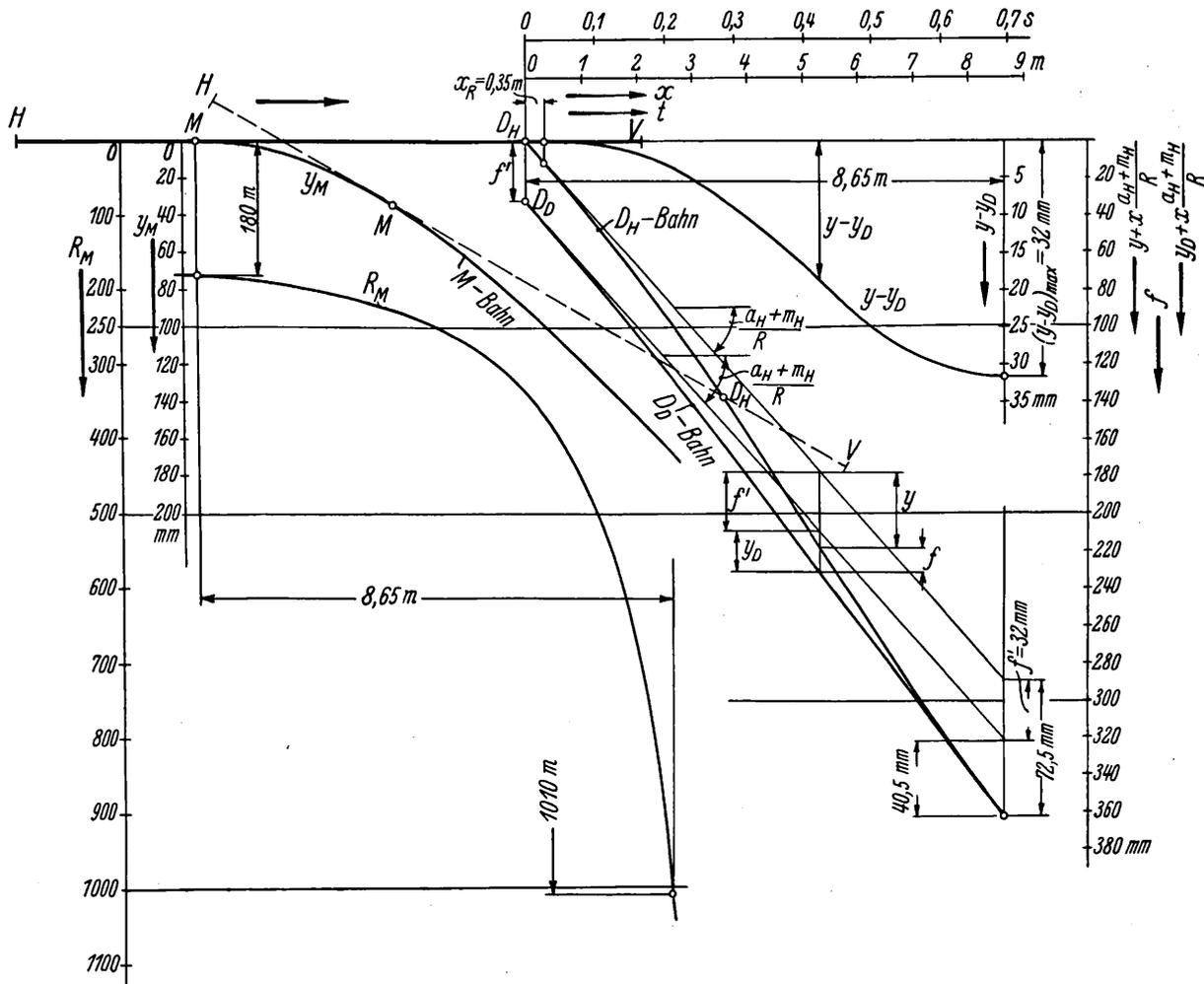


Abb. 17.

erhalten wir für ihn nach Gl. 54) $M_{D1} \approx 2100 \text{ kg s}^2 \text{ m}^{-1}$ und nach Gl. 44a): $x_R = 0,35 \text{ m}$. Er ist also tatsächlich nur sehr kurz. Für das dann folgende Rückschwingen von D_H gegenüber D_D nehmen wir an $m_{H1} = 2,2$ und $m_1 = 0,8 \text{ m}$, Mittelwerte zwischen $m_{H'}$ und m_{H_S} bzw. m' und m_S . Das b_H dieses Abschnitts errechnet sich nach Gl. 46c), das b_M nach Gl. 58) des Anhangs mit $x + 0,35$ statt x ; das letztere ist nicht streng richtig, weil auf dem Anfangsabschnitt relativer Ruhe Gl. 58) noch nicht gilt; die damit begangene Ungenauigkeit ist aber sehr klein. Durch Probieren in der angegebenen Weise finden wir $M_{D1} \approx 1500 \text{ kg s}^2 \text{ m}^{-1}$. Rechnen wir mit diesem M_{D1} ($y - y_D$)-Werte für verschiedene x bis zum Auftreten von $(y - y_D)_{\max}$ nach Gl. 45) aus und tragen sie von einer waagerechten Nulllinie nach unten ab, so erhalten wir den in Abb. 17 rechts oben dargestellten stark geschwungenen Linienzug. $(y - y_D)_{\max} = 32 \text{ mm}$ tritt auf bei $x = 8,65 \text{ m}$, vom Ausfahrbeginn an gerechnet; bis $x = x_R = 0,35 \text{ m}$ bleibt es = 0. In

dreht, also links y_M und rechts: $\frac{a_H + m_H}{R} \cdot x + y$ und $f' + \frac{a_H + m_H}{R} \cdot x + y_D$. f' ist angenommen zu $(y - y_D)_{\max} = 32 \text{ mm}$, d. h. gerade so groß, daß im Augenblick stärksten Zurückschwingens D_H seine Mittelstellung D_D gerade eben erreicht. Durch diese Linienzüge ist die Auslaufbahn der ganzen Lokomotive festgelegt, die des Hauptgestells durch zusammengehörige Punkte D_H und M der y - und y_M -Kurven, die des Drehgestells durch zusammengehörige Punkte D_D und A der y_D -Kurve und der als Anschlußgerade bekannten, nicht gezeichneten Bahn der führenden Drehgestellvorderachse. Die Längsachse des Hauptgestells ist gestrichelt in einer Zwischenstellung eingezeichnet; sie muß in jeder Stellung die y_M -Kurve oder M -Bahn berühren. Die R_M -Kurve zeigt, daß gegen Ende des Zurückschwingens R_M ziemlich plötzlich zunimmt und bei $(y - y_D)_{\max}$ über 1000 m groß wird, so daß

P_{D_S} dabei erheblich unter den Regelwert von 3640 kg sinken und $y - y_D$ etwas über 32 mm steigen dürfte, schätzungsweise auf 2000 kg und 34 mm. Dann ist nach Gl. 48) $(P_D)_{\min} = P_D + M_D' \frac{v^2}{R} - p(y - y_D)_{\max} - \mu Q_D = 1210$ kg, unter der Voraussetzung, daß $f' \geq 34$ mm ist. Damit f' so groß ist, muß nach Gl. 52) $S_0 < P_{D_S} + M_D' \frac{v^2}{R} - p(y - y_D)_{\max}$, mithin $S_0 < 3000$ kg sein, was wohl fast immer der Fall sein dürfte, bei dem vorliegenden p schon, damit nicht beim Durchfahren der Gleisbögen mit kleinem $\frac{v^2}{R}$ das Hauptgestell mit seiner ersten Kuppelachse zum Innenanlauf kommt. Ist aber doch einmal $S_0 > 3000$ kg, wird also $(y - y_D)_{\max} > f'$, so sinkt nach Gl. 51) $(P_D)_{\min}$ beim Durchgang von D_H durch seine Mittelstellung D_D plötzlich auf $-(S_0 + \mu Q_D)$, also unter -4800 kg. P_D ändert sich also in folgender Weise. Beim Durchfahren des Bogens ist es $= 6350$ kg, beim Übergang zum Ausfahren sinkt es plötzlich auf $P_{D_S} + M_D' \frac{v^2}{R} \frac{c}{a + m'} = 5500$ kg, während des Zurückschwingens bei $S_0 < 3000$ kg allmählich auf einem Wege von 8,65 m oder in einer Zeit von 0,9 s auf etwa 1200 kg und verschwindet dann nach einigen Schwankungen. Bei $S_0 > 3000$ kg würde es beim Zurückschwingen unter -4800 kg sinken und dann nach einigen stärkeren Schwankungen verschwinden. Zur Bestimmung von P_1 , das diesem P_D zugehört, müssen wir beachten, daß während des Zurückschwingens der Krümmungshalbmesser der Bahn des Drehgestellreibungsmittelpunkts nach Gl. 5) bis auf 8200 m am Ende des Zurückschwingens steigt, der Beitrag des statischen Krümmungswiderstandes des Drehgestells zu P_1 bis auf ≈ 0 abnehmen dürfte. Somit dürfte in diesem Augenblick $P_1 \approx \frac{P_D}{2}$ sein und wir erhalten folgendes P_1 : Beim Durchfahren 7600 kg, beim Übergang zum Ausfahren 7200 kg, am Ende des Zurückschwingens von D_H gegenüber D_D : $+600$ kg bei $S_0 < 3000$ kg bzw. -2400 kg bei $S_0 > 3000$ kg. $(P_1)_{\min}$ tritt nur sehr kurze Zeit auf; auch $(P_1)_{\min} = -2400$ kg dürfte bei guter Gleislage nicht genügen, die Drehgestellvorderachse zu hartem Innenanlauf oder gar zum Entgleisen nach innen zu bringen.

Zusammenfassung.

Die kinetische Energie, mit der geladen ein Fahrzeug aus einem Gleisbogen in eine unmittelbar daran sich anschließende Gerade übergeht, ist allein, unter Absehung von stets vorhandenen anderen Bewegungsursachen, nicht in der Lage, bei diesem Übergang die führende Vorderachse des Fahrzeugs nennenswert von der geraden Außenschiene abzulenken, weil diese kinetische Energie zum weitaus größeren Teil Fortschritts- und nur zum sehr viel kleineren Drehenergie oder „Drehschwung“ ist. Dieser Drehschwung hat beim Ausfahren aus dem Gleisbogen in eine Gerade nur die Wirkung, daß sich das Fahrzeug nicht kraft seiner Fortschrittsenergie in allen seinen Teilen geradlinig parallel zu verschieben sucht, sondern daß alle seine Teile vom Augenblick des Auslaufbeginns an bestrebt sind, sich nahezu auf Geraden zu bewegen, die sich tangential an die bisher von ihnen beschriebenen Kreisbögen anschließen, also büschelförmig auseinandergehen.

In Wirklichkeit wirken auf das Fahrzeug außer der kinetischen Energie stets die Reibung zwischen Rädern und Schienen und eine durch diese maßgebend bestimmte Massenkraft des Fahrzeugs. Unter Wirkung dieser wirklich auftretenden Kräfte beschreibt das Fahrzeug beim Auslauf eine bestimmte Bahn, die Auslaufbahn. Auf dieser läuft es vorne mit seiner führenden Vorderachse an der geraden Anschlußschiene entlang, hinten auf einem sich allmählich verflachenden

Bogen. Dadurch wird eine quergerichtete Massenkraft des Fahrzeugs wachgerufen, die das Fahrzeug vorne von der Außenschiene abzuziehen sucht und zwar um so stärker, je größer der vordere Überhang des Fahrzeugs über die führende Achse ist. Diese Wirkung beginnt plötzlich und ist am stärksten im Augenblick des Übergangs der führenden Achse vom Gleisbogen auf die Anschlußgerade, und sie nimmt im weiteren Verlauf des Ausfahrens stetig bis auf 0 ab. Diesem Bestreben der Massenträgheit widersetzt sich wirksam die Reibung aller Fahrzeugräder auf den Schienen, die das führende Rad fest gegen die Außenschiene drückt, so daß auch im „ungünstigsten“ Augenblick des Auslaufbeginns dies Rad immer noch mit merklicher Kraft gegen die Außenschiene gedrückt wird. Das gilt grundsätzlich für alle in sich starren Fahrzeuge, ob sie nun im Bogen hinten frei oder innen anlaufen, ob sie ein- oder mehrgliedrig sind, nur haben voranlaufende, gelenkig mit dem Hauptgestell verbundene Drehgestelle die Wirkung, daß die führende Drehgestellvorderachse bei Auslaufbeginn weniger stark von der Außenschiene abzuziehen gesucht wird, der damit verbundene Ruck schwächer wird. Vorausgesetzt ist dabei gute Gleislage. Ist das Bogengleis nach außen verdrückt, so kann hinter der Verdrückung die Vorderachse zu hartem vermeintlichem Innenanlauf kommen, der in Wirklichkeit ein Außenanlauf in dem durch die Verdrückung entstandenen Gegenbogen ist.

Ist die innere Reibung der Tragfedern und die Reibung zwischen den Achsbuchsgleitbacken und -führungen nicht groß, so durchfährt das Fahrzeug, das stets aus einem ungefederten unteren und einem gefederten oberen Teil besteht, enge nicht überhöhte Gleisbögen mit großer Geschwindigkeit nicht in Mittellage dieser beiden Teile gegeneinander, sondern unter Wirkung der nach außen gerichteten Fliehkraft so, daß der gefederte Teil gegenüber dem ungefederten nach außen geneigt ist, wobei die äußeren Tragfedern stärker zusammengedrückt und gespannt sind als die inneren. Sobald nun die führende Vorderachse vom Gleisbogen auf die Gleisgerade übergeht, tritt an die Stelle der Fliehkraft plötzlich die sehr viel kleinere und weiterhin stetig auf 0 sinkende quergerichtete Massenkraft des Ausfahrens. Infolgedessen beginnt der gefederte Teil unter Wirkung des Spannkraftunterschiedes der äußeren und inneren Tragfedern gegenüber dem ungefederten nach innen zurückzuschwingen, zu wanken, über seine Mittellage hinaus, von da an verzögert und schließlich zum relativen Stillstand und zur Umkehr gebracht durch den wachsenden Überschuss der Spannkraft der inneren über die der äußeren Federn. Dieser Verzögerung widersetzt sich die Trägheit des gefederten Teils und drängt das Fahrzeug nach innen. Das geschieht nicht zu Beginn des Auslaufs, sondern etwas später in einem Augenblick, in dem die führende Achse des Fahrzeugs durch die Reibung zwischen den Rädern und Schienen nicht mehr so hart gegen die Außenschiene gedrückt wird, weil das Fahrzeug schon fast geradeaus läuft, nur noch wenig aus seiner Rollrichtung abgelenkt wird. Aber auch diese Trägheitswirkung eines in sich elastischen Fahrzeugs ist nie so groß, daß bei guter Gleislage die führende Vorderachse dadurch zum Innenanlauf kommen könnte.

Besitzt das Fahrzeug ein Hauptgestell und ein vorderes führendes Drehgestell, das sich gegenüber jenem nicht nur drehen, sondern auch gegen eine Rückstellfederkraft seitlich verschieben kann, so durchfährt es enge Bögen mit großer Geschwindigkeit so, daß unter Wirkung der Fliehkraft des Hauptgestells dessen Vorderende mit Drehzapfen gegenüber dem Drehgestell stark seitlich nach außen verschoben ist bei stark angespannter, das Hauptgestellvorderende nach innen, das Drehgestell nach außen ziehender Rückstellfeder; dabei laufen die beiden Endpunkte dieser Feder am Hauptgestell und am Drehgestell auf annähernd gleich großen Kreisbögen mit an-

nähernd gleich großer Geschwindigkeit, also annähernd gleich großer Querschleunigung. Sobald nun die führende Vorderachse des Drehgestells vom Gleisbogen auf die Gleisgerade übergeht, beginnt der Drehgestellangriffspunkt der Rückstellfeder auf flacherem Bogen zu laufen, wird er plötzlich viel schwächer nach innen querschleunigt als bisher, während das Vorderende des Hauptgestells mit Drehzapfen wegen der zunächst nur sehr wenig veränderten Spannkraft der Rückstellfeder seine bisherige Querschleunigung noch fast beibehält. Dem ersten Punkt (Drehgestell) wird seine Querschleunigung nunmehr durch die Auslaufbahn des Drehgestells aufgezwungen, dem zweiten (Hauptgestell) wie bisher durch die Federspannkraft erteilt. Somit muß sich das Hauptgestellvorderende unter allmählicher Abnahme der Rückstellfederspannkraft dem Drehgestell nähern, das ganze Hauptgestell im Bogenlaufsinne schwingen um eine senkrechte hinter seinem Schwerpunkt liegende Achse, bis es je nach der Größe der Reibung zwischen Hauptgestell und Drehgestell etwas vor oder erst hinter seiner Mittellage seine Bewegung umkehrt, wobei sich die Rückstellfederspannkraft, die das Drehgestell nach außen zieht, erheblich verkleinert oder sogar ihre Richtung umkehrt. Auch diese Erscheinung an mehrgliedrigen in sich elastischen Fahrzeugen tritt am stärksten eine Weile nach Auslaufbeginn auf; auch sie kann bei guter Gleislage nicht zu Innenanlauf der führenden Vorderachse führen, wohl selbst dann nicht, wenn sie zeitlich ganz oder fast ganz zusammenfällt mit der stärksten Verzögerung der Neige- oder Wankbewegung des gefederten Teils.

$$b_H = \frac{d^2 y}{dt^2} = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'}\right) \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \cdot \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + \frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{a+m} \frac{-\cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + \frac{v}{a+m} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + e^{-\frac{x}{a+m}}}{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a+m}\right)^2} \dots 46)$$

durch zweifache Differentiation des Ausdrucks 43) gewonnen. b_H hat seinen größten positiven Wert:

$$b_{H_{max}} = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'}\right) \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \dots 46 a)$$

bei $x = 0$ und nimmt während des Zurückschwingens von D_H gegenüber D_D stetig ab bis auf seinen größten negativen Wert bei Auftreten von y_{max} oder angenähert $(y - y_D)_{max}$, zwischen

$$b_H = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'}\right) \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \cdot \frac{\frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a+m}\right)^2 \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + \frac{v}{a+m} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + e^{-\frac{x}{a+m}}}{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a+m}\right)^2} \dots 46 b)$$

worin x vom Beginn der Relativbewegung an gerechnet ist. Dies b_H hat seinen positiven Höchstwert

$$b_{H_{max}} = \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'}\right) \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \dots 46 c)$$

bei $x = 0$ oder nach dem Auslaufweg x_R und nimmt während des Zurückschwingens ab bis auf seinen negativen Höchstwert, der wie in Fall 1 liegt.

Vor Beginn der Relativbewegung ist b_H nach Gl. 9) $= \frac{v^2}{R} \frac{c}{a+m_1} e^{-\frac{x}{a+m_1}}$, mit dem von M_{D1} unabhängigen Höchstwert $\frac{v^2}{R} \frac{c}{a+m_1}$ bei Ausfahrbeginn und dem Wert $\left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_D}\right) \frac{M_D'}{M_{D1}}$ am Ende des Ausfahrwegabschnitts x_R .

Die Auslaufbahn des Reibungsmittelpunkts M des Hauptgestells sei wieder bezogen auf ein Koordinatenkreuz, dessen X-Achse in Richtung der M-Bahn bei Auslaufbeginn ($x = 0, y_M = 0$) — bzw. des betrachteten Auslaufabschnitts — liegt und dessen Nullpunkt am Bahn- oder Bahnabschnittbeginn liegt, s. die schematische Abb. 14. Die M-Bahn beginnt

Anhang.

Die Querschleunigung b_H von Punkt D_H des Hauptgestells ist auf dem ersten Abschnitt des Ausfahrens bei Führung der Lokomotive durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell $\approx \frac{v^2}{R} \cdot \frac{c}{n_D}$ und hat auf dem zweiten, solange $y < f'$ ist und zunimmt, nach Gl. 38) den Ausdruck:

$$b_H = \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \left\{ \frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right\} \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) \dots 41),$$

worin x von Beginn des zweiten Abschnitts an gerechnet ist.

$$+ b_{H_{max}} = \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right) \dots 41 a)$$

tritt auf zu Beginn, das ebenso große $-b_{H_{max}}$ bei $x = x_1 = v \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$ oder $t = t_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$ des zweiten Abschnitts.

Für $y > f'$ läßt sich b_H leicht aus Gl. 40) ermitteln.

Bei Führung der Lokomotive durch ein amerikanisches Laufdrehgestell hat die Querschleunigung b_H des Punktes D_H des Hauptgestells für den meist vorliegenden Fall, daß $y - y_D < f'$ ist, folgende Ausdrücke:

1. Wenn $\mu Q_D \leq \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{a+m}\right) M_{D1}'$ ist, die Relativbewegung von D_H gegenüber D_D schon bei Auslaufbeginn einsetzt:

$$\dots 46)$$

$$x = v \cdot \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \text{ und } x = v \frac{3}{2} \pi \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$$

2. Wenn $\mu Q_D > \frac{v^2}{R} \left(1 - \frac{c}{a+m}\right) M_{D1}'$ ist, die Relativbewegung von D_H gegenüber D_D erst nach dem Auslaufwege x_R einsetzt, während dieser Relativbewegung, durch zweifache Differentiation der Ausdrücke 45) und f) gewonnen:

bei M_0 mit $\beta = \frac{dy_M}{dx} = 0$. In jedem Punkt der M-Bahn wird

diese von der Hauptgestell-Längsachse berührt. Bei Beginn des Auslaufs oder Auslaufabschnitts schließt die Hauptgestell-Längsachse mit der Bahnrichtung von D_H den Winkel γ ein. Während M in der Zeit dt um $ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$ nach M' rückt, β um $d\beta$ zunimmt, rückt D_H auf seiner Bahn nach

$$D_H' \text{ vor um } \overline{D_H D_H'} = \frac{ds}{\cos\left(\gamma - \beta + \frac{dy}{dx}\right)}. \text{ Fällt man von}$$

D_H' das Lot $D_H' G$ auf die Hauptgestell-Längsachse $\overline{M D_H}$ im Zeitpunkt t , so ist $D_H' G = ds \operatorname{tg}\left(\gamma - \beta + \frac{dy}{dx}\right)$. Weiter lesen wir aus Abb. 14 ab:

$$d\beta = \frac{D_H' G}{a_H + m_H} = \frac{ds \cdot \operatorname{tg}\left(\gamma - \beta + \frac{dy}{dx}\right)}{a_H + m_H}$$

oder

$$\frac{d\beta}{dx} = \frac{ds}{dx} \frac{\operatorname{tg}\left(\gamma - \beta + \frac{dy}{dx}\right)}{a_H + m_H},$$

worin sich a_H und m_H auf das Hauptgestell beziehen. Da die Bahn von M stets sehr flach und unter sehr kleinem Winkel zur X-Richtung verläuft, können wir $ds \approx dx$ setzen und weiter, wegen der Kleinheit der Winkel $\operatorname{tg}\left(\gamma - \beta + \frac{dy}{dx}\right) \approx \gamma - \beta + \frac{dy}{dx}$.

Setzen wir schließlich in den obigen Ausdruck für $\frac{d\beta}{dx}$ ein:

$\beta = \frac{dy_M}{dx}$, $\frac{d\beta}{dx} = \frac{d^2y_M}{dx^2}$, so erhalten wir die allgemeine Differentialgleichung der Bahn von M:

$$\frac{d^2y_M}{dx^2} - \frac{dy_M}{dx} \frac{1}{a_H + m_H} = \frac{\gamma}{a_H + m_H} + \frac{dy}{dx} \frac{1}{a_H + m_H} \quad \dots 52)$$

$\frac{\gamma}{a_H + m_H}$ ist bei Auslaufbeginn = $\frac{1}{R}$, sonst von Fall zu Fall

zu bestimmen. $\frac{dy}{dx}$ ist bei den verschiedenen Drehstellen verschieden.

Wird das Hauptgestell durch ein Helmholtz- oder Baldwin-Gestell geführt, so ist auf dem ersten Auslaufabschnitt $y \approx \frac{c}{n_D} \frac{x^2}{2R}$, $\frac{dy}{dx} = \frac{c}{n_D} \frac{x}{R}$ und $\frac{\gamma}{a_H + m_H} = \frac{1}{R}$, lautet mithin die Differentialgleichung für y_M :

$$\frac{d^2y_M}{dx^2} + \frac{dy_M}{dx} \frac{1}{a_H + m_H} = \frac{1}{R} + x \frac{1}{R} \frac{c}{n_D} \frac{1}{a_H + m_H},$$

deren Lösung bei den vorliegenden Grenzbedingungen $y_M = 0$ und $\frac{dy_M}{dx} = 0$ bei $x = 0$ lautet:

$$y_M = \frac{x^2}{2} \frac{c}{n_D} \frac{1}{R} + \left(1 - \frac{c}{n_D}\right) \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \left(e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} - 1 + \frac{x}{a_H + m_H} \right) \dots 53)$$

oder

$$y_M = y + \frac{n_D - c}{n_D} \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \left(e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} - 1 + \frac{x}{a_H + m_H} \right) \dots 53a).$$

Ein Vergleich mit Gl. e) zeigt, daß diese Auslaufbahn von M angesehen werden kann als zusammengesetzt aus einer Bahn,

$$\frac{d^2y_M}{dx^2} + \frac{dy_M}{dx} \frac{1}{a_H + m_H} = \frac{1}{R} \left(\frac{c}{n_D} + \frac{n_D - c}{n_D} \cdot e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}} \right) + \frac{1}{v} \frac{M_D'}{\sqrt{p} \cdot M_{D1}} \frac{1}{a_H + m_H} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_D'} \right) \sin \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right).$$

Ihre Lösung hat bei den vorliegenden Grenzbedingungen den Ausdruck:

$$y_M = \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \frac{c + (n_D - c) \cdot e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}}}{n_D} \left[e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} - 1 + \frac{x}{a_H + m_H} \right] + \frac{\frac{M_D'}{p} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_D'} \right)}{\left(\frac{a_H + m_H}{v} \right)^2 \cdot \frac{p}{M_{D1}} + 1} \cdot \left[1 - \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) - \frac{a_H + m_H}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \sin \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) + \left(\frac{a_H + m_H}{v} \right)^2 \frac{p}{M_{D1}} \left(1 - e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \right) \right] \dots 55).$$

Diese Gleichung gilt von $x = 0$ bis $x = x_1$ des zweiten Abschnitts. Danach können wir die Auslaufbahn von M auf dem zweiten Abschnitt ansehen als zusammengesetzt erstens aus einer Bahn, die M beschreiben würde, wenn das Hauptgestell geführt würde durch einen geradlinig laufenden um

$$(a_H + m_H) \frac{c + (n_D - c) \cdot e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}}}{n_D}$$

vor M liegenden Punkt, und zweitens aus einer $\left(1 - e^{-\frac{x}{a_H + m_H}}\right)$ -Linie, die überlagert ist von einer Sinuslinie sehr kleiner Amplitude. Die $\left(1 - e^{-\frac{x}{a_H + m_H}}\right)$ -Linie nähert sich stetig dem

die M beschreiben würde, wenn das Hauptgestell geführt würde durch einen geradlinig laufenden um $(a_H + m_H) \frac{n_D - c}{n_D}$ vor M liegenden Punkt, und aus der Auslaufbahn von D_{II} . Für $c = n_D$ würde $y_M = \frac{x^2}{2R}$ sein, d. h. M seinen Kreisbogen vom Halbmesser R weiterlaufen; für $c = 0$ würde M die Auslaufbahn nach Gl. 4) laufen.

Die Querbeschleunigung b_M von M hat den Ausdruck:

$$b_M = \frac{d^2y_M}{dt^2} = \frac{v^2}{R} \left\{ \frac{c}{n_D} + \left(1 - \frac{c}{n_D}\right) \cdot e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \right\} \dots 54).$$

b_M ist am größten = $\frac{v^2}{R}$ bei $x = 0$ und nimmt bis zum Ende des ersten Abschnitts ein wenig ab bis auf

$$b_{M1} = \frac{v^2}{R} \left\{ \frac{c}{n_D} + \left(1 - \frac{c}{n_D}\right) \cdot e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}} \right\} \dots 54a).$$

Zur Bestimmung des y_M des zweiten Abschnitts ist zunächst der Winkel γ , den die Hauptgestellängsachse mit der Bahnrichtung von D_{II} bei seinem Beginn einschließt, zu ermitteln. Dafür besteht die Beziehung:

$$\gamma = \frac{a_H + m_H}{R} + \frac{dy}{dx} - \frac{dy_M}{dx}$$

mit $\frac{dy}{dx} - \frac{dy_M}{dx}$ für den Schluß des ersten Abschnitts ($x = n_D$).

Daraus erhalten wir nach Gl. 53a) mit $x = n_D$:

$$\frac{\gamma}{a_H + m_H} = \frac{1}{R} \left(\frac{c}{n_D} + \frac{n_D - c}{n_D} e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}} \right).$$

Weiter hat nach Gl. 38) das $\frac{dy}{dx}$ des zweiten Abschnitts bei positivem f und zunehmendem $y - y_D$ den Ausdruck:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{1}{v} \frac{M_D'}{\sqrt{p} \cdot M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_D'} \right) \cdot \sin \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right).$$

Setzen wir diese Ausdrücke für $\frac{\gamma}{a_H + m_H}$ und $\frac{dy}{dx}$ in Gl. 52) ein, erhalten wir die Differentialgleichung für y_M , solange f positiv ist und $y - y_D$ zunimmt:

Wert 1, die Sinuslinie hat die gleiche Wellenlänge $2\pi v \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}}$, wie die der Bahn von D_H . Der zweite Summand hängt wesentlich ab von der Reibung μQ_D ; er kann bei großer Reibung 0 werden, sobald nämlich $\frac{\mu Q_D}{M_D'} = \frac{v^2}{R}$ ist, aber niemals negativ, ist um so größer, je kleiner die Reibung; sein Einfluß kann bei großem $\frac{v^2}{R}$ und kleiner Reibung recht groß werden. Ist der zweite Summand = 0, ist Gl. 55) auch die der Bahn von M bei seitenfestem Drehzapfen.

Die Querbeschleunigung b_M von M hat den Ausdruck:

$$b_M = \frac{d^2 y_M}{dt^2} = \frac{v^2}{R} \left\{ \frac{c}{n_D} + \left(1 - \frac{c}{n_D}\right) e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}} \right\} e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} + \frac{M_{D'}}{M_{D1}} \frac{\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}}{\left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2 \cdot \frac{p}{M_{D1}} + 1} \cdot \left[\cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + \frac{a_H + m_H}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) - e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \right] \dots \dots \dots 56).$$

Σy_M für beide Abschnitte zusammen hat als Summe von $y_{M1} + \frac{dy_{M1}}{dx} \cdot x + y_M$ unter Berücksichtigung von Gl. 53) den Ausdruck:

$$\Sigma y_M = \frac{n_D c}{2 R} - \frac{n_D - c a_H + m_H}{n_D R} \left\{ (a_H + m_H) \left(1 - e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}}\right) - n_D \right\} + x \left\{ \frac{n_D - c}{n_D} \cdot \frac{a_H + m_H}{R} \left(1 - e^{-\frac{n_D}{a_H + m_H}}\right) + \frac{c}{R} \right\} + y_M \text{ nach Gl. 55.. 56 a)}$$

mit x vom Anfang des zweiten Abschnitts an gerechnet. y_M für negatives f sei nicht ermittelt. Laufdrehtgestell geführt, so ist $\frac{\gamma}{a_H + m_H} = \frac{1}{R}$ und $\frac{dy}{dx}$

Wird das Hauptgestell durch ein amerikanisches (nach Gl. 42):

$$\frac{dy}{dx} = \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) \cdot \frac{1}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \left[\frac{M_{D'}}{p} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right) - \frac{c}{R} (a + m) \frac{1}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} \right] - \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) \cdot \frac{c}{R} \frac{1}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} - \frac{c}{R} \cdot \frac{e^{-\frac{x}{a + m}}}{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a + m}\right)^2} + \frac{c}{R}.$$

Somit lautet die Differentialgleichung 52) für y_M :

$$\frac{d^2 y_M}{dx^2} + \frac{1}{a_H + m_H} \cdot \frac{dy_M}{dx} = \frac{1}{R} \left(1 + \frac{c}{a_H + m_H}\right) + \frac{1}{a_H + m_H} \frac{1}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \left[\frac{M_{D'}}{p} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right) - \frac{c}{R} \frac{(a + m)}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} \right] \cdot \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) - \frac{c}{R} \frac{1}{a_H + m_H} \frac{1}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} \cdot \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) - \frac{c}{R} \frac{1}{a_H + m_H} \frac{e^{-\frac{x}{a + m}}}{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a + m}\right)^2}.$$

Deren Lösung hat unter den vorliegenden Grenzbedingungen: $y_M = 0$ und $\frac{dy_M}{dx} = 0$ bei $x = 0$ folgenden Ausdruck:

$$y_M = + \cos\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) \frac{\frac{c}{R} \frac{a_H + m_H + a + m}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} - \frac{M_{D'}}{p} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right)}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2} = \frac{\frac{c}{R} \sqrt{\frac{M_{D1}}{p}} \cdot v \cdot \frac{1 - \frac{p}{M_{D1}} \frac{(a + m)(a_H + m_H)}{v^2}}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a + m}{v}\right)^2} + \frac{a_H + m_H}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \cdot \frac{M_{D'}}{p} \cdot \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right)}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2} - \sin\left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}}\right) + e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \cdot (a_H + m_H)^2 \left[\frac{1}{R} + \frac{\frac{c}{R} \left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2 \cdot \frac{p}{M_{D1}}}{\{a_H + m_H - (a + m)\} \left\{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2\right\}} - \frac{\frac{1}{v^2} \cdot \frac{M_{D'}}{M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right)}{1 + \left(\frac{a_H + m_H}{v}\right)^2 \cdot \frac{p}{M_{D1}}} \right] - e^{-\frac{x}{a + m}} \cdot \frac{c}{R} \frac{(a + m)^2}{\{a_H + m_H - (a + m)\} \left\{1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a + m}\right)^2\right\}} + x \cdot \frac{a_H + m_H + c}{R} + \frac{M_{D'}}{p} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D'}}\right) - c \frac{a_H + m_H + a + m}{R} - \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \dots \dots \dots 57).$$

Dieser Ausdruck ist ziemlich verwickelt. Da aber das Kosinus-, das Sinus- und das $e^{-\frac{x}{a + m}}$ -Glie d nur sehr kleine Beiträge zu y_M liefern, können sie bei Näherungsrechnungen vernachlässigt werden. Das Kosinus- und das Sinusglied stellen den Einfluß der Relativbewegung von D_H gegenüber D_D auf die Bahn von M dar. Dieser Einfluß ist sehr gering. Die M -Bahn

weicht nur wenig von einer $e^{-\frac{x}{a_H + m_H}}$ -Linie über einer Geraden ab, der immer wiederkehrenden Form der Auslaufbahn. Ausdruck 57) gilt natürlich nur während des Zurückschwingens von D_H gegenüber D_D bis zum Auftreten von $(y - y_D)_{min}$.

Die Querschleunigung von M hat den Ausdruck:

$$\begin{aligned}
 b_M = \frac{d^2 y_M}{dt^2} = & + \cos \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \frac{\frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right) - \frac{c}{R} \cdot \frac{p}{M_{D1}} \frac{a_H + m_H + a + m}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a+m}{v} \right)^2}}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v} \right)^2} + \\
 & + \sin \left(\frac{x}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \right) \frac{\frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right) \frac{a_H + m_H}{v} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} + \frac{c}{R} \sqrt{\frac{p}{M_{D1}}} \cdot v \cdot \frac{1 - \frac{p}{M_{D1}} \frac{(a+m)(a_H + m_H)}{v^2}}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a+m}{v} \right)^2}}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v} \right)^2} + \\
 & + e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \cdot v^2 \left\{ \frac{1}{R} + \frac{\frac{c}{R}}{\{a_H + m_H - (a+m)\} \left\{ 1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a_H + m_H} \right)^2 \right\}} - \frac{\frac{1}{v^2} \frac{M_{D1}'}{M_{D1}} \left(\frac{v^2}{R} - \frac{\mu Q_D}{M_{D1}'} \right)}{1 + \frac{p}{M_{D1}} \left(\frac{a_H + m_H}{v} \right)^2} \right\} - \\
 & - e^{-\frac{x}{a+m}} \cdot \frac{v^2}{R} \frac{c}{\{a_H + m_H - (a+m)\} \left\{ 1 + \frac{M_{D1}}{p} \left(\frac{v}{a+m} \right)^2 \right\}} \dots \dots \dots 58).
 \end{aligned}$$

b_M hat seinen größten positiven Wert $b_{M_{max}} = \frac{v^2}{R}$ bei $x = 0$ und sinkt langsam und stetig mit zunehmendem x .
 Wenn oder solange D_H gegenüber D_D in Ruhe bleibt, also auch im Fall nicht seitenverschieblichen Drehzapfens, erhalten wir folgende Ausdrücke für y_M und b_M :

$$\begin{aligned}
 y_M = e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \cdot \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \left(1 + \frac{c}{a_H + m_H - (a+m)} \right) - e^{-\frac{x}{a+m}} \cdot \frac{c}{R} \frac{(a+m)^2}{a_H + m_H - (a+m)} + \\
 + x \frac{a_H + m_H + c}{R} - \frac{c}{R} \frac{a_H + m_H + a + m}{R} - \frac{(a_H + m_H)^2}{R} \dots \dots \dots 59)
 \end{aligned}$$

oder, für den Vergleich mit den andern y_M -Ausdrücken zweckmäßiger geschrieben:

$$\begin{aligned}
 y_M = \frac{a_H + m_H + c}{R} (a_H + m_H) \left(e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} - 1 + \frac{x}{a_H + m_H} \right) + e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \cdot \frac{c}{R} \frac{(a_H + m_H)(a+m)}{a_H + m_H - (a+m)} - \\
 - e^{-\frac{x}{a+m}} \cdot \frac{c}{R} \frac{(a+m)^2}{a_H + m_H - (a+m)} - \frac{c}{R} (a+m) \dots \dots \dots 59),
 \end{aligned}$$

woraus man den Einfluß der Abweichung der Bahn des Punkts D_H von einer Geraden deutlich erkennt, und:

$$b_M = \frac{d^2 y_M}{dt^2} = \frac{v^2}{R} \left\{ e^{-\frac{x}{a_H + m_H}} \left(1 + \frac{c}{a_H + m_H - (a+m)} \right) - e^{-\frac{x}{a+m}} \cdot \frac{c}{a_H + m_H - (a+m)} \right\} \dots \dots \dots 60),$$

mit dem Höchstwert $\frac{v^2}{R}$ bei $x = 0$.

Der Krümmungshalbmesser R_M der M-Bahn ergibt sich aus der Beziehung: $b_M = \frac{v^2}{R_M}$ zu $R_M = \frac{v^2}{b_M}$.

Winkelbild als Hilfsmittel zur Bogenschienenverteilung.

Von Dr. Ing. Bessaga Mieczyslaw, Warschau, Verkehrsministerium.

Die Anwendung des Winkelbildes für die Berichtigung von Gleisbogen, für die Umformung bestehender Übergangsbogen usw. wurde ausführlich in bekannten Aufsätzen von Dr. Schramm behandelt. Hier soll auf ein anderes Gebiet hingewiesen werden, auf dem dasselbe Verfahren gute Dienste leisten könnte, nämlich auf die Frage einer zweckmäßigen Verteilung der verkürzten Schienen in Gleiskrümmungen*). Die Anwendung der verkürzten Schienen im Innenstrang der Gleiskrümmungen ist, wie bekannt, die Folge der Tatsache, daß dieser Strang kürzer ist als der äußere. Das Verlegen gleich langer Schienen in beiden Strängen würde zu einer gegenseitigen Verschiebung der gegenüberliegenden Schienenstöße und damit zu einer unruhigen Fahrt führen, ja sogar manchmal die Betriebsicherheit gefährden. Verkürzte Schienen im Innenstrang sollen diese ungünstige Erscheinung verhüten. Es ist dabei anzustreben, daß die Verbindungslinie der gegenüberliegenden Schienenstöße möglichst wenig von der Richtung des be-

treffenden Bogenhalbmessers abweicht. Diese Aufgabe kann leicht zeichnerisch gelöst werden, und zwar mit Hilfe des Winkelbildes, das in einem entsprechenden Maßstab gelesen, ein „Verkürzungsdiagramm“ bildet, wie aus nachstehenden Betrachtungen folgt.

Die Verkürzung Δk des Innenstranges, die der Länge Δl , dem Zentriwinkel $\Delta \alpha$ (im Bogenmaß) und dem Bogenhalbmesser R des Außenstranges entspricht, beträgt:

$$\Delta k = R \cdot \Delta \alpha - (R - s) \Delta \alpha = s \Delta \alpha = s \cdot \frac{\Delta l}{R} \dots 1)$$

wo s die Spurweite bezeichnet. Der Ordinatenzuwachs Δy im Winkelbild, der in einem Maßstab $c \varphi$ den Winkel $\Delta \alpha$ zwischen der Anfangs- und Endtangente des entsprechenden Bogenelementes Δl darstellt, ist also gleichzeitig, wie aus Gl. 1) folgt, — im Maßstab $\frac{c \varphi}{s}$ gelesen — der Verkürzungszuwachs Δk .

Die Verkürzung k des Innenstranges, vom Anfang der Bogenkrümmung bis zu einem Punkt in der Entfernung „ x “ gemessen, ist

*) Vergl. den Aufsatz des Verfassers, verlautbart im „Inzynier Kolejowy“ 1937/12.

$$k = \sum \Delta k = \int_0^x \frac{s \cdot dx}{\rho} \dots \dots \dots 2)$$

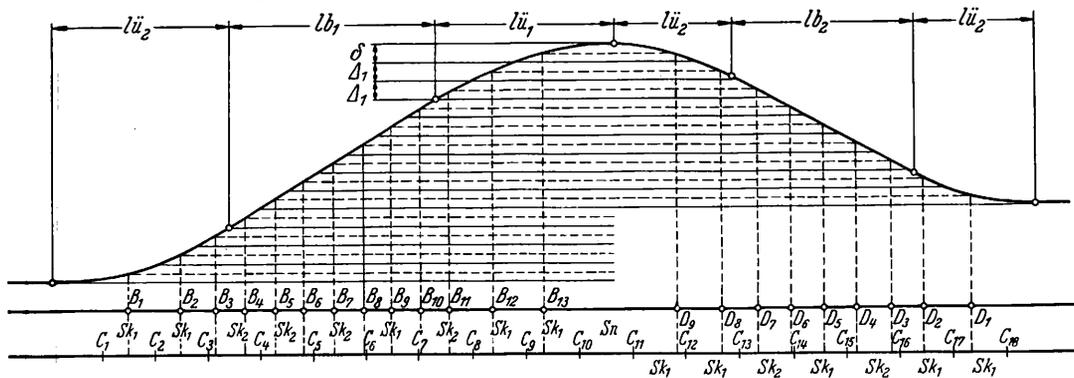
Im Falle des reinen Kreisbogens ist $\rho = R = \text{const.}$ also $k = \frac{s \cdot x}{R}$ (Gleichung einer Geraden). Im Falle des gewöhnlichen Übergangsbogens, von der Gestalt einer kubischen Parabel, ist ρ umgekehrt proportional der Abszisse x , die genau genug der entsprechenden Übergangsbogenlänge gesetzt werden kann, also $\rho = \frac{C}{x}$. Somit ist

$$k = \int_0^{x_{ii}} \frac{s \cdot dx}{\rho} = \int_0^{x_{ii}} \frac{s \cdot x \cdot dx}{C} = \frac{s \cdot x_{ii}^2}{2C} \dots \dots \dots 3)$$

$$k_{ii} = \int_0^{l_{ii}} \frac{s \cdot dx}{\rho} = \frac{s \cdot l_{ii}^2}{2C} = \frac{s \cdot l_{ii}}{2R} \dots \dots \dots 3a)$$

Hier bezeichnet: l_{ii} die Länge des ganzen Übergangsbogens, k_{ii} die gesamte Verkürzung des Innenstranges auf der Übergangsbogenlänge.

Das Verkürzungsdiagramm eines Gleisbogens, der beiderseits mit kubischen Übergangsbogen ausgerüstet ist, hat die Gestalt einer schiefen, geraden Strecke, die am Anfang und Ende



$R_1 = 500 \text{ m. } R_2 = 750 \text{ m. } C = 30000. \Delta = 45 \text{ mm. } l_s = 18 \text{ m.}$

tangential in quadratische Parabeln übergeht. Um eine zweckmäßige Verteilung der verkürzten Schienen zu erhalten, ziehen wir die Horizontalen im Abstand der kleinsten, fabrikmäßig hergestellten Schienenverkürzung Δ_1 (z. B. $\Delta_1 = 45 \text{ mm}$): es seien diese Horizontalen kurz Δ_1 -Linien genannt. Durch Halbierung des Abstandes der Δ_1 -Linien entstehen $\frac{1}{2} \Delta$ -Linien, die in der Abbildung gestrichelt gezeichnet sind. Falls der Abstand δ der höchsten Δ_1 -Linie von dem höchsten Diagrammpunkt größer ist als $\frac{1}{2} \Delta_1$, liegt die letzte $\frac{1}{2} \Delta_1$ -Linie über der letzten Δ_1 -Linie. Die Anzahl n der $\frac{1}{2} \Delta_1$ -Linien kann mathematisch ausgedrückt werden zu:

$$n = E \left\{ \frac{s \cdot \alpha + \frac{1}{2} \Delta_1}{\Delta_1} \right\} = E \left\{ \frac{s (l_b + l_{ii})}{R} + \frac{\Delta_1}{2} \right\} \dots \dots 4)$$

Hierin ist l_b die Kreisbogenlänge, l_{ii} die Übergangsbogenlänge, E eine Verhältniszahl, die bezeichnet, wieviel ganze Einheiten im nachstehenden Ausdruck enthalten ist, z. B. $E \frac{21}{4} = 5$.

Loten wir die Schnittpunkte der $\frac{1}{2} \Delta_1$ -Linien mit dem Diagramm auf eine horizontale Grundlinie, so erhalten wir dadurch eine Punktreihe $B_1 B_2 B_3 \dots$. Auf dem Gebiet des reinen Kreisbogens liegen benachbarte B-Punkte im gleichen Abstand voneinander, auf beiden Übergangsbogenlängen wächst dieser Abstand um so mehr, je größer der betreffende mittlere Bogenhalbmesser ist. Ist der Abstand $B_i B_{i+1}$ auf dem Kreisbogengebiet größer als die normale Schienenlänge l_n , so treten im Innenstrang wechselweise ganze (unverkürzte) Schienen s_n und

Schienen mit einfacher Verkürzung Δ_1 auf (in der Abbildung mit s_{k_1} bezeichnet). Ist dieser Abstand kleiner, so können wir mit einfacher Verkürzung nicht auskommen, es müssen Schienen mit zweifacher Verkürzung $\Delta_2 = 2 \Delta_1$ (s_{k_2}), oder mit dreifacher Verkürzung $\Delta_3 = 3 \Delta_1$ (s_{k_3}) auftreten. Es sei die Schienenstoßreihenfolge $C_1 C_2 C_3 \dots$ unter der Punktenreihe $B_1 B_2 B_3 \dots$ auf einer Waagerechten dargestellt. Wenn auf einen Abstand $C_i C_{i+1}$ 1, 2 oder 3 B-Punkte entfallen, so sollen auf dieser Stelle Schienen mit ein-, zwei- oder dreifacher Verkürzung angewendet werden. Bei einer solchen Verteilung kann sich die Verbindungslinie der gegenüberliegenden Schienenstöße niemals mehr, als um $\zeta = \text{arc tg } \frac{\Delta_1}{2s}$ von der betreffenden Halbmesserrichtung unterscheiden, da der innere Schienenstoß höchstens um $\Delta_1/2$ gegen seine rechtwinklige geometrisch beste Lage verschoben ist. Die Anzahl n der $\frac{1}{2} \Delta_1$ -Linien zeigt, wieviel Δ_1 -Verkürzungen im ganzen Gleisbogen vorkommen; dabei ist Δ_2 zweifach, Δ_3 dreifach zu zählen. Wenn u_1, u_2, u_3 die Anzahl der Schienen $s_{k_1}, s_{k_2}, s_{k_3}$ bezeichnen, so gilt die Gleichung:

$$u_1 + 2 u_2 + 3 u_3 = n = E \left\{ \frac{s (l_b + l_{ii})}{R} + \frac{\Delta_1}{2} \right\} \dots \dots 5)$$

Es ist zu beachten, daß im Innenstrang des reinen Kreisbogens gewöhnlich eine regelmäßige Aufeinanderfolge gewöhnlicher und verkürzter Schienen, oder aber verkürzter Schienen mit einfacher und doppelter Verkürzung auftritt. Dadurch entstehen regelmäßige Ketten von gleicher Zusammensetzung. Die Anzahl der Schienen in einer solchen Kette ist klein, wenn das Verhältnis $\frac{l_n}{\Delta_1} = \frac{\text{Schienenlänge in m}}{\text{Kleinste Verkürzg. in mm}}$

ein Bruch mit kleinem Nenner ist und die Bogenhalbmessergroße, in m ausgedrückt, durch 100 (manchmal durch 10) teilbar ist. In solchen Fällen genügt es, B-Punkte nur für Übergangsbogenlängen und benachbarte Kreisbogenteile von solcher Länge zu finden, daß die Anfangs- und Endkette festgestellt werden kann. Die Anzahl der Schienen in einer Kette, die aus unverkürzten Schienen (s_n) und aus den um Δ_i verkürzten Schienen (s_{k_i}) besteht, ist gleich dem Nenner des Ausdrucks:

$$\frac{s \cdot l_n}{\Delta_i \cdot R} = \frac{a}{b} \dots \dots \dots 6)$$

($s = \text{Schienenabstand} \geq 1,5 \text{ m}$). Der Ausdruck ist durch Kürzung auf seine einfachste Gestalt gebracht, so daß a und b keinen gemeinsamen Teiler außer 1 besitzen. In dieser Kette gibt es „ a “ um Δ_i verkürzte und „ $b - a$ “ unverkürzte Schienen. Wenn $i > 1$, z. B. $i = 2, \Delta_i = \Delta_2 = 2 \Delta_1$, so kann die Kette:

$$a \cdot s_{k_2} + (b - a) s_n \dots \dots \dots 7a)$$

durch die Kette

$$2 (b - a) \cdot s_{k_1} + (2a - b) \cdot s_{k_2} \dots \dots \dots 7b)$$

ersetzt werden. Falls $2 (b - a)$ und $(2a - b)$ einen gemeinsamen Teiler, größer als 1, z. B. 2, haben, so zerfällt die Kette (7b), die aus b -Schienen besteht, in zwei Ketten jede mit $\frac{b}{2}$ -Schienen.

Wenn zwei mit Übergangsbogen ausgerüstete Gleisbogen von entgegengesetzter Krümmung unmittelbar aufeinander folgen, hat das Winkelbild oder das Verkürzungsbild eine wellenförmige Gestalt mit einem steigenden und einem ab-

fallenden Teil (siehe Abb.). Nennen wir den Innenstrang des ersten Bogens und seine Verlängerung im zweiten Bogen (die hier den Außenstrang bildet) den Hauptstrang, den gegenüberliegenden den Nebenstrang. Das Verkürzungsbild stellt jetzt eigentlich nicht Verkürzungen dar, sondern Längenunterschiede zwischen dem Neben- und dem Hauptstrang. Der steigende Teil des Diagramms bedeutet, daß die Verkürzung des Hauptstranges zunimmt, in diesem Gebiet ist also dieser Strang kürzer als der andere. In dem Gebiet dagegen, das dem fallenden Zweig des Bildes entspricht, ist der Hauptstrang länger als der gegenüberliegende. Hier sind verkürzte Schienen nicht im Haupt-, sondern im Nebenstrang, der auf der Innenseite des zweiten Bogens liegt, zu verlegen. Die Projektionen der

Schnittpunkte der $\frac{1}{2} \Delta_1$ -Linien mit dem fallenden Bildteil sind in der Abbildung als D-Punkte bezeichnet. Wenn ein oder zwei D-Punkte auf einem Abschnitt $C_i C_{i+1}$ liegen, ist hier eine einfach oder zweifach verkürzte Schiene im Nebenstrang zu verwenden. Es ist wohl denkbar, obgleich es nur ausnahmsweise vorkommt, daß auf einem Abschnitt $C_i C_{i+1}$, der teilweise in der ersten, teilweise in der zweiten, entgegengesetzten Krümmung liegt, zugleich ein B-Punkt und ein D-Punkt auftreten. Dies würde bedeuten, daß auf diesem Abschnitt ebenso im Haupt-, wie im Nebenstrang verkürzte Schienen zu verlegen wären. Die Wirkung solcher zweiseitiger Verkürzungen hebt sich auf: mit ebensogutem Erfolge könnten hier also in beiden Strängen unverkürzte Schienen verlegt werden.

Rundschau.

Versuche mit neuen Bremsbauarten für Schnellzüge in Frankreich.

Die Verwaltung der PLM-Bahn hat Versuche mit zwei verschiedenen, neuen Bremsbauarten durchgeführt, deren Bremskraft sich in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit selbsttätig ändert. Bei den meist üblichen Luftdruckbremsen der Eisenbahnfahrzeuge bleibt bei einer Bremsung mit voller Kraft der vom Steuerventil eingestellte Bremszylinderdruck bis zum Stillstand des Fahrzeugs gleich. Dieser Druck muß so bemessen sein, daß ein Festbremsen der Räder bei dem hohen Reibwert zwischen Klotz und Rad kurz vor dem Stillstand des Fahrzeugs vermieden wird. Dadurch wird der Haftwert zwischen Rad und Schiene zu Beginn der Bremsung nur schlecht ausgenutzt und die mittlere Bremsverzögerung gering.

Die Verzögerung wird verbessert durch Erhöhung des Klotzdruckes während der hohen Geschwindigkeit, da hier infolge des kleineren Reibwertes zwischen Klotz und Rad die Gefahr festgebremster Achsen nicht vorhanden ist.

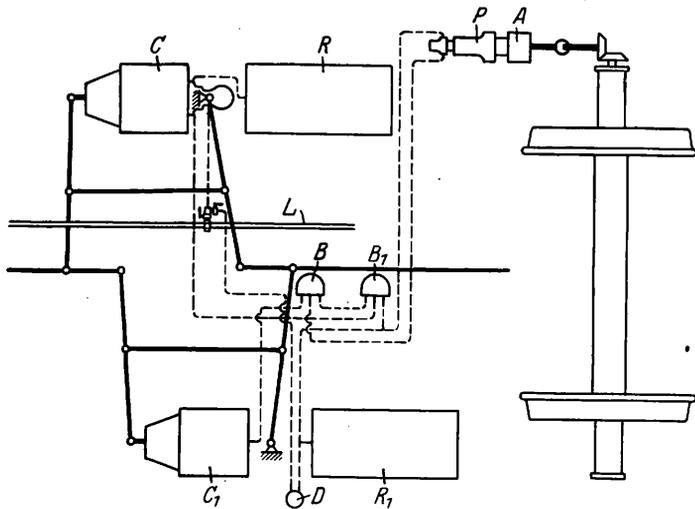


Abb. 1.

Selbsttätig regelnde Bremse, Bauart Westinghouse für Wagen.

Die Veränderung des Klotzdruckes erfolgt durch den mechanisch von einer Achse angetriebenen Fliehkraftregler, der bei sehr hohen Geschwindigkeiten (bis 140 km/h) mindestens den doppelten Klotzdruck ermöglicht und ihn bei abnehmender Geschwindigkeit ermäßigt, bis er bei 30 bis 40 km/h den Normalwert, der einer 80%igen Abbremsung des Fahrzeugs entspricht, erreicht.

Der erste Versuchszug war mit einer sich selbsttätig regelnden Bremse Bauart Westinghouse, ausgerüstet. Die Bremsanordnung ist für Wagen und Lokomotive verschieden. Bei den Wagen wird der hohe Klotzdruck durch einen zusätzlichen Bremszylinder, der an das vorhandene Gestänge angeschlossen ist, erzielt (Abb. 1). Der Zusatzzylinder C 1 erhält Druckluft aus einem besonderen Hilfsluftbehälter R 1 über zwei hintereinander geschaltete Relaisventile. Das Relaisventil B wird über ein Ventil P, dessen Durchgangsquerschnitt vom Fliehkraftregler A verändert wird,

mit Druckluft gesteuert. Das Relaisventil B 1 gibt der Druckluft aus dem Hilfsbehälter den Weg zum Zusatzzylinder nach Maßgabe des im Hauptbremszylinder durch das Steuerventil eingestellten Druckes frei. Wird durch die Wirkung der Bremse die Geschwindigkeit verringert, so wird das Relaisventil B durch das Fliehkraftreglerventil P so gesteuert, daß es den Zusatzzylinder entsprechend der Geschwindigkeitsabnahme entlüftet.

Bei Lokomotive und Tender wird die erhöhte Abbremsung bei Geschwindigkeit über 40 km/h nicht durch zusätzliche Bremszylinder, sondern durch Erhöhung des Bremszylinderdruckes über das übliche Maß hinaus erreicht. Der von einer Tenderachse angetriebene Fliehkraftregler steuert je ein Relaisventil an Lokomotive und Tender. Diese Ventile lassen aus besonderen Hochdruckbehältern über Doppelschlagventile zusätzliche Luft in die Bremszylinder. Der Druck dieser Luft wird wie bei den Wagen, abgesehen von dem durch das Steuerventil eingestellten Bremsdruck, auch von der Geschwindigkeit beeinflusst. Die Tenderbremse ist außerdem mit einer Lastabbremmung versehen, die den Bremszylinderdruck noch von der jeweiligen Wassermenge im Tender abhängig macht. Dies geschieht über ein Membran-

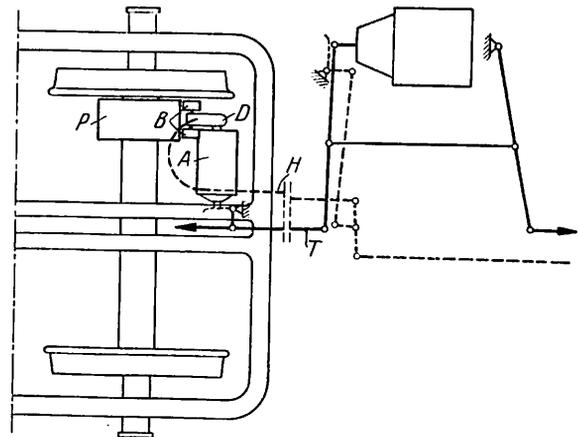


Abb. 2. Fliehkraft-Bremsverstärker, Bauart Piganeau.

ventil, dessen Durchgangsquerschnitte der jeweiligen Höhe der auf der Membran lastenden Wassersäule entsprechen. An der Lokomotive und am Tender kann durch einen einfachen Umstellhahn (Dreiwegehahn) die hohe Abbremsung ausgeschaltet und zur Beförderung von Personen- und Güterzügen die normale Abbremsung eingestellt werden.

An dem zweiten Versuchszug ist der selbsttätig arbeitende Bremsverstärker Bauart Piganeau erprobt worden. Der Verstärker arbeitet zusammen mit der normalen Westinghousebremse. Bei höheren Geschwindigkeiten wird die Fliehkraft umlaufender Massen zur Erhöhung des Bremsklotzdruckes als zusätzliche Kraft auf das Bremsgestänge übertragen (Abb. 2). Die Fliehkraftgewichte sind in einem am Drehgestellrahmen befestigten Gehäuse A eingebaut und werden durch eine auf der Achse befestigte Trommel P über Reibrollen B und Getriebe D angetrieben. Bei Einleitung einer Bremsung werden die Reibrollen durch einen

Drahtzug H, der durch das Bremsgestänge bewegt wird, zum Anliegen an die Antriebstrommel gebracht. Geht das Bremsgestänge beim Lösen in die normale Lage zurück, so heben sich die Reibrollen durch ihre Schwerkraft wieder von der Trommel ab. Die Fliehgewichte sind im Gehäuse A zwischen zwei auf der Antriebswelle angeordneten Platten mit geneigten Flächen eingebaut. Entfernen sich die Fliehgewichte bei hoher Geschwindigkeit von der Wellenmitte, so werden die beiden Platten, von denen eine verschiebbar angeordnet ist, infolge ihrer Neigung auseinandergespreizt. Diese Bewegung wird über einen Winkeltrieb auf die Bremszugstange T übertragen. Die zusätzliche Bremskraft entspricht also der Fliehkraft der Umlaufmassen und ist somit abhängig von der Fahrgeschwindigkeit.

Die Lokomotive des Versuchszuges mit Piganeau-Bremsverstärker hatte lediglich am Tender einen Piganeau-Regler und außerdem die schon vorher erwähnte selbsttätige Tenderlastabbremsung.

Bei den anfänglichen Versuchen zeigte sich klar, daß eine Erhöhung des Klotzdruckes bei hohen Geschwindigkeiten nicht zum Ziel führt, wenn man nicht gleichzeitig den Reibwert zwischen Klotz und Rad verbessert. Diese Verbesserung kann erreicht werden durch Herabsetzung des spezifischen Klotzdruckes (mehnteilige Klötze mit größerer Oberfläche) oder durch Wahl eines anderen Bremsklotzmaterials mit härterer Oberfläche und besserer Wärmeleitfähigkeit. Die letztere Maßnahme erwies sich als undurchführbar. Deshalb wurden die Wagen mit Doppelklötzen von insgesamt 450 mm Länge ausgerüstet. Die Tender der Versuchslokomotiven erhielten Doppelklötze von zusammen 500 mm Länge und die Lokomotiven selbst, soweit Platz zwischen den Achsen vorhanden war, Doppelklötze von 750 mm Länge.

Bei den Versuchsfahrten wurde der Bremsweggewinn, den die Doppelklötze gegenüber den einfachen Klötzen bringen, zu 8% ermittelt. Der Einbau der selbsttätig sich regelnden Bremse hat zusammen mit dem Anbau der Doppelklötze einen Bremsweggewinn von 30% gebracht. Die Verzögerung bleibt während des größten Teiles des Bremsweges gleich und beträgt rund 1 m/sec².

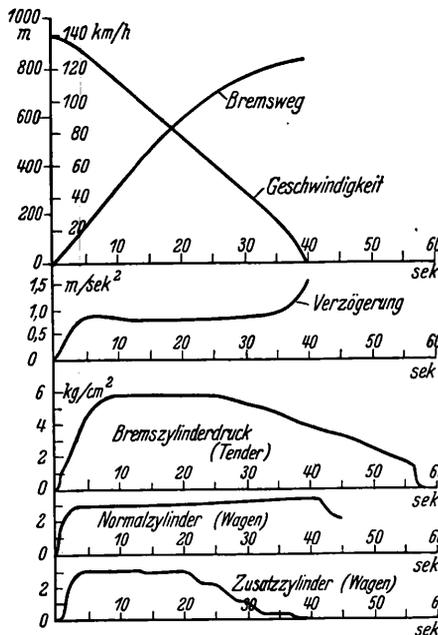


Abb. 3.

Abb. 3 zeigt Schaulinien für den Bremsweg, die Verzögerung und die Zylinderdrücke in Abhängigkeit von der Zeit. Die Werte wurden an dem Zug mit sich selbst regelnder Westinghousebremse ermittelt.

Sowohl mit dieser Bremsbauart als auch mit dem Piganeau-Bremsverstärker ist es möglich, einen Zug, bestehend aus Lokomotive und vier Wagen, aus 140 km/h Geschwindigkeit auf 1000 m Vorsignalabstand mit Sicherheit auch noch bei einem Gefälle von 5‰ zum Halten zu bringen.

J. Pfenning.

Rev. gén. Chem. de Fer 1937.

Seitenkräfte zwischen Rad und Schiene.

Die Paris-Lyon-Mittelmeerbahn hat nach einem in der Revue générale des Chemins de Fer, Juni 1937 von Chef-Ingenieur Chan veröffentlichten Aufsatz im Jahre 1936 Versuchsfahrten ausgeführt, um die von der Lokomotive auf die Schiene ausgeübten seitlichen Kräfte bei hohen Fahrgeschwindigkeiten von 110 bis 140 km/h zu ermitteln. Die Untersuchungen wurden mit einer schweren 2 C 1-Lok., die bisher schon normale Schnellzüge mit

120 km/h befördert hatte, und einer leichten 2 B 1-Lok., die künftig die Stromlinienzüge mit 140 km/h befördern soll, vorgenommen; sie führten zu dem Ergebnis, daß die 2 B 1-Lok. bei 140 km/h das Gleis seitlich weniger beansprucht als die 2 C 1/Lok bei 120 km/h.

Für die Versuche hatte man in die Lokomotiv-Achslager Quarzdruckmesser eingebaut (Abb. 1), durch welche die zwischen

**Zusammenstellung 1.
Zunahme der Kräfte mit der Geschwindigkeit.**

	Veränderlichkeit der Kräfte bei einer Änderung der Geschwindigkeit		
	von 105 auf 115 km/h %	von 120 auf 130 km/h %	von 130 auf 140 km/h %
2 C 1-Lok.			
In der Geraden			
Mittlere Kräfte	—	15	28
Größte Kräfte	—	13	38
In Kurven von 2000 bis 2300 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	—	40	—
Größte Kräfte	—	20	—
In Kurven von 1000 bis 1800 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	24	—	—
Größte Kräfte	20	—	—
In Kurven von 600 bis 700 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	35	—	—
Größte Kräfte	—	—	—
2 B 1-Lok.			
In der Geraden			
Mittlere Kräfte	—	22	19
Größte Kräfte	—	30	32
In Kurven mit 2000 u. 1500 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	—	40	34
Größte Kräfte	—	50	25
In Kurven mit 1200 u. 1000 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	—	21	—
Größte Kräfte	—	37	—
In Kurven mit 700 m Halbm.			
Mittlere Kräfte	24	—	—
Größte Kräfte	49	—	—

**Zusammenstellung 2.
2 C 1-Lok. Die höchsten gemessenen Kräfte
(Mittelwerte und größte Kräfte).**

	In der Geraden und Kurven von 2000 bis 2300 m Halbmesser		In Kurven v. 1000 m u. 1800 m Halbm. bei 115 km/h t	In Kurven v. 900 m Halbm. bei 110 km/h t	In Kurven v. 600 m u. 700 m Halbm. bei 105 km/h t
	bei 130 km/h t	bei 140 km/h t			
Höchster Wert der mittleren Kräfte	0,590	0,530	0,740	0,740	0,830
Höchster Wert der größten Kräfte	7,5	7,8	10	11,6	13,7

den einzelnen Achsen und dem Rahmen auftretenden Querkräfte gemessen wurden, die in „roher Annäherung*“, wie die Quelle schreibt, den zwischen Rad und Schiene ausgeübten Kräften entsprechen. Die Meßergebnisse dieser Geräte wurden im Meßwagen selbsttätig aufgezeichnet, wobei sich Kurven von der in Abb. 2 dargestellten Art ergaben. Da die für verschiedene Geschwindigkeiten

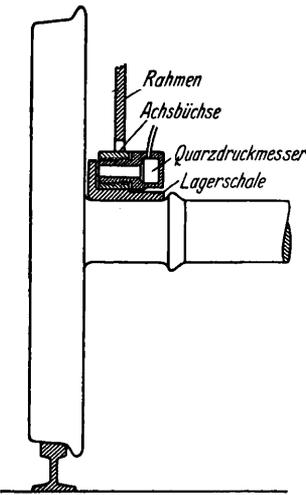


Abb. 1.

ermittelten Kurven übereinander gezeichnet sind, sieht man sofort, daß an derselben Stelle des Gleises bei den verschiedenen Fahrten gleichartige Ausschläge auftraten, und daß bei höherer Geschwindigkeit die Kräfte größer waren. Für die Auswertung hatte man einerseits die größten Ausschläge herausgegriffen, andererseits aber auch durch Ausplanimetrieren die mittleren Kräfte, zunächst für jede Achse, ermittelt, woraus dann der Mittelwert für alle Achsen der Lokomotive gebildet wurde. Die so gefundenen Mittelwerte stellen zwar keine physikalisch wirkende Kraft dar, geben aber einen guten Maßstab für die seitlichen Kraftwirkungen, der von Zufälligkeiten weniger beeinflusst ist; vor allem zeigen sie deutlich die Zunahme der Seitenkräfte bei Steigerung der Geschwindigkeit. Zu beachten ist, daß die angehängte Wagenlast nur 180 t betrug; doch ändern sich die Seitenkräfte auch bei größerer Zugkraft kaum.

Von den beiden untersuchten Lokomotiven hat die 2 C 1-Lok., mit der eine Versuchsreihe durchgeführt wurde, ein Gewicht von 98 t. Sie hat ein vorderes Drehgestell mit Rückstellung durch Keilflächen, die bei 22% Neigung 3,9 t Rückstellkraft ergeben; die hintere Bisselachse hat ebenfalls Keilrückstellung mit 2,2 t Rückstellkraft. Die Seitenkräfte, die mit dieser Lokomotive auf einem bestimmten Streckenabschnitt gemessen wurden, sind in Abb. 3 aufgeführt. Man erkennt besonders aus den Mittelwerten deutlich, wie die Kräfte mit der Geschwindigkeit zunehmen; diese Zunahme ist in Zusammenstellung 1 auch in Prozent ausgedrückt.

Welche größten Kräfte überhaupt auftreten, ist in Zusammenstellung 2, geordnet nach Krümmungshalb-

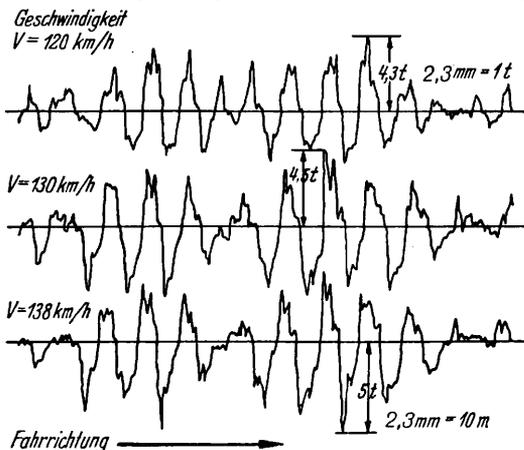


Abb. 2.

messern, wiedergegeben. Demnach sind in Geraden und in schlanken Bögen selbst bei 140 km/h die Seitenkräfte geringer als in den Krümmungen kleineren Halbmessers bei 105 bis 115 km/h.

*) „In roher Annäherung“. Zu der von einem führenden Radsatz auf den Rahmen übertragenen Kraft kommt ja noch die zur Verschiebung des Radsatzes selbst erforderliche, durch den Spurkranz vermittelte Kraft hinzu, die sehr erheblich und für die Beurteilung der von der Schiene ausgeübten Seitenkraft von wesentlicher Bedeutung ist.

Hierzu ist zu bemerken, daß in Gleisbögen von 750 m Halbmesser eine Geschwindigkeit von 120 km/h zugelassen ist (in Deutschland 115 km/h für Lokomotiven, 125 km/h für Schnelltriebwagen).

Mit der 77 t schweren 2 B 1-Lok. mußte man mehrere Versuchsreihen durchführen und verschiedene Änderungen vornehmen, weil in der ursprünglichen Bauart, bei der das Drehgestell 15%

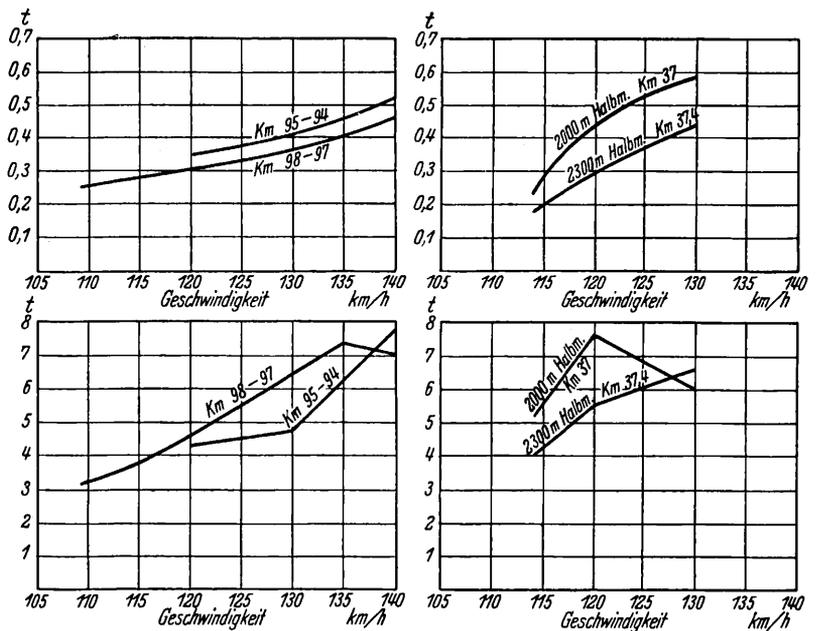


Abb. 3.

Keilflächenneigung hatte entsprechend 2,6 t Rückstellkraft, die führende erste Kuppelachse zu große Seitenkräfte (10 bis 11 t) aufwies. Durch steilere Keilflächen (20%) wurde die Rückstellkraft des Drehgestells auf 3,4 t gesteigert und dieses stärker an der Führung der Lokomotive beteiligt; trotzdem war an der ersten Kuppelachse eine größte Seitenkraft von 8,5 t verblieben. Da eine

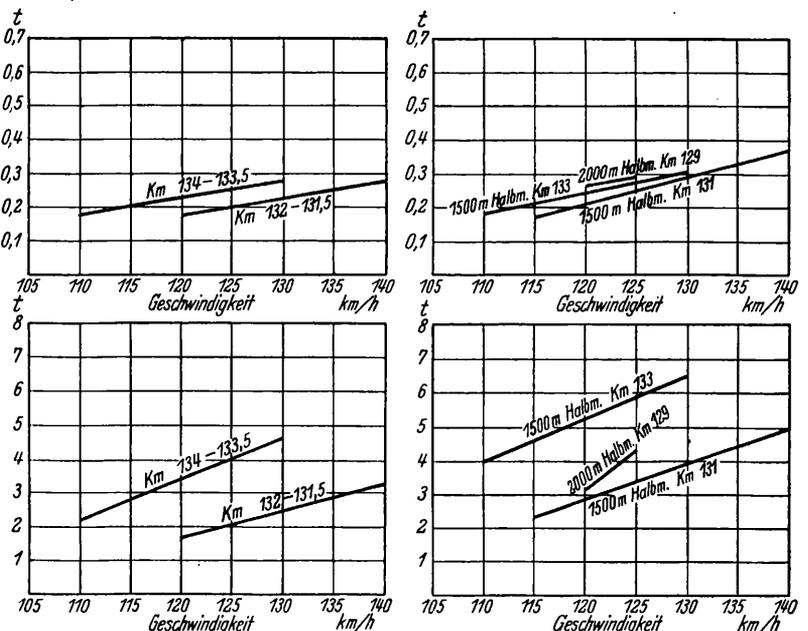


Abb. 4.

genaue Untersuchung der Kraftschaulinien ergeben hatte, daß sich die Kraftspitzen im Abstand eines Radumfangs wiederholten, vermutete man Verformungen dieser gekröpften Achse durch Fliehkräfte umlaufender Massen. Wenn auch die Achse als Ganzes vollkommen ausgeglichen ist, so liegen doch die umlaufenden Massen und ihre Gegengewichte in verschiedenen Ebenen, so daß die Fliehkräfte innere Biegungsbeanspruchungen in der gekröpften Achswelle verursachen. Um diese Verbiegungen, die nach der Quelle zur Folge hatten, daß das Maß zwischen den Innenseiten

der Radreifen um 10 bis 18 mm*) während einer Umdrehung schwankte, zu vermeiden, brachte man unmittelbar gegenüber jeder umlaufenden Masse das entsprechende Ausgleichgewicht an wie es an anderen Lokomotiven mit ähnlichen Kropfachsen wegen Ribbildung und Achsbrüchen schon seit einigen Jahren gemacht worden war (vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1937. S. 75).

Versuche mit einer solchen Achse wurden später mit bestem Erfolg durchgeführt. Zunächst wurde aber mit einer normalen Kropfachse, deren Spurkränze um 10 mm zurückgedreht worden waren (an der führenden ersten Kuppelachse!) eine Versuchsreihe unternommen, die gleichfalls zu dem gewünschten Ergebnis führte: es wurden nur noch Seitenkräfte in der Größenordnung von 4 t an der ersten Kuppelachse festgestellt. Wenn man die Ergebnisse dieser letzten Versuchsreihen in derselben Weise wie bei der 2 C 1-Lok. darstellt, so erhält man die in Abb. 4 schaubildlich dargestellten Werte.

Zusammenstellung 3.

Vergleich der 2 C 1-Lok. und der 2 B 1-Lok.

	In der Geraden		Kurven mit 2000 und 1500 m Halbmesser		Kurven mit 1200 m Halbmesser		Kurven mit 700 m Halbmesser	
	mittlere Kraft t	größte Kraft t	mittlere Kraft t	größte Kraft t	mittlere Kraft t	größte Kraft t	mittlere Kraft t	größte Kraft t
2 C 1-Lok.								
bei 120 km/h . .	0,36	6,40	0,43	7,70	0,6	(7,3)	—	—
bei 105 km/h . .	—	—	—	—	—	—	0,83	13,7
2 B 1-Lok.								
bei 140 km/h . .	0,28	3,30	0,37	5,10	—	—	—	—
bei 130 km/h . .	0,28	4,70	0,31	6,70	5,30	(9,8)	—	—
bei 110 km/h . .	—	—	—	—	—	—	0,48	6,70

Vergleicht man nun die 2 C 1-Lok. und die 2 B 1-Lok. miteinander (Zusammenstellung 3), so findet man, daß die 2 B 1-Lok. auf den entsprechenden Streckenabschnitten das Gleis auch bei größerer Geschwindigkeit seitlich weniger beansprucht als die 2 C 1-Lok. Man darf also auf Grund dieser Versuche bei dem gegenwärtigen Bau- und Unterhaltungszustand des Gleises unbedenklich die zulässige Geschwindigkeit der 2 B 1-Lok. auf

140 km/h in Geraden und Halbmessern über 1200 m und 130 km/h in Halbmessern von 900 bis 1200 m festsetzen.

Über die Ursache der auftretenden Kräfte ist in der Abhandlung wenig gesagt. Wenn man von dem Sonderfall der Verbiegungen an der Kropfachse absieht, so wird es sich in der Geraden hauptsächlich um Führungsdrücke handeln, die beim Schlingern oder auch beim Stoß gegen Gleisunstetigkeiten auftreten: in den Gleisbogen tritt hierzu noch der Reibungsführungsdruck, der nicht ausgeglichene Fliehkraftanteil, sowie die Massenwirkung beim Bogeneinlauf, -auslauf und Bogenwechsel. Hiller.

36. Fachwissenschaftliche Tagung der Betriebsleiter-Vereinigung deutscher Privatbahnen und Kleinbahnen.

Am 23. und 24. Mai ds. Js. fand in Regensburg die 36. fachwissenschaftliche Tagung der Betriebsleiter-Vereinigung deutscher Privateisenbahnen und Kleinbahnen statt.

*) Wir halten eine, noch dazu stetig wechselnde Verbiegung der Achse in diesem Ausmaß nicht für möglich und glauben, daß bei der Messung Fehler unterlaufen sind.

Von den auf der Tagung gehaltenen technischen Vorträgen waren besonders bemerkenswert die Ausführungen von Oberingenieur Eckhardt über die Schwartzkopff-Eckhardt-Achsanordnung, die jetzt auch bei der neuen 1 E 1-h 3-Tenderlokomotive der Baureihe 84 für die auf Vollspur umgebaute Strecke Heidenau-Altenberg im Erzgebirge angewendet wird. Die Lokomotive wird in Kürze noch an dieser Stelle beschrieben werden, so daß nur die wesentlichsten Einzelheiten der neuen Achsanordnung geschildert werden.

Die Bahnlinie besteht zu etwa 40% ihrer Länge aus Krümmungen vom kleinsten Halbmesser mit 140 m. Da diese Krümmungen teilweise in Steigungen von 1:27 liegen, mußte eine vielfach gekuppelte und doch gut bogenläufige Lokomotive entwickelt werden. Bei der Eckhardt-Anordnung ist die Laufachse durch eine Deichsel mit seitlich auslenkbarem Drehpunkt mit der zweiten Treibachse verbunden, bildet demnach ein Krauß-Helmholtz-Gestell: Die zweite Treibachse wiederum ist über einen weiteren Schwenkhebel mit festem Drehpunkt mit der ersten Treibachse verbunden. Die beiden Treibachsen sind demnach seitlich verschiebblich. Die hintere Laufachse der Lokomotive ist mit den beiden hinteren Treibachsen zu einer gleichen Achsanordnung verbunden. Die mittlere Treibachse der Lokomotive besitzt keinen Spurkranz. Da bei dieser Lokomotive demnach nur eine einzige feste Achse vorhanden ist, nämlich die mittlere Treibachse, hat die Lokomotive eigentlich keinen festen Radstand. Man darf aber den Abstand der beiden festen Schwenkhebel-Drehzapfen als solchen auffassen. Versuchsfahrten haben bewiesen, daß das Fehlen eines eigentlichen festen Radstandes keinen ungünstigen Einfluß auf den Lauf der Lokomotive hat. Die drei in einer Achsanordnung zusammengefaßten Achsen steuern sich gegenseitig so gut, daß sogar das Spurkranzspiel nicht voll ausgenutzt wurde. Bei der Bogen-

fahrt führen die Spurkränze der drei vorderen Achsen an der äußeren Schiene, die der hinteren Achsen an der Innenschiene. Dadurch werden kleine Führungsdrücke erzielt, so daß ohne jegliche Entgleisungsgefahr und ohne übermäßige Abnutzung Anschneidwinkel bis zu $4\frac{1}{2}^{\circ}$ gegen normal 1 bis $1\frac{1}{2}^{\circ}$ zugelassen werden können. Die Eckhardt-Achsanordnung schafft demnach eine sehr gut bogenläufige Lokomotive.

In seinem Vortrag: „Einfluß der liegenden Bauform von Dieselmotoren auf die Ausbildung der Triebwagen und auf die betriebsmäßige Unterhaltung“, führte Oberingenieur Henze aus, daß bei der Verwendung liegender Motoren, die unter dem Wagenkasten eingebaut werden können, entweder bei gleichem Gewicht die nutzbare Bodenfläche des Wagens vergrößert oder bei gleicher Nutzflächenfläche die Länge und das Gewicht verringert werden kann. Die Verwendung der liegenden Motoren begann etwa im Jahre 1934. Die Unterhaltungskosten der liegenden Dieselmotoren liegen infolge der kräftigen Bauart und der geringen mechanischen und thermischen Beanspruchung der Motoren eher niedriger als bei den stehenden Dieselmotoren. Herr Heinrich sprach über „Sicherung gegen Verwerfen von geschweißten Schienenstößen“. Er schilderte zunächst die im Gleis wirkenden Kräfte und ihre Wirkungen und gab dann die Maßnahmen an, um diese Kräfte im Gleis unschädlich zu machen. — dei.

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: Direktor bei der Reichsbahn Dr. Ing. Heinrich Uebelacker in Nürnberg. — Verlag von Julius Springer in Berlin.

Druck von Carl Ritter & Co., Wiesbaden.