

Das Einfahren von Lokomotiven in Gleisbögen.

Von Professor Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Fortsetzung aus Heft 9.

Hierzu Tafel 25.

B. Lokomotiven mit beweglichen führenden Radsätzen.

I. Lokomotiven mit verschieblichem Vorderradsatz.

Lokomotiven mit verschieblichem Vorderradsatz und sonst lauter steifen oder teilweise verschieblichen in gemeinsamen Rahmen gelagerten Radsätzen verhalten sich hinsichtlich ihrer Massewirkungen beim Einfahren in Gleisbögen grundsätzlich genau wie vorne steif geführte. Es liegt bei ihnen nur der vordere Führungs-Punkt oder -Querschnitt A nicht am ersten, sondern am ersten seitlich festen, d. h. am zweiten Radsatz, weil dieser die Lokomotive führt und schwenkt. Der Überhang u ist dann bis zu ihm zu rechnen, mithin erheblich größer. Die von A aus zu beschleunigende ungefederte Masse der Lokomotive $\lambda.M$ ist etwas kleiner, denn sie umfaßt jetzt fast nur die seitlich festen Radsätze, weil die seitlich verschieblichen nur zu sehr kleinem Teil von A aus durch den Fahrzeugrahmen beschleunigt werden, zum weitaus größeren Teil unmittelbar von der Außen- oder Innenschiene, an der sie anlaufen.

Wird während des Einfahrens das Seitenspiel des verschieblich angeordneten Vorderradsatzes erschöpft, so übernimmt er im Augenblick der Erschöpfung die Führung, springt A auf ihn über, vergrößert sich q und e und verringert sich u und mit ihm der Trägheitswiderstand S demgemäß.

II. Lokomotiven mit vorderem Drehgestell.

a) Mit Drehzapfen zwischen den Endradsätzen des Drehgestells.

Ein solches Drehgestell muß stets mehrachsiger sein; es kann ein amerikanisches Laufgestell, eine Helmholtz-Gestell oder ein Baldwin-Gestell sein. Querkräfte zwischen Dreh- und Hauptgestell sollen stets in Höhe des Drehzapfens übertragen werden. Das Drehgestell kann am Drehzapfen seitlich zwangschlüssig (in seitlich festem Lager) oder seitlich kraftschlüssig (durch Federn, Wiege, Dreieckpendel, Keilflächen) mit dem Hauptgestell verbunden sein. Ist bei seitlich kraftschlüssiger Verbindung das Seitenspiel i' zwischen Zapfen und Lager erschöpft, so tritt auch hier zwangschlüssige Verbindung am Zapfen auf. In Abb. 12 a, b, c sind solche Anordnungen schematisch im Grundriß dargestellt im Augenblick des Anlaufbeginns. D bedeutet den vorderen Drehzapfen, R eine etwaige Rückstellvorrichtung außerhalb des Drehzapfens, P_D die am vorderen Drehzapfen vom Drehgestell auf das Hauptgestell ausgeübte Reaktion der Rückstellkraft, die die Bedeutung einer Richtkraft des Hauptgestells hat, P_R die an der Rückstellvorrichtung R vom Drehgestell auf das Hauptgestell ausgeübte Reaktion der Rückstellkraft, die ebenfalls als Richtkraft des Hauptgestells anzusehen ist. Außer Rückstell- oder Richtkräften können am Drehzapfen noch Rückstell- oder Richtmomente auftreten und von einem auf das andere Gestell übertragen werden, etwa infolge von Reibung zwischen Dreh- und Hauptgestell an seitlichen Druckflächen oder infolge von Federspannkräften bei besonderen Drehgestellbauarten, z. B. dem in der „Lokomotive“ 1931, Heft 12, S. 234 beschriebenen

1. Mit zwangschlüssiger Verbindung.

Wir wollen zunächst eine Lokomotive mit zwangschlüssig also seitlich fest angeordnetem vorderen Drehzapfen betrachten. M_A , b_A , z., ϵ_x und die Trägheitswiderstände müssen hier neu bestimmt werden. Das Hauptgestell wird im Punkt D vom Drehgestell her mit b_D querbeschleunigt in den Bogen eingeschwenkt, läuft selbst vorne außen nicht an. Alle drei genannten Drehgestellbauarten laufen zunächst mit ihrer

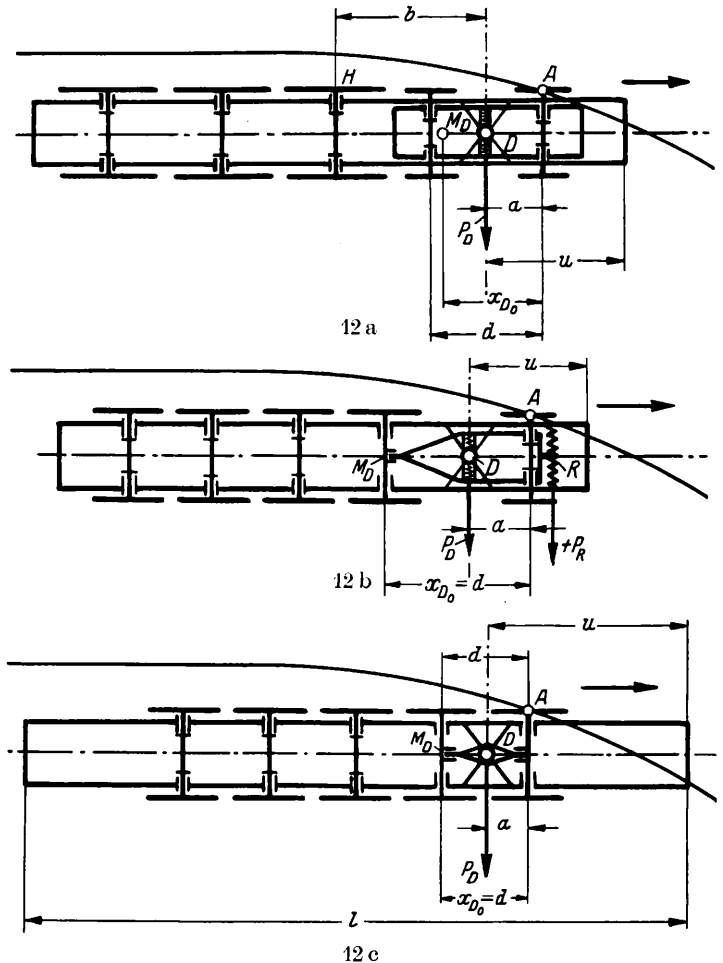


Abb. 12 a bis 12 c.

Vorderachse außen an und werden in dem durch diese Achse gegebenen Querschnitt oder Punkt A mit b_A querbeschleunigt; das Helmholtz- und das Baldwin-Gestell laufen etwas später außerdem stets noch mit ihrer Hinterachse außen an, das amerikanische Laufgestell im allgemeinen nicht, im ersten Augenblick nie.

Wie verhält sich b_D zu b_A ? Bezeichnet q_D den veränderlichen Abstand der Drehgestellvorderachse A von der Z—Z-Achse des Drehgestells und a ihren Abstand vom Drehzapfen D, so ist

$$b_D = \frac{q_D - a}{q_D} \cdot b_A \dots \dots \dots 20).$$

Diese Z—Z-Achse fällt im Augenblick t_0 des Beginns der Ablenkung des Drehgestells mit dessen Reibungsmittelpunktsachse M_D zusammen. Diese liegt in diesem Augenblick beim Helmholtz- und Baldwin-Gestell im hinteren Deichselende, beim amerikanischen Laufgestell in der Nähe von dessen Hinterachse. Zur Zeit t_0 ist also $\frac{q_{D0} - a}{q_{D0}} \sim \frac{d - a}{d}$, wenn d den Radstand des amerikanischen und die Deichsellänge des Baldwin- oder Helmholtz-Gestells bedeutet. Im weiteren Verlauf des Einfahrens bleibt beim Helmholtz- und Baldwin-Gestell deren Z—Z-Achse nahezu im hinteren Deichselende liegen, bis, im Augenblick t_b , die hintere Gestellachse außen anläuft, weil bis dahin dies Deichselende fast geradeaus läuft, und sie geht dann vom Augenblick t_b an schnell mit einigen Schwankungen ins Unendliche nach hinten, weil jetzt noch die Gestellhinterachse mit b_B nach innen querbeschleunigt wird, das ähnlich wie b_A verläuft. Bis zum Augenblick t_b bleibt also angenähert $\frac{q_D - a}{q_D} = \frac{d - a}{d}$ und nähert sich dann schnell nach einigen Schwankungen dem Wert 1. Beim amerikanischen Laufgestell dagegen, bei dem in der Regel die Hinterachse nicht außen anläuft, schiebt sich dessen Z-Z-Achse vom Augenblick t_0 an fast stetig nach hinten; im Augenblick t' der stärksten Neigung des gefederten Teils der Lokomotive nach außen dürfte $\frac{q_D - a}{q_D}$ den Wert 1 schon nahezu erreicht haben. Somit ist b_D beim Helmholtz- und Baldwin-Gestell zur Zeit $t_0 \div t_b \sim b_A \frac{d - a}{d}$, also proportional b_A , und zur Zeit $t_b \div t' \sim b_A$, beim amerikanischen Laufgestell zur Zeit $t_0 \sim b_{A0} \frac{d - a}{d}$ und nimmt nach dem Ausdruck $b_D = b_A \frac{q_D - a}{q_D}$ fast stetig zu mit wachsendem q_D bis auf b_A .

Nachdem wir das Verhältnis von b_A zu b_D kennen, können wir zunächst M_A und daraus Y_A und b_A ermitteln. Die verhältnismäßig kleine Drehgestellmasse denken wir mit der des Hauptgestells vereinigt, sehen von den Sondermassenwirkungen des Drehgestells gegenüber dem Hauptgestell ab. Weiter nehmen wir zur Ermittlung von b_A wieder an, daß während der Zeit t' bis zum stärksten Ausweichen des gefederten Teils nach außen die auf A reduzierte gesamte Fahrzeugmasse konstant = M_A , ihr $\epsilon_x = 0$ ist und ihre Z—Z-Achse durch das Fahrzeughinterende gehe. Dann ergibt sich zunächst die entsprechende auf den Punkt D reduzierte Masse des ganzen Fahrzeugs M_D in der gleichen Weise wie oben M_A für das steifachsige Fahrzeug nach Gl. 7) zu:

$$M_D = \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{M'}{2} k \dots \dots \dots 21),$$

wenn x jetzt den Abstand des Punktes \underline{D} vom Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells, l die Fahrzeuglänge und u den vorderen Überhang des Fahrzeugs über \underline{D} bedeuten. Das vorliegende Hauptgestell wird ebenso wie das obige steifachsige Fahrzeug vorne nur in einem Punkt, nämlich D, geführt. $M_D \cdot b_D$ ist überschlägig der dynamische Widerstand $P_{D,T}$, den das mit der ganzen Fahrzeugmasse versehen gedachte Hauptgestell dem als masselos gedachten Drehgestell in D entgegengesetzt.

Aus M_D gewinnen wir in folgender Weise M_A : Bei der Anordnung mit voranlaufendem amerikanischen Laufgestell, das nur durch seine Vorderachse bei A geführt wird, verteilt sich der dynamische Schwenkwiderstand $P_{D,T} = M_D \cdot b_D$ ziemlich genau nach den Hebelgesetzen auf A und den um x_D hinter ihm liegenden Reibungsmittelpunkt M_D des Dreh-

gestells; der auf A entfallende Teil ist der dynamische Führungsdruck $Y_T^*) \sim M_A \cdot b_A$. Somit erhalten wir, wenn wir die Momentengleichung um den Reibungsmittelpunkt M_D ansetzen:

$$M_A \cdot b_A \cdot x_D = M_D \cdot b_D \cdot (x_D - a)$$

und daraus:

$$M_A = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} \cdot \frac{q_D - a}{q_D} \dots 22),$$

ganz erheblich kleiner als beim steifachsigen Fahrzeug von gleichen Abmessungen, x und u . Im Augenblick t_0 mit $q_{D0} = x_{D0} \sim d$ ist

$$M_{A0} = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \left(\frac{d-a}{d}\right)^2 \dots 22a).$$

— Mit dem meist vorhandenen $a = \frac{d}{2}$ ist dies M_{A0} gleich $\frac{1}{4}$ des M_A für steifachsige Fahrzeuge! — M_A steigt im Lauf des Einfahrens allmählich mit wachsendem q_D bis auf

$$k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{x_D - a}{x_D},$$

das im Augenblick t' meist noch nicht ganz erreicht sein dürfte. Läuft die Hinterachse des Gestells außen an, was bei sehr großem b_A vorkommt, so steigt vom Augenblick des Beginns dieses Hintenaußenanlaufs an M_A sehr schnell bis auf

$$k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{d-a}{d};$$

denn jetzt verteilt sich $M_D \cdot b_D$ nach den Hebelgesetzen auf die beiden Drehgestellachsen. Danach ist der konstante Mittelwert M_A für die Dauer t' zu bemessen.

Das vordere Helmholtz- und Baldwin-Gestell sind, abweichend vom amerikanischen Laufgestell, stets nicht nur vorne bei A, sondern auch am Hinterende ihrer Deichsel geführt. Daher verteilt sich bei ihnen der dynamische Zapfenwiderstand $M_D \cdot b_D$ nach den Hebelgesetzen auf diese beiden Punkte. Die Momentengleichung der quergerechtigten Massenkräfte in bezug auf das Deichselhinterende lautet mithin:

$$Y_T \cdot d = M_A \cdot b_A \cdot d = M_D \cdot b_D \cdot (d - a).$$

Daraus erhalten wir:

$$M_A = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{d-a}{d} \cdot \frac{q_D - a}{q_D} \dots 22b),$$

mithin für die Zeit $t_0 \div t_b$:

$$M_A = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \left(\frac{d-a}{d}\right)^2 \dots 22c)$$

und für die Zeit $t_b \div t'$:

$$M_A \approx k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x} \cdot \frac{d-a}{d} \dots 22d).$$

Also auch bei der Anordnung mit vorderem Helmholtz- und Baldwin-Gestell wird M_A ganz erheblich kleiner als beim steifachsigen Fahrzeug, und zwar, solange nur die Gestellvorderachse anläuft, etwa ein Viertel, dann etwa halb so groß.

Mit diesen Werten von M_A ermitteln wir b_A und t_1 , den Zeitpunkt des Auftretens von $b_{A,max}$, der stets vor t' liegt, nach Gl. 5), 5a) und 6), für die Anordnung mit voranlaufendem Helmholtz- und Baldwin-Gestell in zwei Abschnitten und

*) Das ist nur ein vorläufiger ungenauer Mittelwert von Y_T , zur Ermittlung von M_A dienend. Das genaue Y_T wird später ermittelt.

mit besonderen Konstanten für den zweiten Abschnitt $t_b \div t'$. p_A bleibt unverändert. b_A beginnt auch hier mit 0 und wird im übrigen größer; die Schwingungsdauer und t_1 werden kleiner als beim steifachsigen Fahrzeug, weil M_A erheblich kleiner ist; auch $R_1 = \frac{v^2}{b_{A_{max}}}$ wird kleiner.

In Gl. 3) für ϵ_x tritt $b_D = b_A \cdot \frac{q_D - a}{q_D}$ an die Stelle von b_A und sind q und e auf Punkt D des Hauptgestells zu beziehen. q ist näherungsweise zu bestimmen wie oben. Bei der Anordnung mit voranlaufendem Helmholtz- und Baldwin-Gestell sind auch zwei Ausdrücke für ϵ_x für die beiden Abschnitte $t_0 \div t_b$ und $t_b - t'$ aufzustellen.

Wir erhalten demnach folgende Ausdrücke für ϵ_x :

1. für die Anordnung mit voranlaufendem amerikanischem Laufdrehgestell für die ganze Dauer des Einfahrens:

$$\epsilon_x = \frac{b_A}{h} \cdot \frac{q_D - a}{q_D} \cdot \frac{q - e}{q} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} z \dots \dots \dots 3b)$$

mit veränderlichem q_D und q .

2. für die Anordnung mit voranlaufendem Helmholtz- und Baldwin-Drehgestell

a) für die Zeit $t_0 \div t_b$:

$$\epsilon_x = \frac{b_A}{h} \cdot \frac{d - a}{d} \cdot \frac{q - e}{q} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} z \dots \dots \dots 3c),$$

b) für die Zeit $t_b \div t'$:

$$\epsilon_x = \frac{b_A}{h} \cdot \frac{q - e}{q} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} z \dots \dots 3d)$$

mit veränderlichem q .

Die Achse X—X von ϵ_x liegt dann ein wenig unter dem Achsmittel der unmittelbar im Hauptgestellrahmen gelagerten Radsätze, wenn die unmittelbar im Drehgestellrahmen gelagerten einen kleineren Raddurchmesser haben, was in der Regel der Fall ist. Danach ist h zu bemessen.

Haben nicht die Tragfedern aller nicht quer ausgeglichenen Radsätze der ganzen Lokomotive gleiche Federkonstanten, sondern haben $2n$ Tragfedern, auf denen je die Last Q_n ruht (etwa der gekuppelten Radsätze), die Konstante p_n , die $2m$ übrigen aber, auf denen je die Radlast Q_m ruht, die Konstante p_m , so ist als mittlere Federkonstante p aller Räder der nicht quer ausgeglichenen Radsätze in die Rechnung einzusetzen:

$$p = \frac{n \cdot p_n + m \cdot p_m}{n + m}$$

Ist $p_m \approx p_n \cdot \frac{Q_m}{Q_n}$ — ein günstiges Verhältnis, das öfter vorkommt —, so ist

$$p = \frac{n + m}{n + m} \cdot \frac{Q_m}{Q_n} \cdot p_n \dots \dots \dots 23).$$

Ist das Drehgestell quer ausgeglichen, was sehr oft der Fall ist, so ist das p seiner Radsätze natürlich für ϵ_x belanglos.

z ist sinngemäß wie oben aus den Gl. 3b) bis 3d) zu ermitteln, mit konstanten wie oben bestimmten Mittelwerten $\frac{q_D - a}{q_D}$ und $\frac{q - e}{q}$ für die Zeit t_z bis t' . Bei der Anordnung mit vorderem Helmholtz- und Baldwin-Gestell ist z in zwei Abschnitten $t_z \div t_b$ und $t_b \div t'$ aus Gl. 3c) und 3d) zu bestimmen.

Nun ermitteln wir für verschiedene Zeitpunkte zunächst ϵ_x nach Gl. 3) bis 3d) mit näherungsweise bestimmtem q und q_D , dann genau wie beim steifachsigen Fahrzeug den quergerichteten Trägheitswiderstand S des ganzen Fahrzeugs, angreifend gedacht am Hauptgestell, führen S wie irgendeine andere äußere quer gerichtete Kraft ein in das Minimumverfahren des Hauptgestells und gewinnen daraus P_D und schließlich die Richtkräfte der anlaufenden Drehgestellräder.

Der dynamische Führungsdruck Y_T wird bei gleichen Fahrzeugabmessungen und gleicher Fahrgeschwindigkeit in gleichem Bogen ganz erheblich kleiner als beim steifachsigen Fahrzeug, weil das vordere Drehgestell in doppelter Hinsicht als Übersetzungshebel wirkt. Einmal verringert es die Querbeschleunigung der Hauptgestell-

masse $\left(\frac{b_D}{b_A}\right)$ und zweitens verteilt es den quer gerichteten Hauptgestellmassenwiderstand P_{D_T} auf zwei Stellen. Das ist ein ganz wesentlicher Vorzug dieser Anordnung. Das voranlaufende amerikanische Laufdrehgestell hat vor den voranlaufenden Baldwin- und Helmholtz-Gestellen die Vorzüge, daß es b_D allmählich auf b_A ansteigen läßt, während das bei diesen Gestellen stoßartig geschieht im Augenblick des Außenanlaufbeginns der Gestellhinterachse und daß es seine Übersetzungswirkung selbsttätig und stetig mit P_D steigert, während die anderen beiden Gestelle das nur bis zum Außenanlauf ihrer Hinterachsen tun*). Bei seitlichen Stößen auf die Gestellvorderachse kann die Hinterachse nach außen ausweichen, als Rutschkupplung wirken, solange sie nicht außen anliegt, also beim amerikanischen Laufgestell im allgemeinen während des ganzen Bogenlaufs, bei den anderen beiden nur während des ersten Abschnitts des Einlaufens. So hat diese Anordnung mit vorderem gelenkig angeschlossenen Drehgestell, besonders die mit voranlaufendem amerikanischen Laufdrehgestell, sehr gute Führungseigenschaften, auch bei hohen Geschwindigkeiten in scharfen Bögen. Leider verhält sie sich bei Rückwärtsfahrt weniger günstig und ist bei Lokomotiven mit langem Radstand aus geometrischen Gründen schwer ausführbar. Diese Mängel sind vermieden, und das Einfahren kann noch weicher werden bei der Anordnung

2. mit seitlich kraftschlüssiger Verbindung

des Drehgestells mit dem Hauptgestell am Drehzapfen D. Die Verbindung kann hergestellt sein durch Federn oder Wiege oder Dreieckpendel oder, selten, durch Keilflächen. Die auf D entfallende Last Q_D des Hauptgestells wird auf das Drehgestell übertragen fast immer über ebene oder gekrümmte Gleitflächen mit der Gleitreibungsziffer μ . Beim Einschwenken in den Bogen dreht sich das Drehgestell gegenüber dem Hauptgestell und verschiebt sich gleichzeitig seitlich gegenüber ihm: der seitlichen Verschiebung i widersetzt sich $c \cdot \mu \cdot Q_D$, bei ebenen Gleitflächen stets kleiner als die Gesamtreibung $\mu \cdot Q_D$ wegen der gleichzeitigen Drehung. c ist nach der Bauart der Verbindung sehr verschieden und während des Einfahrens veränderlich, es ist eine Funktion des Verhältnisses der Verschiebegeschwindigkeit zur Drehgeschwindigkeit, ist bei Verschiebegeschwindigkeit 0, also zu Beginn des Einfahrens, = 0 und wächst dann stark mit zunehmender Verschiebegeschwindigkeit. Auch μ ist schwer genau zu bestimmen, $c \cdot \mu$ muß demgemäß von Fall zu Fall näherungsweise bestimmt bzw. geschätzt werden und soll hier mit einem geschätzten konstanten Mittelwert in die Rechnung eingeführt werden. Abgesehen von der selten vorkommenden Keilflächenverbindung wird durch eine seitliche Verschiebung i des Punktes D_D des Drehgestells gegen Punkt D_H des Hauptgestells eine mit i steigende Zapfenrichtkraft $P_D \sim c \cdot \mu \cdot Q_D + S_0 + i \cdot p_D$ wachgerufen, worin S_0 die Bedeutung einer Vorspannkraft und p_D

*) Genauer hierüber in meiner Arbeit von 1930.

die einer Federkonstante der Rückstellvorrichtung bei D hat. Diese Beziehung gilt natürlich nur für $i \geq 0$ und $i < i'$, das tatsächlich vorhandene seitliche Spiel des Drehzapfens in seinem Lager. Das Hauptgestell kann nun bei dieser Anordnung außer durch den vorderen Drehzapfen D noch durch seine erste seitlich feste und mit Spurkränzen versehene Achse H geführt und geschwenkt werden. Das sollte zwar möglichst vermieden werden, weil diese Hauptgestellachse einen sehr großen vorderen Überhang hat, demgemäß sehr hart anläuft und weil sie nur einen verhältnismäßig kleinen Abstand vom Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells hat, somit dynamisch wie statisch schlecht führt; tatsächlich wird sie aber oft zur Führung herangezogen.

Im Augenblick t_0 , in dem die Vorderachse A des Drehgestells beginnt aus der Zulaufgeraden abgelenkt zu werden, ist $i = 0$. In diesem Augenblick übt das Drehgestell in Punkt D die Zapfenrichtkraft $P_{D0} = c \cdot \mu \cdot Q_D + S_0$ auf das Hauptgestell aus. Diese Kraft kann größer oder kleiner sein als der auf D bezogene statische Schwenkwiderstand des Hauptgestells P_s , der leicht zu ermitteln ist. Ist sie größer, so bleibt ein Überschub $S_0' = c \cdot \mu \cdot Q_D + S_0 - P_s$ zum Querschleunigen des Hauptgestells im Querschnitt D, und das Haupt-

schwenken, dem Drehgestell seitwärts zu folgen, sobald das mit wachsendem i wachsende $P_D = S_0 + c \cdot \mu \cdot Q_D + i \cdot p_D = P_s$ geworden ist. In diesem Augenblick t_a'' beginnt hier der Abschnitt 2, d. h. sobald bei noch geradeaus laufendem Hauptgestell der Ausschlag $i = i_a'' = \frac{P_s - S_0 - c \cdot \mu \cdot Q_D}{p_D}$

geworden ist. t_a'' kann leicht aus der Einlaufbahn des Fahrzeugs mit geradeaus laufendem Hauptgestell und dynamischer Schienendurchbiegung $y = 0$ entnommen werden. In diesem Falle fehlt Abschnitt 1 und beginnt Abschnitt 2 mit b_D , der Querschleunigung des Hauptgestells im Querschnitt D, $= 0$.

S_0 dürfte zweckmäßig so zu bemessen sein, daß S_0' nicht wesentlich von Null abweicht. Bei großem positiven S_0' nämlich beginnt der günstige Kraftschluß erst ziemlich spät und tritt die Gefahr auf, daß bei kleinem $\frac{v^2}{R}$ die etwa mit ungeschwächten Spurkränzen versehene Achse H beim Einfahren innen anläuft, was sehr ungünstig ist. Bei großem negativen S_0' aber dauert es eine merkliche Weile, bis das Hauptgestell überhaupt abgelenkt wird; es kommt daher Achse H schon bei kleinerem R zum Außenanlauf als bei

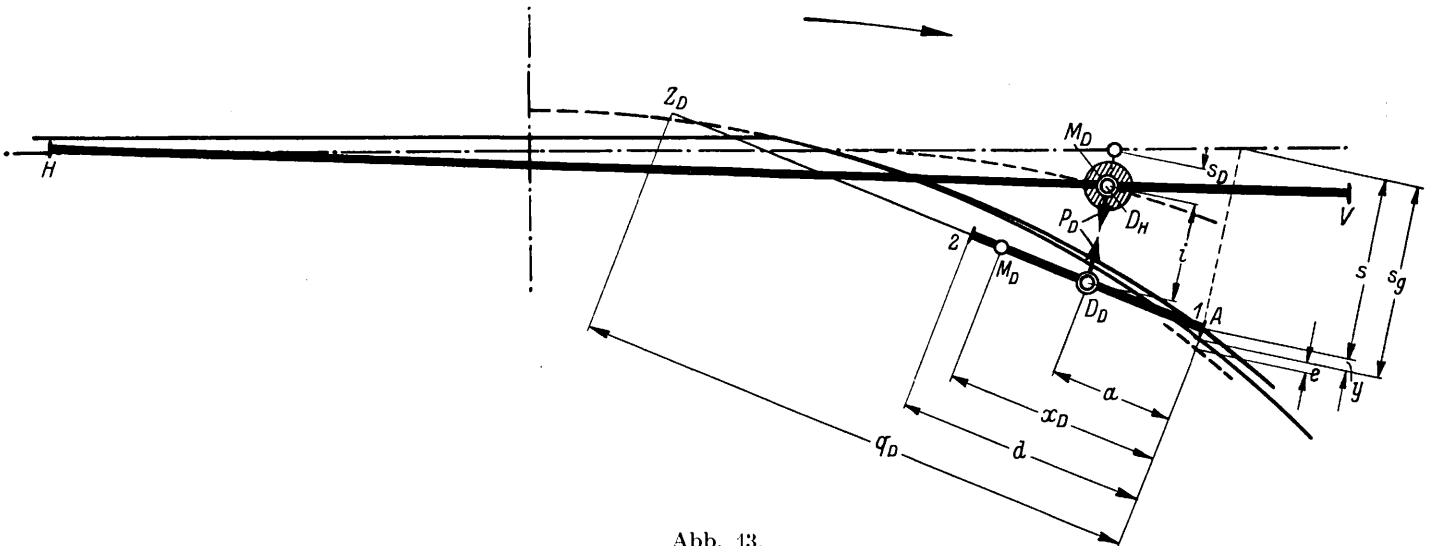


Abb. 13.

gestell verhält sich zunächst genau wie Anordnung 1a), der Kraftschluß wirkt noch nicht (Abschnitt 1). Der Kraftschluß tritt in Tätigkeit. Abschnitt 2 beginnt im Augenblick t'' , sobald mit wachsendem $b_D = b_A \cdot \frac{q_D - a}{q_D}$ der auf D bezogene wachsende quer gerichtete Trägheitswiderstand des Hauptgestelles $b_A \cdot \frac{q_D - a}{q_D} \cdot M_D$ größer als $S_0' = c \cdot \mu \cdot Q_D + S_0 - P_s$ wird; von diesem Augenblick t'' an beginnt das Hauptgestell im Querschnitt D um den wachsenden Ausschlag i hinter dem Drehgestell seitlich zurückzubleiben. In ihm ist also

$$b_A = b_A'' = \frac{S_0'}{M_D} \cdot \frac{q_D''}{q_D'' - a} \dots \dots \dots 24a),$$

worin q_D'' überschlägig zu ermitteln ist. t'' selbst erhalten wir aus Gl. 5), indem wir darin $b_A = b_A''$ setzen zu:

$$t'' = c_2 + \sqrt{\frac{M_A}{PA}} \arcsin \frac{b_A'' - b_{A2}}{\sqrt{b_{A2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \frac{PA}{M_A}}} \dots 24),$$

meist sehr klein.

Ist $P_{D0} = S_0 + c \cdot \mu \cdot Q_D < P_s$, S_0' also negativ, was sehr oft vorkommt, so läuft vom Augenblick t_0 aus das Hauptgestell zunächst noch geradeaus weiter und beginnt erst zu

größerem S_0 , und auch dieser Außenanlauf von H ist wie gesagt sehr ungünstig, möglichst zu vermeiden.

Abschnitt 2.

Wir wollen nun zunächst Abschnitt 2 betrachten, da Abschnitt 1 nichts Neues bietet, und zunächst das b_D dieses Abschnitts ermitteln. Dies geschieht auch hier auf dem Wege über Y und b_A . In Abb. 13 ist ein in einen Weichenbogen einfahrendes Fahrzeug mit vorderem amerikanischen Laufgestell dargestellt, das im Querschnitt D um i dem auch bereits etwas in den Bogen eingeschwenkten Hauptgestell seitlich voraus ist. Daraus leiten wir, da das Drehgestell lediglich vorn bei A geführt wird, die Kräftegleichung am Drehgestell ab:

$$Y_T *) = y \cdot PA = (S_0 + c \cdot \mu \cdot Q_D + i \cdot p_D - P_s) \frac{x_D - a}{x_D} = b_D \cdot M_D \cdot \frac{x_D - a}{x_D} \dots \dots \dots a),$$

weiter die geometrische Beziehung für die Querschleunigung des Querschnitts D_D des Drehgestells:

$$\left(\frac{d^2 s_r}{dt^2} - \frac{d^2 y}{dt^2}\right) \frac{q_D - a}{q_D} = \frac{d^2 s_D}{dt^2} + \frac{d^2 i}{dt^2} \dots \dots b).$$

*) Dies Y_T gilt wieder nur vorläufig zur Näherungsermittlung von b_A und b_D .

In dieser Differentialgleichung ist q_D mit der Zeit t veränderlich. Wir wollen wieder für den betrachteten Zeitabschnitt $t'' \div t'$ ein konstantes mittleres $q_D = q_{Dm}$ einsetzen. Weiter ist in dieser Gleichung $\frac{d^2 s_g}{d t^2} = b_{A2}$, ferner nach

Gl. a) erstens:

$$\frac{d^2 s_D}{d t^2} = b_D = y \frac{p_A}{M_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a}$$

und zweitens, durch zweimalige Differentiation unter Annahme konstanten x_D gewonnen:

$$\frac{d^2 i}{d t^2} = \frac{d^2 y}{d t^2} \cdot \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a}$$

Setzen wir diese Ausdrücke in die obige Differentialgleichung b) für Y ein, so erhalten wir:

$$y = \frac{M_A}{p_A} \left[b_{A2} + \sqrt{b_{A2}^2 + 2c_3 \left(\frac{p_A}{M_A}\right)^2 \left(\frac{M_D}{p_D} + \frac{M_A}{p_A}\right)} \cdot \sin \left\{ (t - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} \right] \dots \dots \dots 25).$$

Hieraus erhalten wir:

$$b_A = b_{A2} - \frac{d^2 s}{d t^2}, \quad b_A = b_{A2} + \frac{\frac{M_A}{p_A}}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \sqrt{b_{A2}^2 + 2c_3 \left(\frac{p_A}{M_A}\right)^2 \left(\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}\right)} \cdot \sin \left\{ (t - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} \dots \dots 26),$$

und schließlich

$$b_D = y \cdot \frac{p_A}{M_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} \text{ nach Gl. a),}$$

$$b_D = \frac{q_D - a}{q_D} \left[b_{A2} + \sqrt{b_{A2}^2 + 2c_3 \left(\frac{p_A}{M_A}\right)^2 \left(\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}\right)} \cdot \sin \left\{ (t - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} \right] \dots \dots \dots 27).$$

Die Konstanten c_3 und c_4 erhalten wir bei positivem S_0' daraus, daß im Augenblick t'' des Beginns von Abschnitt 2 für y sowohl die Gl. 4) des endenden Abschnitts 1 wie die Gl. 25) des beginnenden Abschnitts 2 gilt und daß weiter in diesem Augenblick die Quergeschwindigkeit des Punktes D_H des Hauptgestells keinen Sprung macht, daß also angenähert gesetzt werden kann

$$\left(\frac{d s_g}{d t} - \frac{d y}{d t}\right) \cdot \frac{x_D - a^*}{x_D} \text{ mit } \frac{d y}{d t}$$

nach Gl. 4) gleich

$$c_4 = t'' - \sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \cdot \text{arc tg} \left[\left\{ 1 + \frac{p_A}{p_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a}\right)^2 \right\} \frac{\sqrt{\frac{M_A}{p_A}}}{\sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \cdot \text{tg} \left\{ (t'' - c_2) \sqrt{\frac{p_A}{M_A}} \right\} \right] \dots \dots \dots 25a)$$

und

$$c_3 = \frac{\left(\frac{M_A}{p_A}\right)^2}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \left(\frac{b_{A2}^2 + v^2 \cdot a_0^2 \cdot \frac{p_A}{M_A}}{2} \cdot \frac{\sin^2 \left\{ (t'' - c_2) \sqrt{\frac{p_A}{M_A}} \right\}}{\sin^2 \left\{ (t'' - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\}} - \frac{b_{A2}^2}{2} \right) \dots \dots \dots 25b)$$

Bei negativem S_0' erhalten wir c_3 und c_4 daraus, daß im Augenblick t'' erstens $y=0$ ist und zweitens die Quergeschwindigkeit des Querschnitts D_H des Hauptgestells = 0, d. h. daß

$$\left(\frac{d s_g}{d t} - \frac{d y}{d t}\right) \frac{x_D - a}{x_D} - \frac{d i}{d t} = 0 \text{ ist.}$$

Führen wir hierin ein:

$$\frac{d i}{d t} = \frac{d y}{d t} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} \cdot \frac{p_A}{p_D}$$

*) Da die Quergeschwindigkeit im Reibungsmittelpunktquerschnitt = 0 ist.

$$\frac{d^2 y}{d t^2} + y \frac{p_A}{M_D \left(\frac{p_A}{p_D} + \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} \right)} = \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} = b_{A2} \cdot \frac{q_{Dm} - a}{p_D + \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot \frac{x_D - a}{x_D}}$$

Diese Gleichung hat die gleiche Form wie die entsprechende für steifachsige Fahrzeuge. Führen wir wieder

$$M_A = M_D \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot \frac{x_D - a}{x_D}$$

ein, so lautet die allgemeine Lösung:

$$\left(\frac{d s_g}{d t} - \frac{d y}{d t}\right) \cdot \frac{x_D - a^*}{x_D} - \frac{d i}{d t} \text{ mit } \frac{d i}{d t}$$

nach Gl. a) und $\frac{d y}{d t}$ nach Gl. 25).

Setzen wir die M_A der beiden Abschnitte 1 und 2 gleich — streng genommen ist das M_A des zweiten etwas größer als das des ersten — und führen wir, aus Gl. a) durch Differentiation gewonnen, ein:

$$\frac{d i}{d t} = \frac{d y}{d t} \cdot \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a}$$

— das im Augenblick t'' nicht = 0 ist! — so erhalten wir hiernach:

und $\frac{d s_g}{d t} = v \cdot \alpha''$, worin α'' der Winkel zwischen der Richtung

der Zulaufgeraden des Fahrzeugs und der Berührenden an den Gleisbogen im Anlaufpunkt A im Augenblick t'' ist, so erhalten wir:

$$\frac{d y}{d t} = v \cdot \alpha'' \cdot \frac{1}{1 + \frac{p_A}{p_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a}\right)^2} \text{ mit } \frac{d y}{d t} \text{ nach Gl. 25).}$$

*) Da die Quergeschwindigkeit im Reibungsmittelpunktquerschnitt = 0 ist.

Daraus ergibt sich
$$c_4 = t'' + \sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \cdot \arctg \left\{ \frac{1 + \frac{p_A}{p_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a} \right)^2}{v \cdot \alpha''} \cdot b_{A_2} \cdot \frac{\frac{M_A}{p_A}}{\sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} \dots \dots \dots 25c)$$

und
$$c_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{v \cdot \alpha''}{1 + \frac{p_A}{p_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a} \right)^2} \right)^2 \dots \dots \dots 25d).$$

mit $v \cdot \alpha_0$ statt $v \cdot \alpha''$. Bei negativem S_0' und bei $S_0' = 0$ hat demnach die Konstante c_3 stets einen kleinen positiven Wert. Bei positivem S_0' dagegen wird c_3 schon bei kleinem $+S_0'$ negativ, und zwar, wie sich leicht aus den abgeleiteten Gleichungen ergibt, bei

Die Gl. 25c) und 25d) gelten auch für $S_0' = 0$, natürlich
$$+ S_0' \geq M_D \frac{q_D'' - a}{q_D''} \left[b_{A_2} - \sqrt{b_{A_2}^2 - \frac{v^2 \cdot \alpha_0^2 \frac{p_A}{M_A}}{\frac{\frac{M_A}{p_A}}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \left\{ 1 + \frac{p_A}{p_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a} \right)^2 \right\}^2 - 1}} \right] \dots \dots \dots 25e).$$

b_D nimmt ab mit abnehmendem p_D . Die Zeitdauer t_1 bis zum Auftreten von y_{max} , $b_{A_{max}}$ und $b_{D_{max}}$ hat den Ausdruck:

$$t_1 = c_4 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \dots \dots \dots 25f);$$

sie wächst also mit abnehmendem p_D . $p_D = \infty$ bedeutet Zwangschluß.

Abschnitt 3.

Bei großem b_{A_2} dauert unter gewissen Umständen dieser günstige Kraftschluß nicht während des ganzen Bogenlaufs an, sondern wird, meistens dann schon vor dem Augenblick t_1 des Auftretens von $b_{A_{max}}$ und i_{max} abgebrochen entweder durch Erschöpfung des seitlichen Drehzapfenspiels i' oder durch Anlaufen der vordersten als seitlich fest und mit Spurkränzen versehen angenommenen Achse H des Hauptgestells an die Außenschiene. Beides ist ungünstig, besonders das Anlaufen der Achse H, aus den oben angegebenen Gründen. Damit der Kraftschluß nicht durch Erschöpfung von i' abgebrochen wird, muß i' mindestens gleich dem größten seitlichen Zapfenausschlag sein, der sich nach Gl. 25) und a) errechnet zu

$$i_{max} = y_{max} \cdot \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} - \frac{S_0'}{p_D}.$$

Diese Bedingung läßt sich bei großem S_0' und p_D im allgemeinen erfüllen, soweit nicht Profilrücksichten ein kleineres i' verlangen. Die in Deutschland üblichen Werte von S_0' und p_D reichen hierzu allerdings im allgemeinen nicht aus. Damit bei $i' \geq i_{max}$ der Kraftschluß nicht durch Anlaufen der Achse H abgebrochen wird, muß beim schnellst zulässigen Einfahren in jeden Bogen Punkt D_D des Drehgestells bereits um i_{max} vom Punkt D_H des Hauptgestells seitlich abgelenkt sein, bevor H zum Außenanlauf kommen kann. Diese Bedingung ist um so schwerer zu erfüllen, je schwächer gekrümmt bei gleichem $\frac{v^2}{R}$ der Gleisbogen ist: je schwächer gekrümmt er ist, desto weiter muß zu ihrer Erfüllung bei gleichem i_{max} Punkt D von H entfernt, das Drehgestell nach vorn geschoben sein — die erforderliche Entfernung wächst mit \sqrt{R} — oder desto kleiner muß bei gleichem Drehgestellvorschub i_{max} sein. Bei schnellem Einfahren in flache Bögen läßt sich nun das Drehgestell nicht so weit verschieben oder i_{max} nicht so klein halten, daß Anlaufen der Achse H mit vollen Spurkränzen vor Erreichen des Zapfenausschlags i_{max} vermieden wird. Dazu wäre ein viel zu großes S_0' und p_D erforderlich. Dadurch dies Außenanlaufen von H bei schnellem Einfahren in flache Bögen zu vermeiden, daß man den Drehzapfen vorzeitig in seinem Lager

abfängt, d. h. $i' < i_{max}$ macht, auf die Erfüllung jener ersten Bedingung verzichtet, auch wenn Profilrücksichten das nicht fordern, ist nicht zweckmäßig; denn dann würde in engen Bögen der günstige Kraftschluß viel zu früh durch Erschöpfung des sehr kleinen Zapfenspiels abgebrochen und könnte Achse H beim Einlauf in enge Bögen innen anlaufen. Zur Milderung dieses Außenanlaufstoßes der Achse H bei schnellem Einfahren in flache Bögen sollte man das größte zugelassene $b_{A_2} = \frac{v^2}{R}$ mit zunehmendem R abnehmen lassen oder, anders ausgedrückt, die größte zugelassene Fahrgeschwindigkeit nicht mit der Quadratwurzel von R, sondern schwächer, zunehmen lassen. Ganz vermeiden lassen sich diese Schwierigkeiten mit Achse H einfach dadurch, daß man sie genügend seitenverschieblich macht oder daß man ihr, falls Herz- und Kreuzungsstücke der Weichen es zulassen, die Spurkränze stark schwächt oder ganz nimmt. Dies Mittel läßt sich auch anwenden bei vorderem Helmholz-Gestell. Man muß bei seiner Anwendung nur dafür sorgen, daß die der Achse H folgende seitenfeste und mit Spurkränzen versehene — falls es nicht die Hinterachse ist — nicht zum Außenanlauf kommt; das ist leicht zu erreichen. In folgerichtiger Weiterführung dieses Gedankens kommt man zu einer Achsanordnung, die lediglich durch ein vorderes und hinteres Drehgestell, also rein indirekt, geführt wird, als der günstigsten. Diese Anordnung ist bei elektrischen Schnellzuglokomotiven mehrfach ausgeführt und hat sich sehr gut bewährt. Ihre genauere Betrachtung sei einer späteren Arbeit vorbehalten.

Denjenigen Zeitpunkt, in dem das Zapfenspiel i' erschöpft wird, wollen wir mit t''' bezeichnen. In ihm beginne Abschnitt 3a, der von t''' bis t' dauere. Denjenigen Zeitpunkt, in dem H beginnt abgelenkt zu werden, wollen wir mit t_H bezeichnen. In ihm beginne Abschnitt 3b, der von t_H bis t' dauere.

Abschnitt 3a.

Der Augenblick t''' seines Beginns ist dadurch festgelegt, daß in ihm nach G. a):

$$y = y''' = \frac{S_0' + i' \cdot p_D}{p_A} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} \text{ oder nach Gl. 25) und 26)}$$

$$b_A = b_{A'''} = b_{A_2} \frac{\frac{M_D}{p_D}}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} + \frac{1}{p_A} \cdot \frac{S_0' + i' \cdot p_D}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} \text{ ist. . 29).}$$

Setzen wir $b_A = b_{A'''}$ in Gl. 26) ein, erhalten wir:

$$t''' = c_4 + \sqrt{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}} \arcsin \left\{ \frac{b_{A'''} - b_{A_2}}{\sqrt{b_{A_2}^2 + 2c_3 \left(\frac{p_A}{M_A} \right)^2 \left(\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D} \right) \frac{M_A}{p_A}}} \right\} \dots \dots \dots 30).$$

Die Ausdrücke für y und b_A lauten den Gl. 4) und 5) gleich, nur mit anderen Konstanten c_5 und c_6 statt c_1 und c_2 . b_D ist jetzt gleich $b_A \cdot \frac{q_D - a}{q_D}$. Die Konstanten c_5 und c_6 bestimmen sich wieder daraus, daß im Augenblick t''' für y sowohl die Gl. 25) des endenden Abschnitts 2 als die Gl. 4) des beginnenden Abschnitts 3a mit c_5 und c_6 gelten und daß weiter bei Vernachlässigung der verhältnismäßig kleinen Drehgestellmasse und der kleinen Elastizität der Drehzapfenlagerung in diesem Augenblick die Quergeschwindigkeit von D_H :

$\left(\frac{d s_g}{d t} - \frac{d y}{d t}\right) \frac{x_D - a}{x_D} - \frac{d i}{d t}$ auf dem endenden Abschnitt 2 mit

$\frac{d y}{d t}$ nach Gl. 25) gleich der Quergeschwindigkeit von D_H :

$\left(\frac{d s_g}{d t} - \frac{d y}{d t}\right) \frac{x_D - a}{x_D}$ auf dem beginnenden Abschnitt 3a mit $\frac{d y}{d t}$

nach Gl. 4) mit c_5 und c_6 statt c_1 und c_2 ist. Auch die M_A der beiden Abschnitte 2 und 3a wollen wir zur Ermittlung von b_A und b_D wieder gleichsetzen. So erhalten wir:

$$c_6 = t''' - \sqrt{\frac{M_A}{P_A}} \operatorname{arctg} \left[\frac{\sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \sqrt{\frac{M_A}{P_A} + \frac{M_D}{P_D}}}{1 + \frac{P_A}{P_D} \left(\frac{x_D}{x_D - a}\right)^2} \operatorname{tg} \left\{ (t''' - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{P_A} + \frac{M_D}{P_D}}} \right\} \right] \dots \dots \dots 31a)$$

und

$$c_5 = \frac{M_A}{P_A} \left[\frac{b_{A2}^2 + 2 c_3 \left(\frac{P_A}{M_A}\right)^2 \left(\frac{M_D}{P_D} + \frac{M_A}{P_A}\right) \sin^2 \left\{ (t''' - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{P_A} + \frac{M_A}{P_A}}} \right\}}{2} - \frac{b_{A2}^2}{2} \right] \dots \dots \dots 31b).$$

Die Zeitdauer t_1 von $t=0$ bis zum Auftreten von y_{\max} , $b_{A_{\max}}$, $b_{D_{\max}}$ hat den Ausdruck:

$$t_{1a} = c_6 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_A}{P_A}} \dots \dots \dots 31c).$$

Abschnitt 3b.

Zunächst ist der Zeitpunkt t_H seines Beginns zu bestimmen, d. h. derjenige, in dem die seitenfeste und mit Spurrändern versehene Achse H des Hauptgestells nach Anlauf ihres Außenrades an die Außenschiene und nach Überwindung des hier auftretenden statischen Schwenkwiderstandes, mithin nach einer seitlichen Durchbiegung der einander hier berührenden Teile um einen kleinen Betrag, der sich im allgemeinen nicht viel von e unterscheidet, beginnt, an ihrem Anlaufpunkt einen dynamischen Schwenkantrieb von der Außenschiene zu erfahren. Von diesem Zeitpunkt t_H ab rechnen wir y_H und b_H . Den Zeitpunkt t_H können wir näherungsweise ermitteln, indem wir die Einlaufbahn des Fahrzeugs punktweise vom Augenblick $t=0$ an aufzeichnen. Für jeden Zeitpunkt t zeichnen wir zunächst das um $t \cdot v$ vorgerückte Drehgestell unter Berechnung von y auf, tragen in dessen Punkt D_D den zugehörigen

Ausschlag $i = y \frac{P_A}{P_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} - \frac{S_0'}{P_D}$ nach außen an und legen

damit die zugehörige Lage des Hauptgestells fest. Sobald Punkt H der Hauptgestelllinie in der Außenschienenkante liegt, ist Zeitpunkt t_H erreicht. Der zugehörige Anlaufwinkel α_H der Hauptgestellachse H kann aus dieser Zeichnung abgegriffen werden. Er dürfte sich im allgemeinen nicht viel von α_0 unterscheiden.

Nun wollen wir y_H , die seitliche elastische Durchbiegung der einander bei H berührenden gespannten Fahrzeug- und Oberbauteile und daraus wieder $b_H = \frac{d^2 s_H}{d t^2}$, die Querbeschleunigung des H-Querschnitts des Fahrzeugs, näherungsweise ermitteln. Für diese

Ermittlung nehmen wir wieder an, daß während der Zeit t_H bis t' die Z-Z-Achse des Hauptgestells fest, und zwar etwa um l hinter dem Fahrzeugende, liege, und daß $\epsilon_x = 0$ sei. Weiter denken wir die ganze Masse des Fahrzeugs M' wieder in der des Hauptgestells vereinigt, dann gibt Abb. 14 in der oben entwickelten Darstellung ein näherungsweise richtiges Bild des

so vorläufig zur Gewinnung von y_H und b_H ermittelten quergerichteten Trägheitswiderstandes S' des Fahrzeugs. S' hat den Ausdruck:

$$S' = k \frac{3 M'}{2} \cdot \frac{d^2 s_H}{d t^2} \cdot \frac{l}{2l - (u + b)},$$

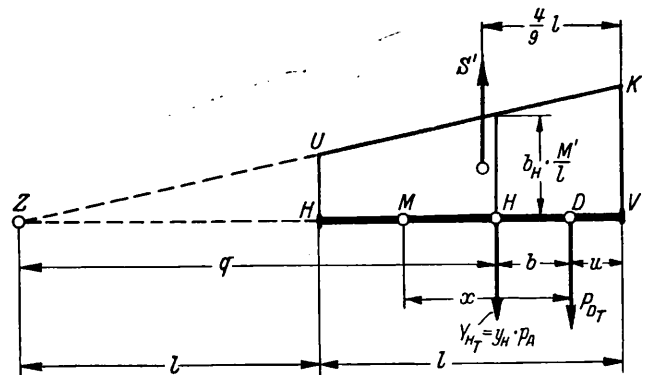


Abb. 14.

worin b den Abstand des H- vom D-Querschnitt des Fahrzeugs bezeichnet und k die gleiche Bedeutung hat wie oben. Da, wie auch Abb. 15 zeigt, $s_H = s_{g_H} - y_H$, also

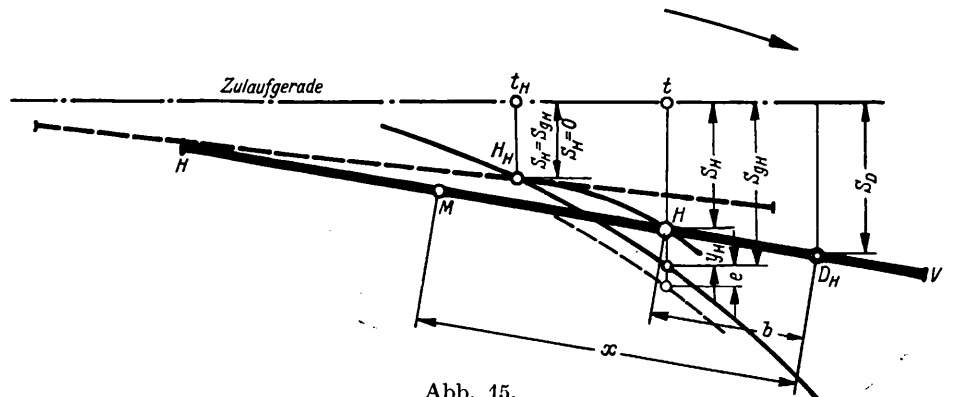


Abb. 15.

$$\frac{d^2 s_H}{d t^2} = \frac{d^2 s_{g_H}}{d t^2} - \frac{d^2 y_H}{d t^2} = b_{A2} - \frac{d^2 y_H}{d t^2}$$

ist, können wir auch schreiben:

$$S' = k \frac{3 M'}{2} \cdot \frac{l}{2l - (u + b)} \left(b_{A2} - \frac{d^2 y_H}{d t^2} \right).$$

S' greift in Höhe des Schwerpunkts des Trapezes H U K V der Abb. 14 an. Im D-Querschnitt des Fahrzeugs greift die entgegengesetzt gerichtete Zapfenrichtkraft $P_{D_T} = S_0' + i \cdot p_D$ an. S' und P_{D_T} verteilen sich, da das Hauptgestell jetzt allein in Punkt H geführt wird, ziemlich genau nach den Hebelgesetzen auf die Punkte H und M des Hauptgestells. So erhalten wir den zugehörigen in H auftretenden dynamischen

Führungsdruck Y_{H_T} überschlägig und vorläufig aus der Momentengleichung der am Hauptgestell angreifenden Massenkraft um M, der um $x - b$ hinter H liegt:

$$P_{D_T} \cdot x - S' \left(x + u - \frac{4l}{9} \right) + Y_{H_T} (x - b) = 0$$

zu

$$Y_{H_T} = Y_H \cdot p_A = \frac{3M'}{2} \cdot k \cdot \frac{l}{2l - (u + b)} \cdot (b_{A_2} - \frac{d^2 y_H}{dt^2}) \cdot \frac{x + u - \frac{4l}{9}}{x - b} - (S_0' + i \cdot p_D) \frac{x}{x - b}$$

Hierin ist i während des betrachteten Abschnitts veränderlich. Führen wir i als f (y_{H1}) ein, erhalten wir eine sehr verwickelte Differentialgleichung für y_H . Grob angenähert an die Wirklichkeit wollen wir zur Bestimmung von b_H den Ausschlag i als während des Abschnitts 3b konstant ansehen. Bezeichnen wir abkürzend

$\frac{3}{2} M' \cdot k \cdot \frac{l}{2l - (u + b)} \cdot \frac{x + u - \frac{4l}{9}}{x - b}$ mit M_H^*), so erhalten wir die der Form nach bekannte Differentialgleichung für y_H : $\frac{d^2 y_H}{dt^2} + y_H \cdot \frac{p_A}{M_H} = b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b}$, deren Lösung lautet:

$$y_H = \frac{M_H}{p_A} \left[b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b} + \sqrt{\left(b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b} \right)^2 + 2c_7 \frac{p_A}{M_H}} \cdot \sin \left\{ (t - c_8) \sqrt{\frac{p_A}{M_H}} \right\} \right] \dots \dots \dots 32).$$

Zum Zeitpunkt t_{1H} ist $y_H = 0$ und $\frac{dy_H}{dt} = v_H$, das gleich bestimmt wird. Daraus ergeben sich die Konstanten:

Fahrzeugquergeschwindigkeiten zum Zeitpunkt t_H . In Abb. 15 ist das Hauptgestell schematisch in Augenblick t_H (gestrichelt) und in einem etwas späteren t (ausgezogen) dargestellt. Danach ist im Zeitpunkt t_H :

$$c_8 = \sqrt{\frac{M_H}{p_A}} \arcsin \left\{ \frac{b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b}}{v_H} \sqrt{\frac{M_H}{p_A}} \right\} \dots \dots \dots 32a)$$

$$c_7 = \frac{v_H^2}{2} \dots \dots \dots 32b).$$

$$v_H = \frac{dy_H}{dt} = \frac{ds_{gH}}{dt} - \frac{ds_H}{dt}, \text{ weiter } \frac{ds_H}{dt} = \frac{ds_D}{dt} \cdot \frac{x - b}{x}$$

und nach den obigen Entwicklungen (s. Abb. 13):

$$\frac{ds_D}{dt} = \frac{ds_g}{dt} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} - \frac{di}{dt} \text{ mit } \frac{di}{dt} = \frac{dy}{dt} \cdot \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a}$$

v_H erhalten wir in folgender Weise aus der Betrachtung der

Daraus ergibt sich:

$$v_H = \frac{ds_{gH}}{dt} - \frac{x - b}{x} \left\{ \frac{ds_g}{dt} \cdot \frac{x_D - a}{x_D} - \frac{dy}{dt} \cdot \left(\frac{x_D - a}{x_D} + \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} \right) \right\} \dots \dots \dots 33);$$

darin ist

$$\frac{ds_g}{dt} = \frac{v^2}{R} \cdot t + v \sqrt{\frac{2}{R} \left(f + \frac{\sigma_0}{2} \right)} \dots \dots \dots 33a),$$

$$\frac{ds_{gH}}{dt} = \frac{ds_g}{dt} - \frac{a + b}{R} \cdot v \dots \dots \dots 33b)$$

reicht seinen Höchstwert $y_{H_{max}}$ bei

$$t_{1H} = c_8 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_H}{p_A}} \dots \dots \dots 32c),$$

von t_H an gerechnet.

und ist $\frac{dy}{dt}$ für die Zeit t_H aus Gl. 25) zu ermitteln. y_H er-

Die gesuchte Querschleunigung $b_H = b_{A_2} - \frac{d^2 y_H}{dt^2}$ hat mithin den Ausdruck:

$$b_H = b_{A_2} + \sqrt{\left(b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b} \right)^2 + v_H^2 \cdot \frac{p_A}{M_H}} \cdot \sin \left\{ (t - c_8) \cdot \sqrt{\frac{p_A}{M_H}} \right\} \dots \dots \dots 34).$$

$$b_{H_{max}} = b_{A_2} + \sqrt{\left(b_{A_2} - \frac{P_{D_T}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b} \right)^2 + v_H^2 \cdot \frac{p_A}{M_H}}$$

tritt gleichzeitig mit $y_{H_{max}}$ auf.

3a und durch b_H für den Abschnitt 3b ersetzen, außerdem für den Abschnitt 3b den Quotienten $\frac{q - e}{q}$ durch $\frac{q - e}{q - b}$ ersetzen, und schließlich für alle Abschnitte e und q auf D beziehen. Das Gleiche gilt für die Ermittlung des Zeitpunktes t_z , in dem der gefederte Teil beginnt auszuschlagen, und von dem aus wir wieder dessen Ausschlagen rechnen wollen. Die Gleichung für z lautet mithin für Abschnitt 2:

z, ϵ_x , Massen- und Führungskräfte.

Mit Hilfe dieser verschiedenen Ausdrücke für b_H bzw. b_D ermitteln wir in der gleichen Weise wie oben für steifachsige Fahrzeuge die Federzusammendrückung z, indem wir diese Ausdrücke sinngemäß in die Gl. 8) einsetzen, d. h. indem wir b_A durch b_D mit konstantem $q_{D_{min}}$ für die Abschnitte 1, 2,

*) M_H entspricht M_D , ist stets sehr viel größer als dieses, weil das Fahrzeug stets sehr viel stärker über H als über D nach vorne überhängt. Das drückt sich in $x - b$ statt x im Nenner der Gleichung für M_H aus.

$$z = z_0 + \frac{D}{C - \frac{M_A + M_D}{p_A + p_D}} \cdot \sin \left\{ (t + t_z - c_4) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} - \frac{D \cdot \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \cdot \cos \left\{ (c_4 - t_z) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\}}{\left(C - \frac{M_A + M_D}{p_A + p_D} \right) \cdot \sqrt{C}} \cdot \sin \left\{ t \cdot \sqrt{C} \right\} +$$

$$+ \left[\frac{D}{C - \frac{M_A + M_D}{p_A + p_D}} \cdot \sin \left\{ (c_4 - t_z) \sqrt{\frac{1}{\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D}}} \right\} - z_0 \right] \cos \left\{ t \cdot \sqrt{C} \right\} \dots \dots \dots 11a)$$

mit $D = \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} \cdot \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot \sqrt{b_{A2}^2 + 2c_3 \left(\frac{p_A}{M_A} \right)^2 \cdot \left(\frac{M_A}{p_A} + \frac{M_D}{p_D} \right)}$
 $z_0 = \frac{q_{Dm} - a}{q_{Dm}} \cdot b_{A2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m} \cdot \frac{M \cdot h^2}{2n \cdot o^2 \cdot p} - \frac{Q}{p} \cdot \eta$ und $C = \frac{2n \cdot o^2 \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x}$.

Auf Abschnitt 3b ist zur Zeit t_H nicht $z = 0$, sondern $z = z_H$ und auch $\frac{dz}{dt}$ nicht $= 0$, sondern $= v_z$. z_H und v_z leicht aus Gl. 11a) zu ermitteln. Die Gleichung für z lautet mithin, mit t von t_H aus gerechnet:

$$z = z_0 + \frac{D}{C - \frac{p_A}{M_H}} \cdot \sin \left\{ (t - c_8) \sqrt{\frac{p_A}{M_H}} \right\} + \frac{D \sqrt{\frac{p_A}{M_H}}}{C - \frac{p_A}{M_H}} \cdot \left(\cos c_8 \sqrt{\frac{p_A}{M_H}} \right) \cdot \sin \left\{ t \cdot \sqrt{C} \right\} +$$

$$+ \left[\frac{D}{C - \frac{p_A}{M_H}} \sin \left(c_8 \sqrt{\frac{p_A}{M_H}} \right) - z_0 + z_H \right] \cdot \cos \left\{ t \cdot \sqrt{C} \right\} \dots \dots \dots 11b)$$

mit

$$D = \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m - b} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} \cdot \sqrt{\left(b_{A2} - \frac{p_{DT}}{M_H} \cdot \frac{x}{x - b} \right)^2 + v_{H^2} \cdot \frac{p_A}{M_H}}$$

$$z_0 = b_{A2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m - b} \cdot \frac{M \cdot h^2}{2n \cdot o^2 \cdot p} - \frac{Q}{p} \cdot \eta$$
 und $C = \frac{2n \cdot o^2 \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x}$.

Weiterhin ermitteln wir ϵ_x und S punktweise mit veränderlichem q wie oben. In den Gl. 14a) und 14b) für S tritt b_D bzw. b_H an die Stelle von b_A und für Abschnitt 3b im Nenner $q - b$ an die Stelle von q . Auf Abschnitt 2 liegt im allgemeinen ϵ_x nicht so günstig zu b_D , wie beim steifachsigen Fahrzeug ϵ_x zu b_A . Durch zweckmäßige Wahl von M_D und namentlich von p_D kann man dies Verhältnis etwas verbessern. So gewinnen wir wie dort für die Abschnitte 1, 2, 3a mit Hilfe des auf das Hauptgestell angewandten Minimumverfahrens zunächst die gesamte Zapfenrichtkraft P_D und daraus in bekannter Weise die Führungskräfte P und Y der führenden Drehgestellachsen. Für Abschnitt 3b ist außer dem Trägheitswiderstand S noch die ganze als konstant angesehene Zapfenrichtkraft $P_D = S_0 + c \cdot \mu \cdot Q_D + i_H \cdot p_D$ als äußere Kraft einzuführen in das Minimumverfahren, aus dem in bekannter Weise die Richtkraft P_H unmittelbar und

$$Y_H \approx P_H - (Q' + \Delta Q') f$$

gewonnen wird. $\Delta Q'$ hat den gleichen Ausdruck wie oben; es kann wegen des großen Durchmessers des anlaufenden Rades der Achse H sehr groß werden; die ebenso große Entlastung des Innenrades kann gefährlich werden, namentlich in dem Augenblick, in dem das entlastete Innenrad in der Weiche gegen den dem im Bogen liegenden Herzstück gegenüber liegenden Radlenker fährt und führt. Tatsächlich ist dies Rad verschiedentlich an dieser Stelle entgleist. Auch Y_H kann gefährlich hoch werden. Das wird ein Zahlenbeispiel zeigen:

Zahlenbeispiel einer 2-C-Lokomotive.

Wir betrachten eine 2-C-Lokomotive von gleichem Gesamtgewicht wie das der E-Lokomotive beim Einfahren zunächst in die gleiche Weiche mit der gleichen Geschwindigkeit. Die Lokomotive habe keinen Querausgleich und folgende Daten: $l = 11,5$, Radstand des Hauptgestells $4,5$, $b = 3,3$, $u = 2,14$, $e = 3,66$, $d = 2,2$, $a = 1,1$, $h = 1,3$, $o = 0,55$, $\lambda = 0,22$, Q i. M. = 8200 , $Q_D = 29000$, $Q'^t = 11$, Raddruck der Drehgestellachsen $8,5$ t, $M'^{kg \cdot s^2 \cdot m^{-1}} = 10200$, $M = 8360$, $J_x^{kg \cdot s^2 \cdot m} \approx 11200$, $p^{kg \cdot m^{-1}} = 150000$, $\eta = 0,05$, $p_A^{kg \cdot m^{-1}} = 310000$, $S_0^{kg} = 2400$, $p_D^{kg \cdot m^{-1}} = 50000$, Durchmesser der Triebräder 2 m, der Laufräder 1 m.

P_s wird zu ≈ 3700 kg ermittelt: $c \cdot \mu$ wird geschätzt zu $0,0725$; dann ist $S_0' = S_0 + c \cdot \mu \cdot Q_D - P_{D_s} = +800$ kg. Dieser kleine positive Wert dürfte zweckmäßig sein. Abschnitt 1 ist vorhanden. Nach Gl. 21) ist mit dem überschlägig ermittelten $x = 6,7$ $M_D = 4300$ $kg \cdot s^2 \cdot m^{-1}$, weiter nach Gl. 22) mit $q_{Dm} = 5,2$ für die Abschnitte 1, 2, 3a oder 3b $-M_A \approx 1700$ $kg \cdot s^2 \cdot m^{-1}$. Mithin erhalten wir für Abschnitt 1 nach Gl. 4a) $c_2^s = 0,0255$ und nach Gl. 5) $b_A^{m \cdot s^{-2}} = 0,82 + 2,42 \sin(1,35t - 0,344)$.

Abschnitt 2 beginnt, sobald nach Gl. 24a) $b_A = b_A'' = 2,57$ $m \cdot s^{-2}$, mit $q_{D''} = 4$, und $b_{D''} = \frac{4 - 1,1}{4} \cdot b_A'' =$

= 1,86 m · s⁻² geworden ist. nach Gl. 24) zur Zeit t'' = 0,008 Sek. Für diesen Abschnitt ist nach Gl. 25a) c₄^s = 0,306 und nach Gl. 25b) c₃ = -0,0000354. Mit diesen Konstanten erhalten wir nach Gl. 25) y^m = 0,0045 + 0,0037 sin (3,3 t - 1) und nach Gl. 27):

$$b_{Dm} \cdot s^{-2} \text{ allgemein} = \frac{q_D - a}{q_D} [0,82 + 0,676 \sin (3,3 t - 1)], \text{ mit}$$

$$q_{Dm} = 5,5 : b_{Dm} \cdot s^{-2} = 0,66 + 0,54 \sin (3,3 t - 1). \text{ Zur Zeit } t'' = 0,008 \text{ ist } y = 1,75 \text{ mm. Der Ausschlag}$$

$$i^m = y \cdot \frac{p_A}{p_D} \cdot \frac{x_D}{x_D - a} - \frac{S_0'}{p_D}$$

ist mit x₁ = 2,2 = 12,4 · y - 0,016. y_{max} = 8,2^{mm} und i_{max} = 85,6^{mm} treten nach Gl. 25e) auf erst bei t₁ = 0,782 Sek. y_{max} ist also sehr klein, t₁ sehr groß! Bei Zwangsschluß würden y_{max} und b_{Dmax} etwas größer sein.

Der gefederte Teil beginnt auszuweichen, sobald nach Gl. 9) b_{Dz} · m · s⁻² = 0,322, mit q auf D bezogen = 10, wird. Das ist der Fall nach dem oben angegebenen Ausdruck für b_D bei t_z^s = 0,124, wenn wir q_D in jenem Ausdruck = 4 setzen. Die Federzusammendrückung z ist nach Gl. 11b):

$$z^m = 0,0042 + 0,0146 \sin (3,3 t - 0,6) - 0,0094 \sin 4,23 t + 0,00406 \cos 4,23 t, \text{ t vom Beginn des Neigens an gerechnet. Es ergibt sich } z_{\text{max}} = 17,1 \text{ mm bei } t = 0,94. z \text{ steigt also nur}$$

$$\text{sehr langsam an. Weiter ist nach Gl. 3) } \epsilon_x s^{-2} = b_D \frac{q - 3,66}{q} \cdot 0,43 -$$

- 32,6 z - 0,089. Mit überschlägiger Ermittlung von q und q_D für verschiedene Zeitpunkte erhalten wir den in Abb. 1, Taf. 25 dargestellten Verlauf von b_D, z und ε_x über t. b_D steigt auf Abschnitt 1. ziemlich steil an, auf 2 nur flach. Der Knick an der Übergangsstelle zeigt den Einfluß der elastischen Verbindung am Drehzapfen deutlich. b_D steigt nur an bis auf 1,3 m · s⁻² bei t₁ = 0,8 Sek., ist zur Zeit t' von z_{max} noch + 1,09 m · s⁻² und geht dann nach einigen kleineren Schwankungen über auf b_{D2} = b_{A2} = + 0,82 m · s⁻². ε_x steigt an bis auf ≈ 0,155 bei t = 0,47 und ist zur Zeit von b_{Dmax} schon negativ. ε_x liegt also hier lange nicht so günstig gegenüber b_D, wie gegenüber b_A bei der E-Lokomotive. Das Ausweichen des gefederten Teils wirkt hier nicht so günstig wie dort. Σ S' wächst langsam in 0,82 Sek. auf seinen Höchstwert 11800 kg, S in etwa 1 Sek. auf seinen Höchstwert von 13000 kg. Hier wird also S_{max} durch S_x etwas vergrößert. S_{max} ist hier noch etwas größer als bei der E-Lokomotive, wird aber viel allmählicher erreicht.

S in das Miniumverfahren eingesetzt, ergibt den in Abb. 1, Taf. 25 eingezeichneten Verlauf von P₁, der Richtkraft der Drehgestellvorderachse. Von t = 0,62 Sek. an läuft die Hinterachse des Drehgestells leicht außen an. P₁ steigt, von dem kurzen Abschnitt 1 abgesehen, ganz allmählich von der statischen Richtkraft P_{1s} = 6800 kg auf P_{1max} = 9360 kg erst kurz vor t' an und ist beim Durchfahren des Bogens = 8000 kg. Y₁ steigt von Y_{1s} = 5000 kg auf 7200 kg und ist beim Durchfahren des Bogens 6000 kg. P₁ und Y₁ schwanken also nur wenig, sind viel kleiner als bei der E-Lokomotive; ihre Höchstwerte beim Einfahren sind nur um 16 bzw. 20% größer als beim Durchfahren. Das rührt her von der günstigen Wirkung des Drehgestells trotz der ungünstigeren Wirkung des Ausweichens des gefederten Teils.

Voraussetzung für dies günstige Verhalten ist, daß beim Einfahren das Drehzapfenspiel i' nicht erschöpft wird und daß Achse H nicht außen anläuft. i' muß ≥ i_{max}, also nach der Rechnung ≥ 85,6 mm sein. Das Aufzeichnen der Einlaufbahn zeigt, daß Achse H auch mit vollen Spurkränzen beim Einfahren in den Weichenbogen von 190 m nicht zum Außenanlauf kommt.

In flacheren Bögen ist wie gesagt bei schnellem Einfahren ein Außenanlauf von Achse H unvermeidlich, wenn diese unverschleißlich und mit vollen Spurkränzen versehen ist. Bei Einfahrt in einen Weichenbogen von R = 500 mit V = 73 km/h entsprechend unverändertem b_{A2} = 0,82 läuft, wie das Aufzeichnen der Einfahrbahn zeigt, etwa bei t_H = 0,29 Sek. die Achse H außen an. Wegen des gleichen b_{A2} ändert sich Abschnitt 1 und 2 bis t_H nicht. Abschnitt 3b wollen wir jetzt überschlägig rechnerisch verfolgen. Alle Zeiten rechnen wir von t_H aus. Zur Zeit t_H = 0,29 Sek. ist i = 39 mm. P_{Dt} = 800 + 50000 · 0,039 = 2750 kg. x ist auf diesem Abschnitt ≈ 6,3 m. Dann ergibt sich

$$M_{II} \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1} = \frac{3}{2} M' \cdot k \cdot \frac{1}{21 - (u + b)} \cdot \frac{x + u - \frac{u}{q}}{x - b} \approx 10000.$$

Weiter ist nach Gl. 33), 33a) 33b), 24) die Konstante v_H^{m · s⁻¹} = 0,207 und nach Gl. 32a) die Konstante c₈^s = 0,038.

Somit erhalten wir nach Gl. 32):

$$y_H^m = 0,0078 + 0,038 \sin (5,56 t - 0,21)$$

und nach Gl. 34)

$$b_H^m \cdot s^{-2} = 0,82 + 1,18 \sin (5,56 t - 0,21).$$

$$y_{H\text{max}}^{\text{mm}} = 48,6 \text{ und } b_{A\text{max}}^{\text{m} \cdot \text{s}^{-2}} = 2 \text{ bei } t_{1H} = 0,32 \text{ Sec.}$$

Zur Zeit t_H ist b_D^{m · s⁻²} = 0,62 und z^{mm} = z_H = 0,49.

$$\frac{dz}{dt} = v_z^m \cdot s^{-1} = 0,007.$$

Somit ist nach Gl. 11b) mit

$$\frac{q_m - e}{q_m - b} = 0,98 : z^m = 0,0079 - 0,0209 \cdot \sin (5,56 t - 0,21) + 0,0286 \cdot \sin 4,23 t - 0,0117 \cdot \cos 4,23 t.$$

z wächst in ≈ 0,7 Sek. bis auf z_{max} = 36 mm, es steigt also schneller und erheblich höher an als ohne Anlauf von H.

Da $\frac{q - e}{q - b}$ sich hier sehr wenig ändert, kann es auch bei der

Ermittlung von ε_x als konstant = 0,98 angesehen werden. Wir erhalten dann durch zweimalige Differentiation der z-Gleichung folgenden allgemeinen Ausdruck für ε_x:

$$\epsilon_x = 1,174 \sin (5,56 t - 0,21) - 0,93 \sin 4,23 t + 0,382 \cos 4,23 t.$$

b_H, z und ε_x über t sind wieder in Abb. 2, Taf. 25 aufgezeichnet. Die b_H- und ε_x-Kurven liegen zwischen den entsprechenden der E-Lokomotive und der 2 C-Lokomotive ohne Anlauf von H. S ist in der gleichen Weise wie oben ermittelt und in Abb. 2, Taf. 25 eingetragen. Σ S' steigt schnell in 0,33 Sek. außerordentlich hoch an bis auf 20200 kg. S_{max} = 18700 kg tritt auf bei t ≈ 0,52 Sek. Das Ausweichen des gefederten Teils läßt also S um 65% langsamer auf S_{max} anwachsen und verkleinert diesen Wert immerhin um 7,5%. S und das als konstant angenommene P_D = S₀ + c · μ · Q_D + i_H · p_D = 6450 kg, in das Minimumverfahren des Hauptgestells eingesetzt, ergeben das in Abb. 2, Taf. 25 eingezeichnete P_H und Y_H, die von O an schnell sehr hoch bis auf 13800 und 10000 kg ansteigen und dann wieder stark sinken. Eine gefährliche Begleiterscheinung dieses an sich schon sehr ungünstigen Anlaufs der Achse H ist wie gesagt die starke Entlastung ihres Innenrades. Sie geht, wie aus der in Abb. 2, Taf. 25 eingezeichneten (Q' + ΔQ')-Kurve hervorgeht, bis auf 9400 kg, so daß also der Raddruck nur noch 11000 - 9400 = 1600 kg bleibt! Kurz vor t_H läuft die Hinterachse des Hauptgestells außen leicht an.

Die erste Standsicherheitsbedingung ist erfüllt mit einem momentanen kleinsten Sicherheitsgrad von nur

$$8200$$

$\frac{150 \cdot 36 \cdot 0,95 + 0,05 \cdot 8200}{8200} = 1,48$ zum Zeitpunkt t' der stärksten Neigung, die zweite zum gleichen Zeitpunkt mit einem momen-

tanen kleinsten Sicherheitsgrad von nur $\sim 1,3!$, 0,4 Sek. früher mit einem von $\approx 2,75$; bei Querausgleich wären sie noch etwas kleiner!

b) Mit Drehzapfen hinter dem Endradsatz des Drehgestells.

Diese vorderen Drehgestelle können mehrachsrig (Buchli- oder Java-Gestell) oder einachsrig (Schwenkachse) sein. Stets sind sie an ihren reellen oder ideellen Drehzapfen D zwangschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden, siehe die schematische Abb. 16. und üben hier stets mit der eigentlichen Zapfenrichtkraft P_D eine meistens positive, manchmal auch negative, führende Einwirkung auf das Hauptgestell aus, sowohl beim Ein- wie beim Durchfahren. Außerdem ist meistens eine Mittelstellvorrichtung R angeordnet, deren Richtkraft $+P_R$ eine weitere stets positive führende Einwirkung auf das Hauptgestell ausübt. Diese Kraft P_R entspricht genau der Kraft P_D der Anordnung a 2). Da aber hier, abweichend von a 2), das Hinterende des Drehgestellrahmens in D seitlich gegen das Hauptgestell abgestützt ist, erzeugt die Reaktion der positiven

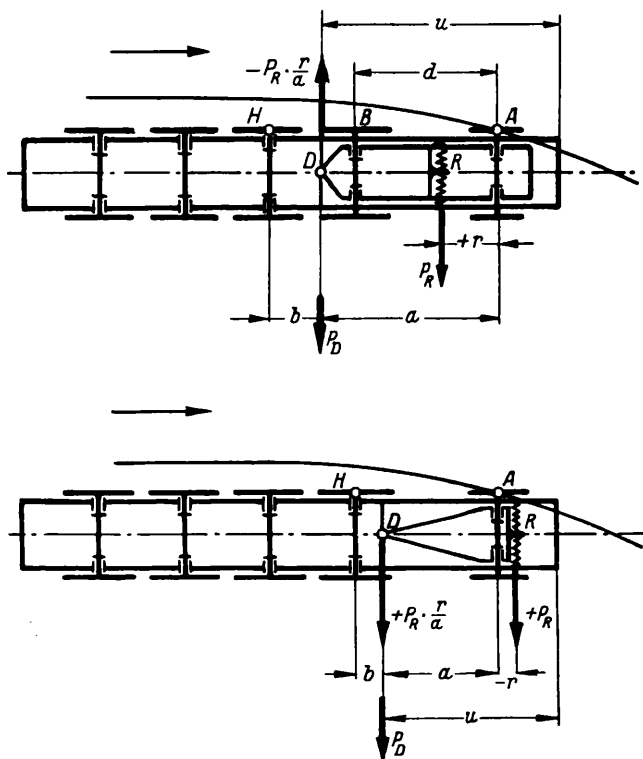


Abb. 16.

Richtkraft P_R in D einen Rückdruck oder eine weitere Richtkraft $\mp P_R \cdot \frac{r}{a}$ auf das Hauptgestell, die bei der meist vorhandenen Lage von R hinter dem Anlaufpunkt A der Drehgestellvorderachse negativ, nur bei Lage von R vor dieser Achse positiv führend wirkt. In Punkt D wird also vom Drehgestell auf das Hauptgestell im ganzen die Richtkraft $P_D \mp P_R \cdot \frac{r}{a}$ ausgeübt, außer der eigentlichen Zapfenrichtkraft P_D noch die von P_R herrührende $P_R \cdot \frac{r}{a}$. Diese beiden Kräfte sind bei der Anordnung von a 2) nicht vorhanden: darin unterscheiden sich die beiden Anordnungen a 2) und b) grundsätzlich voneinander.

Wir wollen zunächst P_R und P_D kurz jedes für sich betrachten. P_R folgt dem gleichen Gesetz wie das P_D der Anordnung a 2) und hat demgemäß den Ausdruck: $P_R = S_0 + \mu \cdot Q_R + i \cdot p_R$, worin S_0 , Q_R , i und p_R sinngemäß die gleiche Bedeutung haben, wie S_0 , Q_D , i , p_D bei a 2). In Abb. 17

ist das Minimumverfahren für ein zweiachsriges Bissel-Drehgestell mit den diesen Richtkräften P_R und $P_R \cdot \frac{r}{a}$ entgegengesetzt gerichteten und gleich großen Reaktionskräften P_R und $P_R \cdot \frac{r}{a}$, die vom Hauptgestell auf das Drehgestell ausgeübt werden, dargestellt. $R T$ ist die Momentenlinie von P_R . $D T$ also $= P_R \cdot (a - r)$: an $R T$ ist in T angesetzt die Momentenlinie $T A$ von $P_R \cdot \frac{r}{a}$. Diese muß stets durch A gehen. $+P_R$ und $\mp P_R \cdot \frac{r}{a}$ zusammen wirken also bei beliebiger

Lage von R so, als ob eine einzige Kraft $+P_R \frac{a \mp r}{a}$ in A am Drehgestell angriffe. Das Gleiche gilt natürlich von den vom Drehgestell auf das Hauptgestell ausgeübten, diesen Reaktionskräften entgegengesetzt gerichteten und gleich großen, Richtkräften P_R und $P_R \cdot \frac{r}{a}$. Diese in A am Drehgestell angreifende Ersatzreaktionskraft $P_R \frac{a \mp r}{a}$ stellt

eine unmittelbare Vergrößerung der an der gleichen Stelle am Drehgestell angreifenden Richtkraft P_1 dar. Je weiter vorne P_R liegt, desto größer ist daher seine Führungseinwirkung auf das Hauptgestell, aber auch die Vergrößerung von P_1 ; desto geringer wird die Wirkung des Drehgestells als Übersetzungshebel der Kraft [siehe oben a 1) und a 2)]. Das Gleiche gilt für ein einachsriges Gestell.

Solange beim Einfahren das Hauptgestell mit Punkt D noch geradeaus läuft, ist $i = s \cdot \frac{a \mp r}{a} = (s_g - y) \cdot \frac{a \mp r}{a}$, worin s ,

s_g und y die gleiche Bedeutung wie bei a 2) haben also einfach zu bestimmen sind. Bei Auslenkung von D sind sie schwieriger zu bestimmen. Beides kommt vor.

Wie groß ist nun die eigentliche Zapfenrichtkraft P_D ? Wir bestimmen sie als vom Hauptgestell auf das Drehgestell ausgeübte Reaktionskraft. P_D ist stark abhängig von der Lage des Reibungsmittelpunkts M_D des Drehgestells. Wo liegt dieser? Wenn und solange beim Einfahren das Hauptgestell mit Punkt D geradeaus läuft, liegt M_D im Augenblick t_0 des Beginns der Ablenkung der Drehgestellvorderachse A in D und wandert weiterhin, wie in meiner Arbeit von 1930 gezeigt, geometrisch bestimmt nach vorne, bei der Schwenkachse bis in die Nähe von A und auch etwas darüber hinaus. Beim zweiachsigen Gestell rückt M_D ebenfalls von D aus vor. Ist, wie üblich, die Drehgestellhinterachse B im Drehgestellrahmen seitlich unverschieblich und mit vollen Spurkränzen versehen, so kommt sie zum Außenanlauf, sobald M_D bis auf

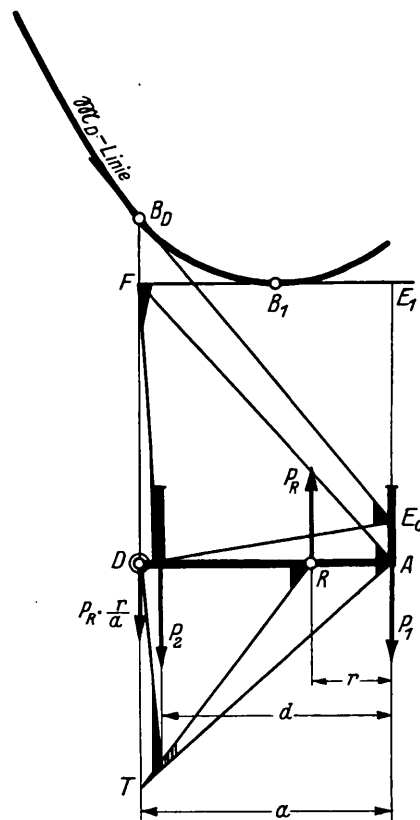


Abb. 17.

den Abstand $\frac{d}{2}$ von A, d. h. bis in die Mitte zwischen beiden Drehgestellachsen, vorgerückt ist und löst bei noch weiterem Vorrücken von M_D , das durchaus möglich ist, Achse A in der Führung ab, drängt diese von der Außenschiene ab. Das ist außerordentlich ungünstig, wie wir gleich genauer sehen werden, und muß möglichst vermieden werden. Bei Auslenken von D aus der Zulaufgeraden nach innen rückt M_D nicht so stark vor; aber auch dann müssen wir, auch bei gut gebauter Anordnung, mit einem Vorrücken bis in die Nähe der Mitte zwischen beiden Drehgestellachsen rechnen.

Mit dieser Verschiebung von M_D ändert sich P_D stark; wie, zeigt sehr klar das Minimumverfahren. Wir lassen M_D von D aus nach vorne wandern. Dabei sei M_D irgendwie geometrisch oder statisch festgelegt. Dann zeigt Abb. 18 für eine Schwenkachse, daß P_D bei der üblichen Länge a der Deichsel bei Wanderung des Punktes M_D von D bis A und darüber hinaus stets klein bleibt; denn P_D ist — in Einheiten $f Q'$ — bei Lage von M_D in D = $2 \frac{A E_0}{a} = 2 \frac{s^2}{a \sqrt{s^2 + a^2}}$ — wie sich leicht durch Bestimmung der Neigung der M_D -Linie in B ergibt —, bei Lage von M_D in A = $P_{D \max}^{f Q'} = 2 \frac{A C}{a} = 2 \frac{s}{a}$ und nimmt bei weiterem Vorrücken von M_D wieder ab. Es wird um so größer, je kleiner a und wächst auch bei dem kleinen a = 2 von nur 0,263 auf nur 0,75 $f Q'$!

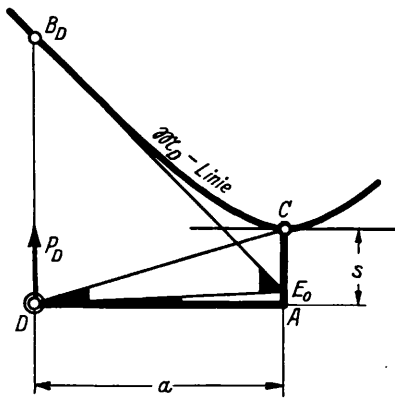


Abb. 18.

Das Minimumverfahren für ein zweiachsiges Drehgestell zur Bestimmung von P_D ist dargestellt in Abb. 19. P_R ist = 0 angenommen. Legen wir von A die Berührende A B₀ an die M_D -Linie und loten B₀ hinunter auf die Nulllinie bis M_{D_0} , so gibt M_{D_0} diejenige Lage von D, bei der P_D im Augenblick t_0 zu 0 wird. Liegt D weiter hinten, etwa bei D', so tritt im Augenblick t_0 mit Lage von M_D in D' eine negative Zapfenrichtkraft $P_D^{f Q'} = 2 \frac{A E'}{a'}$ auf! Damit dies vermieden wird, muß also D vor M_{D_0} liegen, d. h. ziemlich dicht hinter der Drehgestellhinterachse B. um so dichter, je größer der Drehgestellradstand d ist. Auf jeden Fall ist im Augenblick t_0 P_D sehr klein. Beim Vorrücken von M_D im weiteren Verlauf des Einfahrens auf A zu wächst, wie Abb. 19 deutlich zeigt, P_D erheblich, bei Lage von M_D mitten zwischen den beiden Dreh-

gestellachsen, in Einheiten $f Q'$, bis auf $2 \frac{A E_1}{a} = 4 \frac{\sqrt{s^2 + \frac{d^2}{4}}}{a}$, also zunehmend mit abnehmendem a. Mit a = 2 wird es = 5! also sehr groß. P_1 sinkt mit zunehmendem P_D !

Bei noch weiterem Vorrücken von M_D löst wie gesagt Achse B die Achse A in der Führung ab. Mit diesem Augenblick des Übergangs der Führung von Achse A auf B tritt an die Stelle der bisherigen Richtkraft P_1 am Außenrad der Achse A plötzlich eine sehr viel größere P_2 am Außenrad von Achse B, wie Abb. 17 zeigt. P_R und $-P_R \cdot \frac{r}{a}$, die wie gesagt großen Einfluß auf P_1 und auch auf P_2 haben, sind in Abb. 17 eingeführt durch den Linienzug R T A. Unmittelbar vor dem Augenblick des Führungswechsels ist

$$P_1^{f Q'} = 2 \frac{\overline{F D T}}{a} = \frac{4 \sqrt{s^2 + \frac{d^2}{4}} + P_R (a - r)}{a};$$

unmittelbar danach ist:

$$P_2^{f Q'} = 2 \frac{\overline{F D T}}{a - d} = \frac{4 \sqrt{s^2 + \frac{d^2}{4}} + P_R (a - r)}{a - d},$$

leicht gefährlich groß! $\frac{P_2}{P_1}$ ist um so größer, je größer $\frac{a}{a - d}$,

je näher also zur Vermeidung von negativem P_D im Augenblick t_0 und aus baulichen Gründen Punkt D an Achse B herangerückt ist. Dieser Übergang geschieht unter heftigem Stoß, der wegen der seitlich starren Verbindung der beiden Gestelle in D ungeschwächt auf das Hauptgestell übertragen wird. Dieser Führungsübergang von A auf B muß daher vermieden werden. Das kann durch Spurkranzschwächung oder gar, wenn oberbautechnisch zulässig, durch Spurkranzlosigkeit der Achse B geschehen. Diese Maßnahmen wirken aber ungünstig bei Rückwärtsfahrt; und bei dem dann möglichen Vorrücken von M_D über die Mitte zwischen beiden Drehgestellachsen hinaus nach vorne kann auch P_1 sehr groß werden.

Führung durch Achse B kann man auch dadurch vermeiden, daß man die erste seitlich feste und mit vollen Spurkranzen versehene Achse H des Hauptgestells so dicht hinter D legt, ihren Abstand b von D so klein macht, daß sie bei Vorrücken von M_D , also Hinausrücken des Drehgestellhinterendes aus der Achse des gekrümmten Gleises nach außen zum Außenanlauf kommt, bevor B dazu kommen konnte. Das erfordert, daß

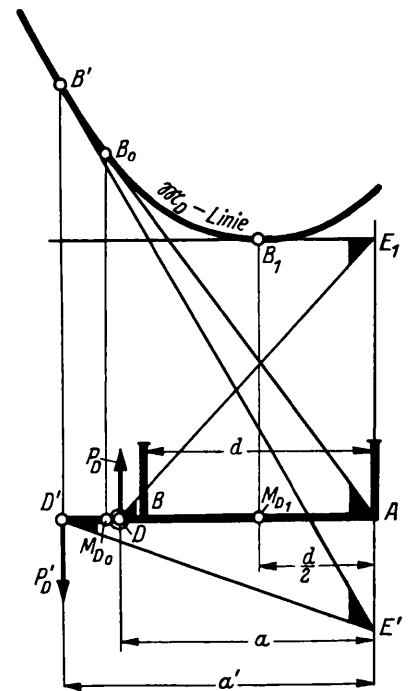


Abb. 19.

$$b \leq \sqrt{a(a - d) + 2R \left(\frac{\sigma_0}{2} + f \right)} - \sqrt{2R \left(\frac{\sigma_0}{2} + f \right)} \dots 35)$$

ist. Das danach höchst zulässige b steigt mit zunehmendem a, a - d und abnehmendem Bogenhalbmesser R. Es wird bei keinem a - d, das, wie wir gesehen haben, erwünscht ist, so klein, wie es aus baulichen Gründen oft nicht mehr ausführbar ist. Natürlich ist aber der Außenanlauf von H auch hier sehr ungünstig, und es ist kaum zu verantworten, den Bereich der Bogenhalbmesser, in dem er auftritt, durch Verkleinern von b, also Vorschieben von H, auch wenn dies baulich möglich ist, noch zu vergrößern, noch auf größere Bogenhalbmesser auszuweiten. Das beste Mittel, Außenanlauf sowohl von B als auch von H wenigstens in engen und mittleren Krümmungen auch bei großem $\frac{v^2}{R}$ zu vermeiden, ist wohl ein großes S_0 und P_R und die Anbringung der Mittelstellvorrichtung R weit vorne, so daß schon bei kleinem i eine so kräftige und wirksame Richtkraft $P_R \frac{a - r}{a}$ auf das Hauptgestell ausgeübt wird, daß

es merklich abgelenkt wird. In flachen Bögen ist bei großem $\frac{v^2}{R}$ Außenanlauf von H oder B unvermeidlich. Verschieblichkeit oder Spurkranzlosigkeit von H und B ist hier unter allen Umständen bedenklich.

Der Anordnung mit vorderem seitlich kraftschlüssig angeschlossenen amerikanischem oder Helmholtz-Gestell mit Drehzapfen zwischen den Drehgestellachsen ist die vorliegende mit zweiachsigem Bissel-Gestell darin überlegen, daß bei ihr die Mittelstellvorrichtung leichter weit nach vorne gelegt, also ihre Führungswirkung bei gleicher Kraft vergrößert werden kann und daß außerdem noch eine zweite Richtkraft P_D führend auf das Hauptgestell wirkt, die mit der Auslenkung des Drehgestells gegenüber dem Hauptgestell wächst, eine Richtkraft, die bei jenen Anordnungen überhaupt nicht vorhanden ist. Dem stehen als Nachteile entgegen einmal die Unmöglichkeit, das sehr ungünstige Anlaufen von Achse B oder H unter allen Umständen sicher zu vermeiden, dann die Vergrößerung von P_1 und Y_1 (Verringerung der Kraftübersetzung durch das Drehgestell) bei Verschieben der Mittelstellvorrichtung R und schließlich die Unfähigkeit des Bissel-Gestells, seitliche Stöße auf seine Vorderachse A durch Ausweichen seiner Hinterachse B nach außen aufzufangen, vom Hauptgestell fernzuhalten, welche Fähigkeit jene Gestelle, besonders das amerikanische Laufgestell, besitzen, solange ihre Hinterachse nicht hinten außen anläuft. Das Bissel-Gestell kann das nicht, weil es hinten in D seitlich fest mit dem Hauptgestell verbunden ist.

Bei der Anordnung mit vorderer Schwenkachse kann aus baulichen Gründen R meist nicht sehr weit nach vorne geschoben werden. Deshalb und wegen des stets nur kleinen P_D läuft hier bei großem $\frac{v^2}{R}$ das Hauptgestell auch in engen Bögen ziemlich geradeaus, bis Achse H außen anläuft, ist der Krümmungsbereich, in dem H anläuft, meist erheblich größer und läuft H erheblich härter an als bei zweiachsigen Gestellen.

$$y_H = \frac{M_H}{P_A} \left[b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_H}} \sin \left\{ (t - c_{10}) \sqrt{\frac{P_A}{M_H}} \right\} \right] \dots \dots \dots 36)$$

Es ergibt sich somit:

$$b_H = b_{A_2} - \frac{d^2 y_H}{dt^2} = b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_H}} \sin \left\{ (t - c_{10}) \sqrt{\frac{P_A}{M_H}} \right\} \dots \dots \dots 36a)$$

mit

$$c_{10} = \sqrt{\frac{M_H}{P_A}} \cdot \arcsin \frac{b_{A_2}}{\sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_H}}} \dots \dots 36b)$$

$$y_{H \max} = \frac{M_H}{P_A} \left[b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_H}} \right]$$

und

$$b_{H \max} = b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_H}}$$

treten auf bei

$$t_{1H} = c_{10} + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_H}{P_A}} \dots \dots \dots 36c)$$

alle Zeiten von t_{1H} an gerechnet.

z und ϵ_x und das genauere endgültige S ermitteln wir sinngemäß wie oben, S also punktweise für verschiedene Zeitpunkte, von t_{1H} an.

Zur Ermittlung der Richtkräfte P_H und P_1 gehen wir folgendermaßen vor. Wir suchen zunächst P_R und P_D für den der Lage des Fahrzeugs nach Abb. 20 entsprechenden Zeitpunkt t_H auf. Nach Abb. 20 ist in ihm der Ausschlag

$$i = i_H = \frac{a-r}{a} (b+a) \left\{ \frac{b+a}{2R} + \sqrt{\frac{2}{R} \left(\frac{\sigma_0}{2} + f \right)} \right\} \dots 37)$$

Massewirkungen bei Anordnung mit vorderer Schwenkachse.

Wir denken wieder die Masse des ganzen Fahrzeugs M' im Hauptgestell vereinigt und nehmen an, daß das Hauptgestell mit Punkt D nahezu geradeaus fahre, bis es mit Achse H außen anläuft. Dies geschieht dann im Zeitpunkt $t_H \approx \frac{b+a}{v}$ nach

Beginn des Einschwenkens der Achse A. Bis dahin ist die Querschleunigung b_H des Querschnitts H angenähert = 0. Zur Ermittlung von b_H machen wir die gleichen Vernachlässigungen und Annahmen wie oben, also $\epsilon_x = 0$ und Lage der Z-Z-Achse während der betrachteten Zeit des ersten Ausschlagens des gefederten Teils nach außen ($t = t_H \div t = t'$) im Hinterende des Fahrzeugs, dann kann angenähert zur

Ermittlung von b_H gesetzt werden: $S' = b_H \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-(u+b)} \cdot k$ und wir erhalten, da P_R und P_D keinen oder fast keinen Überschub zur Querschleunigung des Fahrzeugs haben sollen und das Hauptgestell allein bei H geführt ist:

$$Y_{HT} \approx S' \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x-b} = P_A \cdot \dot{y}_H,$$

also

$$y_H \cdot P_A \approx b_H \cdot k \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-(u+b)} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x-b}$$

oder mit

$$k \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-(u+b)} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x-b} = M_H$$

und

$$b_H = b_{A_2} - \frac{d^2 y_H}{dt^2};$$

$$\frac{d^2 y_H}{dt^2} + y_H \cdot \frac{P_A}{M_H} = b_{A_2}.$$

die bekannte Differentialgleichung, deren Lösung lautet:

mithin $P_R = S_0 + \mu \cdot Q_R + i_H \cdot P_R$. Zur Ermittlung von P_D müssen wir zunächst die Lage von M_D unmittelbar vor Beginn der Ablenkung von Achse H bestimmen. Das geschieht am einfachsten zeichnerisch nach Abb. 20, indem wir das Fahrzeuglängsachsloch \overline{DE} mit dem Krümmungsmittelpunktsstrahl \overline{CA} in E zum Schnitt bringen und von E das Lot $\overline{EM_D}$ auf die Drehgestell-Längsachse \overline{AD} fallen. Nachdem so die Lage von M_D bekannt ist, ist P_D leicht, etwa in der oben (s. Abb. 18) angegebenen Weise, zu bestimmen. Nun setzen wir $P_R \cdot \frac{a-r}{r}$ und P_D in das Minimumverfahren des Hauptgestells und der Schwenkachse ein und gewinnen daraus P_D und P_1 für diesen Zeitpunkt t_H .

Für weitere Zeitpunkte des Einfahrens bis zu t' bestimmen wir i und die Lage von M_D am einfachsten zeichnerisch, indem wir die Einlaufbahn des Fahrzeugs mit dem y der Achse $A \approx O$ und dem berechneten y der Achse H für verschiedene Zeitpunkte aufzeichnen, daraus i abgreifen und die Lage von M_D in der für t_H angegebenen Weise konstruieren. Aus i und der Lage von M_D ermitteln wir P_R und P_D wie oben. Dabei ist zu beachten, daß bei abnehmendem i der Summand, $\mu \cdot Q_R$ von P_R sein Vorzeichen umkehrt. Mit Hilfe von P_R und P_D gewinnen wir P_H und P_1 in bekannter Weise.

Massewirkungen bei Anordnung mit zweiachsigem Bissel-Gestell.

Auch hier sei die Masse des ganzen Fahrzeugs im Hauptgestell vereinigt gedacht. Wir verfahren sinngemäß wie bei der Anordnung a 2) (S. 333 u. f.). Abschnitt 1, 2, 3a, 3b haben hier die gleiche Bedeutung wie dort. Im Augenblick t_0 , in dem die Vorderachse A des Drehgestells beginnt abgelenkt zu werden, ist $i = 0$ und, wie wir oben gesehen haben, $P_D \approx 0$. In diesem Augenblick wirkt auf das Hauptgestell die Richtkraft $+ P_{R_0} = \mu \cdot Q_R + S_0$ in Punkt R und $- P_{R_0} \cdot \frac{r}{a}$ in

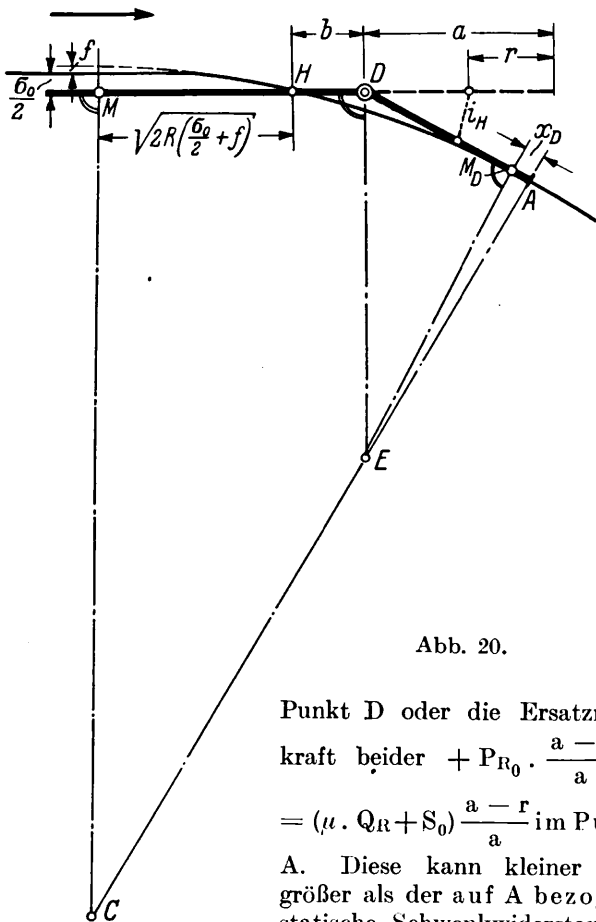


Abb. 20.

Punkt D oder die Ersatzrichtkraft beider $+ P_{R_0} \cdot \frac{a-r}{a} = (\mu \cdot Q_R + S_0) \frac{a-r}{a}$ im Punkt A. Diese kann kleiner oder größer als der auf A bezogene statische Schwenkwiderstand P_s

des Hauptgestells, der leicht zu ermitteln ist, sein. Ist sie größer, so bleibt ein Überschuß

$$+ S_u = \frac{a-r}{a} (\mu \cdot Q_R + S_0) - P_s$$

zum Querbeschleunigen des Fahrzeugs von A aus. Es beginnt Abschnitt 1 und zwar ohne Relativbewegung von Haupt- und Drehgestell im Querschnitt A. Das ganze Fahrzeug wird auf diesem Abschnitt wie ein steifachsiges querbeschleunigt, also mit der Querbeschleunigung des anlaufenden Rades b_A in seinem Querschnitt A und mit der Querbeschleunigung $b_R = b_A \frac{q-r}{q}$ in seinem Querschnitt R, wenn q wieder der Abstand des A-Querschnitts von der Z—Z-Achse des Fahrzeugs ist. Das kommt daher, daß das Drehgestell hinten bei D seitfest mit dem Hauptgestell verbunden ist; es wirkt auf diesem Abschnitt im Gegensatz zur Anordnung a nicht als Übersetzungshebel der Beschleunigung. b_A ist genau so zu bestimmen wie beim vorne steif geführten Fahrzeug.

Der Kraftschluß bei R tritt in Tätigkeit, das Hauptgestell beginnt hinter dem Drehgestell im Schwenken zurückzubleiben, das Drehgestell beginnt als Übersetzungshebel zu wirken, Abschnitt 2 fängt an — im Augenblick t'' — sobald mit

wachsendem b_A , mithin auch b_R , der quergerichtete Trägheitswiderstand S des Fahrzeugs bzw. des Hauptgestells so groß geworden ist, daß sein auf A entfallender Teil größer wird als $P_{R_0} \frac{a-r}{a} - P_s$. Da das Fahrzeug allein bei A geführt ist, heißt das: sobald das Moment von S in bezug auf den Reibungsmittelpunkt M größer wird als das Moment der am Hauptgestell angreifenden Richtkräfte um M, sobald also nach der schematischen Abb. 21

$$S \left(x + u - \frac{1}{3} \right) \geq P_{R_0} \frac{a-r}{a} (x+a) - P_s (x+a) \text{ ist.}$$

P_{D_0} ist so klein, daß es vernachlässigt werden kann. Aus dieser Momentengleichung können wir das in diesem Zeitpunkt t'' vorhandene $b_A = b_A''$ näherungsweise bestimmen, indem wir annehmen, daß in diesem Zeitpunkt die Z—Z-Achse durch das Hinterende des Fahrzeugs gehe und ϵ_x noch = 0 sei, was wohl ziemlich genau zutreffen dürfte. Dann ist nach der schematischen Abb. 21 im Augenblick t'' :

$$S = k \cdot \frac{M'}{2} b_R'' \frac{1}{1-u+a-r}$$

Bezeichnen wir

$$\frac{S}{b_R''} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x+a} = k \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u+a-r} \cdot \frac{x+u-\frac{1}{3}}{x+a}$$

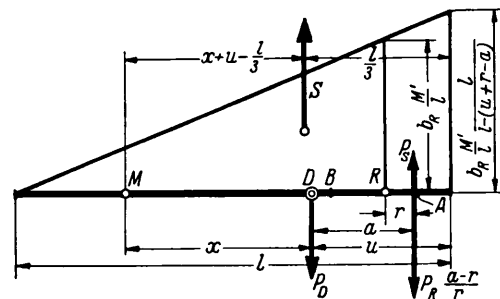


Abb. 21.

mit M_R und beachten wir, daß im Augenblick t'' noch $b_R'' = b_A'' \frac{q''-r}{q''}$ ist, so erhalten wir aus der obigen Momentengleichung:

$$b_A'' = \frac{q''}{q''-r} \cdot \frac{1}{M_R} \left[(S_0 + \mu \cdot Q_R) \frac{a-r}{a} - P_s \right] \quad . \quad 38)$$

Das zugehörige t'' ergibt Gl. 5) mit $b_A = b_A''$.

Ist $(S_0 + \mu \cdot Q_R) \frac{a-r}{a} < P_s$, S_u also negativ, so fährt vom Augenblick t_0 an das Hauptgestell zunächst noch geradeaus weiter und beginnt erst zu schwenken (Beginn von Abschnitt 2), sobald die in A angreifende Ersatzrichtkraft $\frac{a-r}{a} (S_0 + \mu \cdot Q_R + i \cdot p_R)$ zusammen mit dem allmählich anwachsenden in Punkt D angreifenden P_D den Widerstand P_s gerade eben überwindet. Die zugehörigen Werte von $i = i''$ und $t = t''$ sind aus der Einlaufbahn des Fahrzeugs mit geradeaus laufendem Hauptgestell, einer zeichnerischen Darstellung nach Abb. 20 und dem Minimumverfahren leicht zu ermitteln. In diesem Falle fehlt Abschnitt 1 und beginnt Abschnitt 2 mit $b_R = 0$ und $b_A = 0$.

Der Abschnitt 1 bietet nichts Neues. Wir betrachten den Abschnitt 2. Auf ihm sind zur Beschleunigung des Fahrzeugs bzw. des Hauptgestells, in dem wir wieder die ganze Fahrzeugmasse vereinigt denken, vorhanden die Richtkräfte P_{D_T} in Punkt D und $P_{R_T} \frac{a-r}{a} = S_u + i \cdot p_R \cdot \frac{a-r}{a}$

in Punkt A. P_{D_T} kann angenähert gleich P_D gesetzt werden, weil im Augenblick des Beginns von Abschnitt 2 P_D im allgemeinen sehr klein ist, also wegen unveränderten statischen Schwenkwiderstandes des Hauptgestells fast ganz zu dessen Beschleunigung zur Verfügung steht. Zunächst sind wieder y und b_A an der Drehgestellvorderachse für die Zeit t'' bis t' zu ermitteln. Dazu nehmen wir wieder an, daß während dieser Zeit die Z—Z-Achse des Hauptgestells in dessen hinterem Ende liege und $\epsilon_x = 0$ sei. Dann ist das vorläufige

$$S' = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot b_{A_H} \cdot \frac{1}{1 - u + a}$$

wenn b_{A_H} die Querbeschleunigung des Querschnitts A des Hauptgestells ist. Dieses wird nur vorne in einem Punkt geführt, die Momentengleichung der an ihm angreifenden beschleunigenden Kräfte um seine Reibungsmittelachse M lautet:

$$S' \left(x + u - \frac{1}{3} \right) - P_D \cdot x - \left(S_u + i \cdot p_R \frac{a-r}{a} \right) (x + a) = 0.$$

x und x_D ändern sich während der betrachteten Zeit etwas, x wenig, x_D mehr. Wir setzen für beide konstante Mittelwerte

ein, für x_{D_m} den Wert $\frac{a + \frac{d}{2}}{2}$ und für x_m einen danach überschlägig bestimmten Wert. Dem konstanten x_{D_m} entspricht ein konstantes leicht zu ermittelndes P_{D_m} . Weiter bezeichnen wir den konstanten Ausdruck

$$S' \cdot \frac{x_m + u - \frac{1}{3}}{x_m + a} \cdot \frac{1}{b_{A_H}} = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1 - u + a} \cdot \frac{x_m + u - \frac{1}{3}}{x_m + a}$$

mit M_{A_H} — es ist die auf den Querschnitt A des Hauptgestells reduzierte Fahrzeugmasse —, dann nimmt die obige Gleichung durch $x_m + a$ dividiert die Form an:

$$M_{A_H} \cdot b_{A_H} - P_{D_m} \cdot \frac{x_m}{x_m + a} = S_u + i \cdot p_R \frac{a-r}{a} \dots a).$$

$$\frac{d^2 y}{d t^2} + y \cdot \frac{p_A}{M_{A_H}} \cdot \frac{q-r}{q} \cdot \frac{1}{\frac{q_D-r}{q_D} + \frac{a}{a-r} \cdot \frac{p_A}{p_R}} = \frac{b_{A_2} \cdot \frac{q_D-r}{q_D} - \frac{x_m}{x_m+a} \cdot \frac{q-r}{q} \cdot \frac{P_{D_m}}{M_{A_H}}}{\frac{q_D-r}{q_D} + \frac{a}{a-r} \cdot \frac{p_A}{p_R}}$$

oder, mit abkürzenden Bezeichnungen: $\frac{d^2 y}{d t^2} + y \frac{PB}{M_{A_H}} = A$, deren Lösung lautet:

$$y = \frac{M_{A_H}}{PB} \left[A + \sqrt{A^2 + 2 \cdot c_{11} \cdot \frac{PB}{M_{A_H}}} \cdot \sin \left\{ (t - c_{12}) \cdot \sqrt{\frac{PB}{M_{A_H}}} \right\} \dots \dots \dots 39) \right]$$

Mithin ist

$$b_A = b_{A_2} - \frac{d^2 y}{d t^2} = b_{A_2} + \sqrt{A^2 + 2 \cdot c_{11} \cdot \frac{PB}{M_{A_H}}} \cdot \sin \left\{ (t - c_{12}) \cdot \sqrt{\frac{PB}{M_{A_H}}} \right\} \dots \dots \dots 40)$$

Weiter ist die Querbeschleunigung des Querschnitts R des Hauptgestells $b_R = b_{A_H} \cdot \frac{q-r}{q}$ nach Gl. d):

$$b_R = \left(b_{A_2} - \frac{d^2 y}{d t^2} \right) \cdot \frac{q_D-r}{q_D} - \frac{d^2 i}{d t^2}$$

oder, unter Berücksichtigung von Gl. e):

$$b_R = b_{A_2} \cdot \frac{q_D-r}{q_D} - \frac{d^2 y}{d t^2} \cdot \left(\frac{q_D-r}{q_D} + \frac{p_A}{p_R} \cdot \frac{a}{a-r} \right);$$

daraus erhält man, mit $\frac{d^2 y}{d t^2}$ aus Gl. 39):

$$b_R = b_{A_2} \cdot \frac{q_D-r}{q_D} + \left(\frac{q_D-r}{q_D} + \frac{p_A}{p_R} \cdot \frac{a}{a-r} \right) \sqrt{A^2 + 2 \cdot c_{11} \cdot \frac{PB}{M_{A_H}}} \sin \left\{ (t - c_{12}) \cdot \sqrt{\frac{PB}{M_{A_H}}} \right\} \dots \dots \dots 41)$$

Die Zeitdauer t_1 bis zum Auftreten von y_{max} , $b_{A_{max}}$ und $b_{R_{max}}$, von t_0 an gerechnet, hat den Ausdruck:

$$t_1 = c_{12} + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_{A_H}}{PB}} \dots \dots \dots 39a).$$

Das Drehgestell wird während des Abschnitts 2 in zwei Punkten, A und D, geführt. Das stark veränderliche P_{D_T} greift in D an, entfällt ganz auf diesen Punkt, hat keinen unmittelbaren Einfluß auf das Y_T seiner Vorderachse A. Die Verschiebung von M_D nach vorne während des Abschnitts 2 hat aber eine geringe Verkleinerung des statischen Führungsdrucks Y_s der Drehgestellvorderachse, also auch der durch Y_s verursachten seitlichen Ausbiegung e der gespannten Fahrzeug- und Oberbauteile zur Folge. Da wir mit konstantem e rechnen, müßten wir zum Ausgleich streng genommen eine kleine Verringerung von y einführen; ein wenig zu ungünstig rechnend, wollen wir jedoch von dieser mittelbaren geringen Verkleinerung von Y_T absehen; dann ist

$$Y_T = y \cdot p_A = p_{R_T} \frac{a-r}{a} = S_u + i \cdot p_R \frac{a-r}{a} \dots b)$$

und unter Berücksichtigung von Gl. a)

$$y \cdot p_A = M_{A_H} \cdot b_{A_H} - P_{D_m} \cdot \frac{x_m}{x_m + a} \dots c).$$

Nun ist die Querbeschleunigung des Querschnitts R des Drehgestells:

$$\left(b_{A_2} - \frac{d^2 y}{d t^2} \right) \frac{q_D-r}{q_D} = b_{A_H} \cdot \frac{q-r}{q} + \frac{d^2 i}{d t^2} \dots d),$$

wenn q_D der Abstand des A-Querschnitts von der Z—Z-Achse des Drehgestells und q der Abstand des A_H -Querschnitts von der Z—Z-Achse des Hauptgestells sind, q_D ist zu Beginn des Abschnitts = a und nimmt dann zu, etwas langsamer als bei der Anordnung a); es wird gleichzeitig mit q unendlich. Wir führen geschätzte bzw. näherungsweise ermittelte konstante Mittelwert q_{D_m} und q_m ein. Durch zweimalige Differentiation von b) erhalten wir:

$$\frac{d^2 i}{d t^2} = \frac{a}{a-r} \cdot \frac{p_A}{p_R} \cdot \frac{d^2 y}{d t^2} \dots e).$$

Setzen wir diesen Ausdruck und b_{A_H} nach c) in d) ein, so erhalten wir folgende Differentialgleichung von bekanntem Aufbau für y :

Die Konstanten c_{11} und c_{12} erhalten wir sinngemäß wie bei Anordnung a 2), also für positives S_u daraus, daß im Augenblick t'' für y sowohl die Gl. 4) des Abschnitts 1 wie die Gl. 39) des Abschnitts 2 gilt und daß weiter in diesem Augenblick die

Quergeschwindigkeit des Querschnitts R des Hauptgestells keinen Sprung macht, d. h. daß

$$\left(\frac{ds_g}{dt} - \frac{dy}{dt}\right) \frac{x+a-r}{x+a} \text{ mit } \frac{dy}{dt} \text{ nach Gl. 4)}$$

gleich

$$\left(\frac{ds_g}{dt} - \frac{dy}{dt}\right) \frac{x+a-r}{x+a} - \frac{di}{dt} \text{ mit } \frac{di}{dt} \text{ nach Gl. b):}$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{dy}{dt} \cdot \frac{p_A}{p_R} \cdot \frac{a}{a-r} \text{ und } \frac{dy}{dt} \text{ nach Gl. 39)}$$

gesetzt werden kann.

Für negatives S_u erhalten wir die Konstanten c_{11} und c_{12} daraus, daß im Augenblick t'' $y = 0$ und die Quergeschwindigkeit des Querschnitts R des Hauptgestells und des Querschnitts D des Drehgestells = 0 sind, daß also

$$\left(\frac{ds_g}{dt} - \frac{dy}{dt}\right) \frac{a-r}{a} - \frac{di}{dt} = 0$$

oder unter Beachtung der G. b)

$$\frac{dy}{dt} = \frac{ds_g}{dt} \cdot \frac{1}{1 + \frac{p_A}{p_R} \cdot \left(\frac{a}{a-r}\right)^2}$$

ist, worin $\frac{dy}{dt}$ nach Gl. 39) zu berechnen und $\frac{ds_g}{dt} = v \cdot \alpha''$ ist,

mit α'' als dem Winkel zwischen der Richtung der Zulaufgeraden des Fahrzeugs und der Berührenden an den Gleisbogen am Anlaufpunkt A im Augenblick t'' . α'' ist ein wenig größer als α_0 .

z , t_z , ϵ_x und das endgültige S bestimmen wir sinngemäß wie oben. An die Stelle von b_D tritt hier b_R , an die des Quotienten $\frac{q-e}{q}$ tritt $\frac{q-r}{q}$, wenn q wie gesagt den Abstand des A_H -Querschnitts von der Z-Z-Achse und e den Abstand des A_H -Querschnitts vom Schwerpunktsquerschnitt des Hauptgestells bedeuten. Nachdem S für eine Reihe von Zeitpunkten ermittelt ist, berechnen wir das zugehörige y nach Gl. 39.)

Nun schätzen wir für irgend ein t des betrachteten Zeitabschnitts x_D , also die Lage von M_D , ermitteln das zugehörige vorläufige P_D aus dem Minimumdiagramm des Drehgestells, siehe Abb. 3, Taf. 25. Danach gibt der Linienzug $\overline{M_D B_D E D}$ dies vorläufige $P_D = 2f Q' \cdot \frac{A E}{A D}$ und die Differenz der beiden Richtkräfte

$$P_1 - P_R \frac{a-r}{a} = 2f Q' \cdot \frac{\overline{D J}}{A D},$$

auch vorläufig! Die Momentenlinie von P_D übertragen wir in das Minimumdiagramm des Hauptgestells, setzen sie hier senkrecht über D an die Momentenlinie von S an — in Abb. 3, Taf. 25 als $\overline{F G}$ in F an $\overline{S F}$ —, ziehen vom Schnittpunkt G dieser Momentensummenlinie F G mit der Senkrechten durch A_H

als dem Angriffspunkt von $P_R \cdot \frac{a-r}{a}$ die Berührende $\overline{G B}$

an die \mathcal{M} -Linie und loten B herunter auf die Nulllinie und tiefer bis zum Schnittpunkt H mit der verlängerten $\overline{G F}$,

dann ist $\frac{\overline{H B}}{A_H M} \cdot 2f Q'$ die vorläufig ermittelte Ersatzrichtkraft

$$P_R \frac{a-r}{a} = (S_0 + \mu \cdot Q_R + i \cdot p_R) \frac{a-r}{a}.$$

Sie ist als einigermaßen richtig anzusehen, wenn das ihr entsprechende i (unter Beachtung der relativen Richtung des Ausschwenkens, also des Vorzeichens von μ !) mit demjenigen der aufgezeichneten Einlaufbahn des Fahrzeugs einigermaßen übereinstimmt, sonst ist das Verfahren mit etwas anderem x_D zu wiederholen, bis einigermaßen Übereinstimmung erreicht ist.

Übertragen wir die Momentenlinie des so ermittelten $P_R \cdot \frac{a-r}{a}$ in das Minimumdiagramm des Drehgestells, in Abb. 3, Taf. 25 als

$\overline{E K}$, angesetzt an $\overline{E D}$, so erhalten wir schließlich in $2f Q' \cdot \frac{\overline{J K}}{A_H D}$

das gesuchte P_1 .

Etwas auftretende Abschnitte 3a und 3b werden sinngemäß behandelt wie bei Anordnung a 2). Damit der günstige Kraftschluß in R nicht vorzeitig durch Erschöpfung des Spiels i' abgebrochen wird, muß dies $> i_{\max}$ sein, das näherungsweise aus Gl. a) und b), genauer aus der oben angegebenen Ermittlung von P_R gewonnen werden kann.

Andere Achsanordnungen sollen später betrachtet werden.

Die Überlegungen dieser Arbeit und ihre Ergebnisse gelten sinngemäß auch für den Anlauf in der Geraden, nur ist hier $b_{A_2} = 0$ und ändern sich q und q_D anders mit der Zeit.

Rundschau.

Sechssachsiger Schlafwagen der London, Midland und Schottischen Bahn.

Die London, Midland und Schottische Bahn hat neuerdings eine Anzahl von Schlafwagen 1. Klasse in Betrieb gestellt, die nach dem Entwurf ihres leitenden Maschineningenieurs, W. A. Stanier, gebaut sind und einige Besonderheiten aufweisen. Die Wagen sind länger und breiter gebaut als dies bisher in England üblich war; um die Fahrzeugumgrenzungslinie ganz ausnützen zu können, sind die Türgriffe und ähnliche Teile versenkt angeordnet. Die 21 m langen und 2,8 m breiten Wagenkasten sind in vereinigter Stahl-Holzbauweise ausgeführt; dabei sind die auf Zug beanspruchten Teile aus Formeisen, die auf Druck beanspruchten aus Holz hergestellt. Die Drehgestelle, Untergestelle und die eisernen Teile der Wagenkasten sind soweit als möglich geschweißt.

Der Wagen enthält zwölf Abteile mit Einzelbetten; je zwei Abteile können durch eine Zwischentür verbunden werden. Die Betten lassen sich, da sie nur für Nachtfahrten verwendet werden, nicht in Sitzplätze umwandeln und haben aus diesem Grund Kopf und Fußteile aus poliertem Holz erhalten. Infolgedessen erweckt der Schlafraum eher den Eindruck eines Gastzimmers als eines Wagenabteils.

Besonders bemerkenswert ist der Aufbau des Wagenkastens. Da man einerseits Holz als Baustoff soweit als möglich beibehalten, andererseits aber die auf Zug beanspruchten Teile aus Stahl herstellen wollte, mußte man eine Bauweise suchen, bei der die Holz- und Stahlteile genügend fest und einfach miteinander verbunden werden konnten. Den Bau von Ganzstahlwagen, bei dem sich diese Schwierigkeit vermeiden läßt, lehnt man in England im allgemeinen ab, da man glaubt, daß solche Wagen nicht geräuschlos laufen und schwerer ausfallen als Wagen, bei denen Holz als Baustoff verwendet wird. Im vorliegenden Fall hat man an das vollständig geschweißte Untergestell kurze, aus Stahlblech gepreßte Stützen angeschweißt, in denen die hölzernen Kasten Säulen eingepaßt und befestigt werden. In ähnlicher Weise sind solche Stützen an den ebenfalls vollständig aus Formeisen zusammengeschweißten Dachrahmen angesetzt und zur Befestigung des oberen Teils der hölzernen Kastensäulen verwendet worden. Bei Belastungsversuchen, die man mit einem auf diese Weise hergestellten Teilstück einer Kasten-Seitenwand angestellt hat, soll sich die Ausführung als äußerst widerstandsfähig erwiesen haben. Der Wagenboden besteht aus Wellblechplatten, die auf das Untergestell aufgeschweißt und mit Korkzement und Linoleum belegt sind. Auf der Außenseite ist der Boden mit Asbest verkleidet, um die Fahrgeräusche abzuhalten. Die Außenverkleidung des Wagens

besteht aus Stahlblechtafeln, die auf die Holzsäulen aufgeschraubt sind.

Die Drehgestelle sind dreiachsrig und entsprechen, abgesehen davon, daß sie vollständig geschweißt sind, der englischen Regelbauart.

(Rly. Gaz., 1935.)

Vorläufer der D-Zugwagen.

In Ergänzung unseres Artikels von Dipl.-Ing. Born „Zur Entwicklung des Eisenbahnpersonenwagens“ in Deutschland

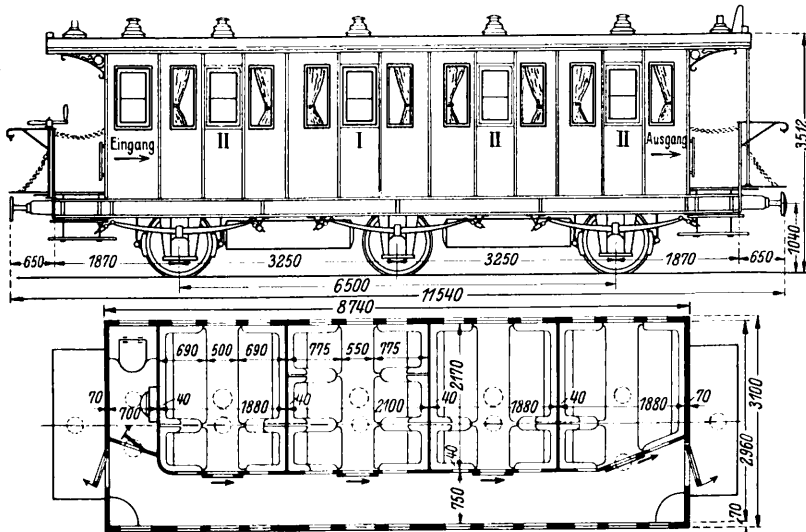


Abb. 1. Dreiachsiger Reisewagen I./II. Klasse mit innerem Seitengang der vormaligen Eisenbahndirektion Hannover.

(Jahrgang 1935. Seite 503) bringen wir noch nachfolgende Zusage:

Die frühere Königl. Eisenbahndirektion Bromberg hatte um die Mitte der siebziger Jahre des vorigen Jahrhunderts zweiachsige Reisewagen I./II. Klasse in größerer Anzahl eingeführt, die den rauhern Witterungsverhältnissen im Osten des Reiches

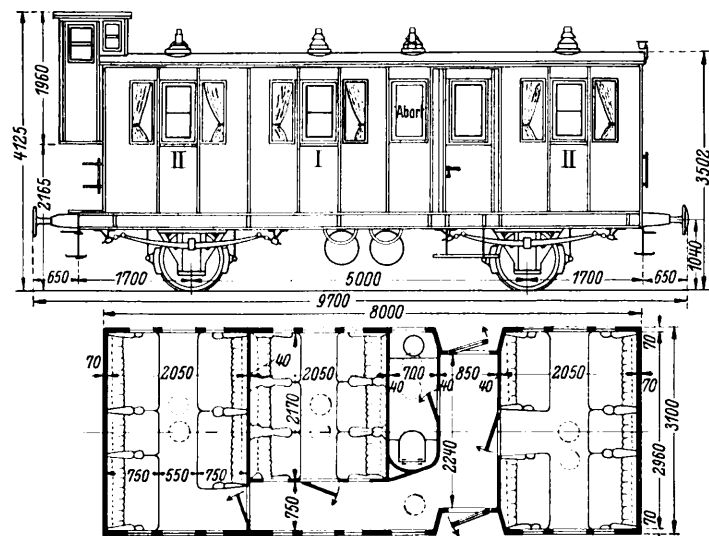


Abb. 2. Zweiachsiger Reisewagen I./II. Klasse nach den Musterzeichnungen der früheren Preußischen Staatseisenbahnen.

Rechnung tragend auf jeder Seite nur eine Eingangstür besaßen. Sie hatten schon einen kurzen inneren Seitengang, dessen Rauminanspruchnahme durch Verbreiterung des Wagenkastens auf das damals zulässige Außenmaß von 2,9 m ausgeglichen war. Hierbei wurde es nötig, die Außentüren zurückzusetzen, damit die geöffnete Tür nicht über die Umgrenzungslinie hinausragte. Auch waren bei den ersten Lieferungen die Seitenwände im unteren Teil eingezogen. Bei den späteren Lieferungen von Wagen dieser Bauart, die von 1879 an zur wahlweisen Regelbauart für

die Preußischen Staatsbahnen gemacht war, ist man dann zu der inzwischen für zulässig erklärten äußeren Kastenbreite von 3,1 m übergegangen, auch wurden dann die Seitenwände gerade, ohne untere Einschnürung, herabgeführt (siehe Abb. 1).

Da der ruhige Lauf dieser kurzen zweiachsigen Wagen in schneller fahrenden Zügen zu wünschen übrig ließ, so entschloß man sich später zu einem Umbau, wobei je zwei Wagenkästen auf einen neuen Rahmen mit Drehgestellen gesetzt wurden.

Die Abb. 2 zeigt einen dreiachsigen Reisewagen I./II. Klasse mit innerem Seitengang, von denen die vormalige Königl. Eisenbahndirektion Hannover von 1878 ab eine Anzahl in Dienst stellte. Sie waren nach dem Vorschlage Heusinger von Waldeggs gebaut, weshalb sie als „Heusinger-Wagen“ bezeichnet wurden. Der Grundriß dieser Wagen mit 3,1 m Kastenbreite, entsprach dem unserer heutigen D-Zugwagen. Gegen Ende des vorigen Jahrhunderts wurden dann von den Preußischen Staatseisenbahnen sehr ähnliche dreiachsige D-Zugwagen I./II. Klasse eingestellt mit dem wesentlich größeren Radstand von 8,5 m, freien Lenkachsen und verschiebbarer Mittelachse, die besonders für den Kurswagen-dienst bestimmt waren.

Bei der Einführung der „Heusinger-Wagen“ wurde befürchtet, daß in dem Seitengang beim Zu- und Abgang von Reisenden ein störendes Gedränge entstehen könnte, weshalb man am Wagenkasten neben der Plattform die Bezeichnung „Eingang“ an dem einen, und „Ausgang“ an dem anderen Wagende anbrachte. Die Wagen hatten bereits Übergangsbrücken, die einen Verkehr von Wagen zu Wagen, jedoch nur für die Zugbegleitmannschaft, ermöglichten.

Nachdem zu jener Zeit von den Preußischen Staatseisenbahnen befolgt wurde, daß der Außenanstrich der Wagenklasse mit der Farbe der dafür gültigen Fahrkarten übereinstimmen solle, waren die Wagenkästen der abgebildeten beiden Wagen lebhaft grün gestrichen, während das Abteil I. Klasse wegen Schmutzens der gelben Farbe nur durch schmale gelbe Umrahmung gekennzeichnet wurde. W. Nolte.

Der „Hiawatha“-Zug der Chicago, Milwaukee, St. Paul und Pacific-Bahn.

Der Wettbewerb anderer Bahngesellschaften veranlaßte die Chicago, Milwaukee, St. Paul und Pacific-Bahn für die 660 km lange Strecke zwischen Chicago und St. Paul einen Zugverkehr vorzusehen, der diese Strecke in 6 1/2 Std. zurücklegt. Nach Abzug der kurzen Zwischenaufhalte ergibt sich eine mittlere Fahrgeschwindigkeit von 104,3 km/h. Die Strecke ist meist eben und gerade mit wenigen Steigungen unter 6 1/2 v. T.; nur auf einer 200 km langen Entfernung, wo der Mississippi viele Bögen macht, finden sich schärfere Krümmungen von 330 bis 870 m Halbmesser. Der Zug besteht aus der 2 B 1-Lokomotive mit fünfachsigem Tender, einem Speisewagen, drei Personenwagen und zwei Salonwagen. Er faßt 313 Sitzplätze und wiegt ohne Lokomotive und Tender 308 t. Die Hauptabmessungen von Lokomotive und Tender sind:

Lokomotive:	
Zylinderdurchmesser	2 × 483 mm
Kolbenhub	711 mm
Treibrad Durchmesser	2133 mm
Dampfdruck	21,1 atü
Brennstoff	Öl
Rostfläche	6,41 m ²
Heizfläche der Feuerbüchse	23,59 m ²
Heizfläche der Wasserkammern	3,71 m ²
Heizfläche der Heizrohre	165,45 m ²
Heizfläche der Rauchrohre	108,69 m ²
Gesamte Heizfläche	301,44 m ²
Überhitzerfläche	95,6 m ²
Fester Achsstand	2,59 m
Gesamter Achsstand	11,454 m
Reibungsgewicht	63,5 t
Dienstgewicht	127 t
Tender:	
Wasservorrat	49,23 m ³
Ölvorrat	15,15 m ³
Dienstgewicht	112,3 t
Achsstand von Lokomotive und Tender	24,04 m.

Das Drehgestell der Lokomotive weist 34 t, die Laufachse 29,5 t Achsdruck auf. Kesselbaustoff ist Silizium-Mangan-Stahl. Die ganz geschweißte Feuerbüchse ist aus Sonderstahl, ebenso die Stelbolzen, der Grundring aus Stahlguß. Rahmenwangen, Zylinder und Schieberkästen samt hinteren Deckeln, Hauptluftbehälter und Träger für die Luftpumpe, den Turbogenerator und die Glocke sind in einem Stück aus Stahlguß gegossen. Die Radsterne sind ebenfalls aus Stahlguß. Die hohlen Achsen laufen in Rollenlagern. Treib- und Kuppelstangen bestehen aus Nickelstahl. Die Kolbenschieber von 254 mm Durchmesser haben 165 mm größten Hub. Ein „Multiple“-Heißdampfregler sitzt am Überhitzerkopf. Sämtliche Räder werden doppelt abgebremst. Das vordere Drehgestell der Lokomotive trägt zwei Bremszylinder, deren einer die vorderen und deren anderer die hinteren Bremsklötze betätigt. Auf die gekuppelten Räder wirken drei Bremszylinder, und zwar zwei auf die hinteren und einer auf die vorderen Bremsklötze. Die Bremsanteile sind 45 v. H. für das Drehgestell, 78 v. H. für die gekuppelten Achsen und 60 v. H. für die Schleppachse bei 3,5 at Druck in den Zylindern. Die Hilfseinrichtungen werden teils mit Satttdampf, teils mit Heißdampf betrieben: Mit Satttdampf die Dampfstrahl- und die Kolbenpumpe, Schmierpresse und Zugheizung, mit Heißdampf die Luftpumpe, der Turbogenerator, der Brennölerstäuber und der Saugzug. Der Kessel ist stromlinienförmig ganz, das Triebwerk halb verkleidet.

deren Räder doppelseitig gebremst werden. Die Achslager sind Rollenlager. Die Fenster haben doppelte Scheiben zum Schutz gegen Lärm und Staub. Die Wagen besitzen Luftkühlung, Dampfheizung, indirekte Beleuchtung und die Salonwagen auch Rundfunkempfang. Der vorderste Wagen enthält ein Speiseteil mit 24 Sitzen und ein ebenso geräumiges Rauchabteil mit der für amerikanische Verhältnisse unentbehrlichen Bar.

Die „Hiawatha“-Lokomotive beförderte bei den Versuchsfahrten einen Wagenzug von 453 t mit 144,8 km/h und einen Zug besonderer Zusammensetzung von 716 t mit 136,7 km/h. Als Höchstgeschwindigkeit wurden mit leichteren Zügen 180 km/h auf 22 km Strecke und 160 bis 169 km/h auf 96 km Strecke erreicht. Schn.

Neues Drehgestell Bauart Brill.

Das Drehgestell Bauart Brill*) für Wagen und Triebwagen ist unter Wahrung seines hauptsächlichsten Wesenszuges, des mittels Schrägpendel aufgehängten Tragfederbalkens, in neuer Ausführungsform (Abb. 1 und 2) erschienen. An die Stelle der quergestellten Doppel-Blattfedern sind einfache Längsfedern getreten. Da diese Federn beträchtlich weiter nach außen gerückt sind, ist die Standsicherheit in der Querrichtung verbessert. Gleichzeitig können die Blattfedern länger, also weicher gemacht

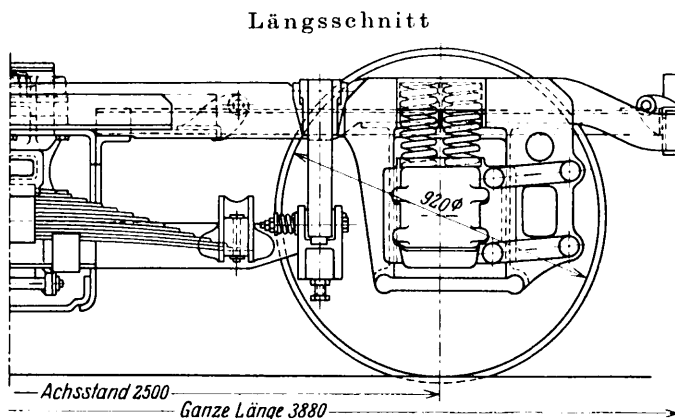


Abb. 1.

Drehgestell Bauart Brill BF 16 für 18,5 t Spurfannenlast.

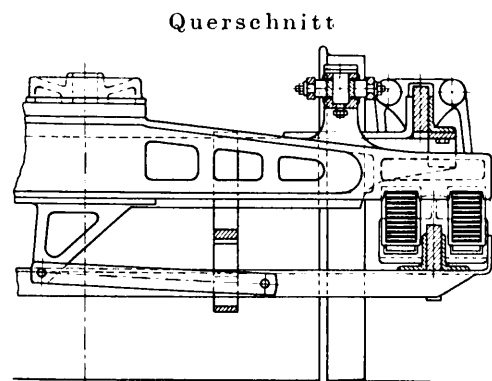


Abb. 2.

Der Tender ist vollständig geschweißt und ruht mittels Stahlgußrahmen vorne auf einem dreiachsigen, hinten auf einem zweiachsigen Drehgestell. Sämtliche Lager sind Rollenlager. Die Räder sind doppelseitig gebremst.

Durch die Ganzmetallbauart der Wagen bei ausschließlicher Verwendung der elektrischen Schweißung ließ sich gegenüber den bisher üblichen Bauarten eine Gewichtsersparnis von 33 v. H. erzielen. Jeder Wagen ruht auf zwei zweiachsigen Drehgestellen,

werden. Die vereinfachte Lastübertragung auf die Achslager gewährleistet eine gleichmäßigere Lastverteilung auf alle Räder. Besonders fühlbar ist die Gewichtsverminderung. Bei einer Spurfannenlast von 18,5 t wird das Gewicht des Drehgestells BF 16 annähernd 350 kg leichter als das der früheren Ausführungsart BF 10. Schn.

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1935, S. 220.

Bücherschau.

„Die Arbeit der Deutschen Reichsbahn“. Bearbeitet und zusammengestellt von Hans Adolf Weber und Thomas Beeth. Verlag Beamtenpresse G. m. b. H., Berlin SW 68. Wilhelmstraße 146, 128 Seiten.

Die kleine Schrift dient dazu, den Angehörigen des gewaltigen Personalkörpers der Deutschen Reichsbahn über die Organisation, die Geschäftsaufgaben und Einrichtungen der Deutschen Reichsbahn zu unterrichten, und dazu beizutragen, daß er sich als Glied des großen Organismus fühlt und ihm die Unterlagen gibt, für sein Unternehmen einzutreten. — Maßgebende Herren der Hauptverwaltung haben bei der Abfassung einschlägiger Abschnitte mitgewirkt. Außer den auf die Gliederung der Reichsbahn bezüglichen Abschnitte sind noch Darlegungen über das Verhältnis zwischen Schiene und Kraftwagen, Tarifgestaltung, über Patentfragen,

Privatgleisanschlüsse, die Verkehrskreditbank, Verkehrswerbung usw. aufgenommen.

Erschienen sind weiter:

Richtlinien für die Prüfung von Beton auf Wasserundurchlässigkeit. Herausgegeben vom Deutschen Ausschuß für Eisenbeton, Berlin. Verlag von Wilh. Ernst & Sohn. Einzelpreis —,40 RM.

Werkstoffhandbuch „Stahl und Eisen“, die Blätter: Wärmestreckgrenze, Dauerstandfestigkeit, desgleichen unter gleichzeitigem Korrosionsangriff. Das Löten von Stahl, Anlaßsprödigkeit, unlegierte Kohlenstoffstähle u. a. Weiterhin ist ein Verzeichnis der bisher erschienenen Blätter ausgegeben worden. Die Blätter sind durch den Verlag Stahleisen Düsseldorf zu beziehen.

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.