

### Das Einfahren der Lokomotiven in Gleisbögen.

Von Professor Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Hierzu Tafel 15.

#### Aufgabe der Untersuchung.

Die wichtige Frage, wie Eisenbahnfahrzeuge in Gleisbögen einfahren, welche Führungskräfte dabei auftreten und wie sich diese in zulässigen Grenzen halten lassen, habe ich allgemein und für die wichtigsten Lokomotiv-Achsanordnungen bereits in meiner Arbeit: „Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen\*\*“) untersucht. Diese will, wie dort gesagt, „nur als Vorstoß in ein bisher dunkles Gebiet aufgefaßt sein“. Nach Fertigstellung, aber vor Veröffentlichung, dieser Arbeit ist ein Aufsatz von Uebelacker: „Über die Massewirkungen bei plötzlichen Richtungsänderungen im Lauf von Eisenbahnfahrzeugen\*\*“) erschienen, der einen Sonderfall dieser Frage in anderer Weise mathematisch strenger behandelt. In beiden Arbeiten ist von dem beträchtlichen Einfluß der elastischen Durchbiegung der Tragfedern sowie derjenigen von Rad und Schiene nebst benachbarten Fahrzeug- und Oberbauteilen an der Anlaufstelle noch abgesehen. Hier soll dieser Einfluß zum ersten Male näherungsweise allgemein untersucht und das Ergebnis der Untersuchung auf einige gebräuchliche Lokomotivachsenanordnungen angewandt werden. Den Einfluß der Tragfederdurchbiegung auf das Verhalten von vierachsigen Lenkachs- und Drehgestellwagen ohne Wiege mit seitenfesten Drehzapfen habe ich bereits in der Arbeit: „Bogenlauf vierachsiger Eisenbahnwagen\*\*\*“) dargelegt. Zur Vermeidung von Wiederholungen werde ich öfter auf diese meine beiden „Arbeiten von 1930 und 1932“ verweisen.

Die Lokomotiven sollen mit konstanter Fahrgeschwindigkeit  $v_{ms}^{-1}$  in den Bogen einfahren. Dabei ändert sich die Richtung dieser Geschwindigkeit und treten stark veränderliche Massen- oder Trägheitskräfte und deren Momente auf, die die Führungskräfte des Fahrzeugs, d. h. seine Führungskräfte  $P$  und seine Führungsdrücke  $Y$ , sowie seine Raddrücke  $Q'$ , seinen Krümmungswiderstand und seine Sicherheit gegen Kippen und Entgleisen stark beeinflussen. Dieser Einfluß ist zu bestimmen. Die Massenwiderstände und ihre Momente wachsen mit der Querbeschleunigung des Fahrzeugs im Führungsquerschnitt; ihre Einflüsse sind am größten beim Einfahren in scharfe Bögen mit Überschneidung ohne Überhöhung der Außenschiene mit größter zugelassener Fahrgeschwindigkeit. Es soll sich hier stets um ein solches Einfahren handeln. Die Wirkung einer Schienenüberhöhung kann leicht berücksichtigt werden. Wenn nicht ausdrücklich andere Einheiten angegeben sind, werden alle Längenmaße in m, alle Kräfte in kg und  $fQ'$ , —  $f$  sei die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rad und Schiene — und alle Zeiten in s ausgedrückt. Die Ermittlung der statischen Führungskräfte  $P$  und  $Y$  wird als bekannt vorausgesetzt.

#### Gang der Untersuchung.

Wir ermitteln zunächst diejenigen Bewegungen, die das Fahrzeug in seinen einzelnen Teilen beim Einfahren macht gegenüber der gleichmäßigen Fortschrittbewegung des ganzen Fahrzeugs beim Geradeaus-Zulauf auf den Bogen, die uns hier nicht interessiert.

\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, Heft 21 und 23.

\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1930, Heft 11.

\*\*\*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, Heft 18 und 19.

Jedes Eisenbahnfahrzeug besteht aus einem ungefederten und einem gefederten Teil. Die Masse des gefederten sei mit  $M$ , die des ungefederten mit  $\lambda.M$ , also die Gesamtmasse eines Fahrzeugs mit  $M' = (\lambda + 1).M$  bezeichnet. Die Bewegungsfreiheit des ungefederten Teils ist nicht nur durch die Führung, sondern auch durch die Stützung durch das Gleis begrenzt. Dieser Teil kann sich — abgesehen vom Abheben vom Gleis, das ausgeschlossen sei — nur um Drehachsen bewegen, die senkrecht zur Gleisebene stehen. Diese Gleisebene soll als im allgemeinen waagrecht und fest angesehen werden; die Änderung ihrer Lage durch elastische Schienendurchbiegung nach unten soll nur schätzungsweise berücksichtigt werden. Der gefederte Teil kann Sonderbewegungen gegenüber dem ungefederten machen, weil er mit ihm nicht starr, sondern auf beiden Seiten durch nachgiebige Tragfedern und Ausgleichhebel verbunden ist. Die Achsen seiner Drehbewegungen und -beschleunigungen können daher von einer zur Gleisebene Senkrechten abweichen; natürlich ist auch er nicht freibeweglich im Raum, wie manchmal fälschlich angenommen wird! Diese Sonderbewegungen des gefederten Teils sind von großem Einfluß auf die Massenwiderstände des Fahrzeugs. Wir wollen die wirklichen Bewegungen und Beschleunigungen des gefederten Teils im allgemeinen so auffassen, als ob er die Bewegungen und Beschleunigungen des ungefederten zunächst mitmachte und dann solche Sonderbewegungen und -beschleunigungen ihm gegenüber ausführte, daß im ganzen seine wirklichen Bewegungen und Beschleunigungen herauskommen. Nach dieser Auffassung macht zunächst das ganze als starr betrachtete Fahrzeug die Bewegungen des ungefederten Teils.

Aus den Massen, Bewegungen und Beschleunigungen des gefederten und des ungefederten Teils finden wir die Massen- oder Trägheitswiderstände des Fahrzeugs und schließlich deren Beiträge zu den Führungskräften. Wir entwickeln das Ermittlungsverfahren für steif geführte Fahrzeuge und wenden es dann auf Fahrzeuge mit beweglichen führenden Radsätzen mit den nötigen Ergänzungen und Änderungen an.

#### A. Vorne steif geführte Lokomotiven.

Darunter fallen nicht nur die vollkommen steifachsigen Fahrzeuge, sondern auch solche, die eine oder mehrere seitenverschiebliche Achsen haben; nur die vorderste muß steif im gemeinsamen Rahmen gelagert sein und Spurkränze haben. Winkelbeschleunigung des ganzen als starr betrachteten Fahrzeugs um eine gemeinsame lotrechte Achse.

Jedes Gleisfahrzeug als Ganzes nach der obigen Auffassung hat vor dem Einfahren in den Bogen, d. h. beim Durchfahren der Zulaufgeraden mit der Fahrgeschwindigkeit  $v_{ms}^{-1}$ , die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 0$ , unmittelbar nach dem Einfahren, d. h. beim Durchfahren des eigentlichen Bogens vom konstanten Halbmesser  $R^m$  die konstante Winkelgeschwindigkeit  $\omega = \frac{v}{R}$ , und zwar um eine zur Gleisebene senkrechte durch den Krümmungsmittelpunkt des Bogens gehende Achse. Das ganze Fahrzeug muß also während des

Einfahren eine Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_z'$  im Sinne der Bogenkrümmung um eine Achse Z—Z erfahren, die auch zur Gleisebene senkrecht steht, aber nicht durch den Krümmungsmittelpunkt geht.

Die Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_z'$  beginnt zu Beginn des Einfahrens, sobald die „Richtkraft“ P, die von der Außenschiene auf das das Fahrzeug führende Vorderaußenrad ausgeübt wird, so groß geworden ist, daß sie nicht nur den statischen Schenk-widerstand des Fahrzeugs, sondern darüber hinaus noch dessen sich dem Schwenken widersetzen Trägheit überwindet. In diesem Augenblick  $t_0$  beginnt das Fahrzeug in den Bogen einzuschwenken, sich in den Gleisbogen hinein zu drehen. Die Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_z'$  des Fahrzeugs als Ganzen hört auf, sobald dies mit allen Radsätzen vollkommen in den eigentlichen Bogen von konstantem R eingeschwenkt ist, über seine ganze Länge gleichmäßig quer oder angenähert zentripetal mit  $b_{A2} = \frac{v^2}{R}$  beschleunigt wird.

Wo liegt nun die Achse Z—Z dieser Winkelbeschleunigung? Auf jeden Fall in der senkrechten Mittel-längsebene des Fahrzeugs. An welcher Stelle dieser Ebene? In Abb. 1a ist schematisch und stark verzerrt ein Fahrzeug, auf die Führungsbreite O zusammengeschrumpft, durch den dicken Strich  $V_0H_0$  dargestellt, das in einen Bogen vom Halb-messer R einfährt, und zwar in dem oben gekennzeichneten Augenblick  $t_0$ , in dem es im Punkt oder Querschnitt A seines führenden außen anlaufenden Rades —  $A_0$  in Abb. 1a — beginnt abgelenkt zu werden. In der Zulaufgeraden ist der

Spurkranz dieses Rades im Mittel um  $\frac{\sigma_0}{2}$  von der in der Ab-bildung dargestellten Innenkante der Außenschiene entfernt; der Gleisbogen schließt sich mit einer Überschneidung f an die Zulaufgerade an, wie es bei Weichen vorkommt. Bei  $A_0$  weicht die Tangente an den Gleisbogen um  $\alpha_0$  von der Fahrzeug-längsachse  $V_0H_0$  ab.  $M_0$  ist der momentane Reibungsmittel-punkt des Fahrzeugs,  $x_0$  der Abstand des A-Querschnitts des Fahrzeugs von  $M_0$ ,  $q_0$  der Abstand des A-Querschnitts von der Z—Z-Achse. Vom Augenblick O an folgt das Fahr-zeug im Querschnitt A noch nicht genau dem kreis-förmigen Gleisbogen vom Halbmesser R, sondern beschreibt zunächst unter seitlicher Ausbiegung der durch den Führungsdruck Y an der Spurkranz-berührungsstelle gespannten Fahrzeug- und Ober-bauteile einen Sonderbogen. Durch Y gespannt und seit-lich ausgebogen werden nicht nur Rad und Schiene, sondern noch weitere sich daran anschließende Teile des Fahrzeugs und des Oberbaus. Wir wollen diese gesamte seitliche Ausbiegung hier auf die angelaufene Außenschiene konzentriert denken. Dieser Sonderbogen schließt sich tangential an die Zulauf-gerade an, wird schnell sehr scharf und geht dann bald in den gleichmäßig ausgebogenen Gleisbogen über. Diese Sonder-bewegung des anlaufenden Fahrzeugquerschnitts oder „Anlauf-erscheinung“ wird unten genauer untersucht. Auch sie ist von großem Einfluß auf die Massenwiderstände des Fahrzeugs. Wir rechnen die Zeit t unserer Betrachtung vom Beginn der Sonderbewegung an und bezeichnen den Zeitpunkt ihres Endes mit  $t_2$ . Zur Zeit  $t_1$ , siehe Abb. 1b, habe der Sonderbogen seinen kleinsten Halbmesser  $R_1$ ; ihm gehört zu die größte Quer-

beschleunigung des Querschnitts A  $b_{Amax} = \frac{v^2}{R_1}$ . Bezeichnet allgemein z die Länge, um die der momentane Krümmungsmittelpunkt der wirklichen Bahn des Anlaufquerschnitts A zur beliebigen Zeit t hinter A liegt — in Richtung der Fahrzeug-längsachse gemessen — so verhält sich nach meiner „Arbeit von 1930“ der momentane Krümmungshalbmesser  $R_M$  der wirklichen Bahn des Reibungsmittelpunkt- oder M-Quer-schnitts des Fahrzeugs zum momentanen Krümmungshalb-

messer  $R_A$  der wirklichen Bahn des A-Querschnitts wie x zu z: d. h. es ist allgemein  $R_M = R_A \cdot \frac{x}{z}$ . Querschnitt A wird quer-

beschleunigt mit  $b_A = \frac{v^2}{R_A}$ , Querschnitt M mit  $b_M = \frac{v^2}{R_M}$ . Die Z—Z-Achse liegt an der Stelle der Fahrzeuglängsachse, an der die Querbeschleunigung O ist; da die Querbeschleunigung der verschiedenen Fahrzeugquerschnitte angenähert linear mit dem Abstand von der Z—Z-Achse wächst, ist ihre Lage durch  $b_A$  und  $b_M$  festgelegt.

Im Augenblick  $t = 0$ , siehe Abb. 1a, ist  $z_0 = 0$ , weil der Sonderbogen sich tangential an die Zulaufgerade an-schließen muß, mithin  $R_{M0} = \infty$ ,  $b_{M0} = \frac{v^2}{R_{M0}} = 0$ , geht also die  $Z_0-Z_0$ -Achse durch den Reibungsmittelpunkt  $M_0$  und ist  $q_0 = x_0$ .

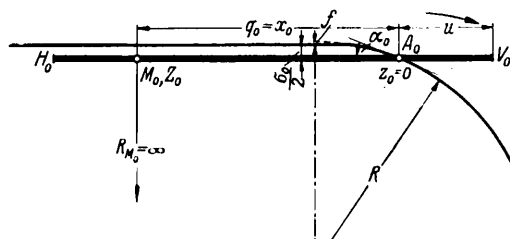


Abb. 1a.

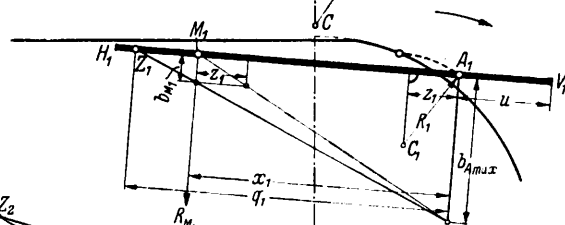


Abb. 1b.

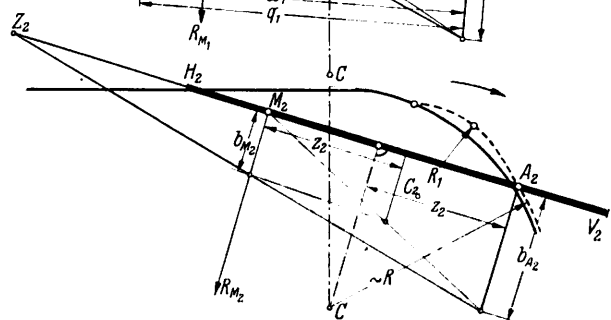


Abb. 1c.

In dem durch Abb. 1b dargestellten Augenblick  $t_1$ , in dem der Sonderbogen seinen kleinsten Halbmesser  $R_1$  hat, ist nach den obigen Ausführungen  $R_{M1} = R_1 \cdot \frac{x_1}{z_1}$ . Tragen wir

$b_{Amax} = \frac{v^2}{R_1}$  und  $b_{M1} = \frac{v^2}{R_{M1}} = \frac{v^2}{R_1} \cdot \frac{z_1}{x_1} = b_{Amax} \cdot \frac{z_1}{x_1}$  senkrecht zu  $V_1H_1$  in den Querschnitten  $A_1$  und  $M_1$  nach unten ab und ziehen durch die beiden Endpunkte eine Gerade, so schneidet diese  $V_1H_1$  in dem Fußpunkt der Z—Z-Achse  $Z_1$  und wir lesen

aus Abb. 1b ab:  $\frac{q_1}{q_1 - x_1} = \frac{b_{Amax}}{b_{M1}} = \frac{x_1}{z_1}$ , woraus sich ergibt

$$q_1 = \frac{x_1^2}{x_1 - z_1} \dots \dots \dots 1a).$$

Für den Augenblick  $t_2$ , das Ende der Anlauferscheinung, dar-gestellt durch Abb. 1c, erhalten wir in gleicher Weise

$$q_2 = \frac{x_2^2}{x_2 - z_2} \dots \dots \dots 1b).$$

Für den weiteren Verlauf des Einfahrens ist allgemein

$$q = \frac{x^2}{x - z} \dots \dots \dots 1).$$

x wird in bekannter Weise unter vorläufiger Schätzung des Trägheitswiderstandes berechnet. Es ändert sich im Verlauf

des Einfahrens etwas, weil der Trägheitswiderstand des Fahrzeugs sich dabei ändert; in einer Näherungsrechnung kann  $x$  als konstant angesehen werden.  $z$  kann man in einer hier nicht wiedergegebenen Weise berechnen oder näherungsweise zeichnerisch bestimmen, indem man die wirkliche Bahn des A-Querschnitts in der unten angegebenen Weise ermittelt und dann die Einlaufbahn des Fahrzeugs nach dem in meiner Arbeit von 1930 angegebenen Verfahren punktweise aufzeichnet. Vom Augenblick 2 des Endes der Anlauferscheinung an fällt der Krümmungsmittelpunkt der Bahn von A mit dem Krümmungsmittelpunkt C des Gleisbogens zusammen.

$z$  nimmt im Verlauf des Einfahrens bis auf  $x$  zu,  $R_M = R \cdot \frac{x}{z}$  mithin ab bis auf  $R$ . Die Z-Z-Achse verschiebt sich nach hinten, bis sie in dem Augenblick, in welchem das ganze Fahrzeug voll in den Gleisbogen eingeschwenkt ist, die Unendlichkeit erreicht, mit  $R_M = R$  und  $z = x$ . Dabei ist vorausgesetzt, daß  $R$  konstant, kein Übergangsbogen vorhanden ist: sonst erreicht die Z-Z-Achse die Unendlichkeit mit dem Ende des Übergangsbogens.

Die Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_z' = \frac{b_A}{q}$  des ganzen als starr angesehenen Fahrzeugs um die Z-Z-Achse ist mithin während des Einfahrens stark veränderlich, am größten im Augenblick 1 der Anlauferscheinung und = 0 am Ende des Einfahrens; sowohl  $b_A$  wie  $q$  sind stark und in verschiedener Art veränderlich.  $b_A$  wird unten genauer untersucht;  $q$  wird in der angegebenen Art näherungsweise ermittelt.

#### Sonderbewegung des gefederten Teils.

Wie ist es mit der Richtung und Lage der Achse X-X der Relativwinkelbeschleunigung des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten Teil und mit der Größe dieser Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_x$ ? Wir machen dabei zunächst folgende Voraussetzungen: Alle Räder des betrachteten Fahrzeugs haben gleichen Durchmesser, alle ihre Tragfedern haben gleiche Federkonstante  $p \text{ kg/m}$ , d. h. gleiche Spannkraftänderung in kg auf 1 m Federzusammendrückung oder -dehnung, und gleiche innere Reibung, das Querspiel der Endradsätze gegenüber dem Fahrzeugrahmen ist äußerst klein, die beiden Räder jedes Radsatzes ändern ihre Höhenlage zueinander beim Einfahren nicht, es werden keine einseitigen senkrechten Kräfte, wie Kreuzkopfdrücke, vom ungefederten auf den gefederten Teil übertragen. Dann ergibt sich die Richtung der Achse X-X in folgender Weise: Für eine Relativedrehung um eine waagerechte Querachse fehlt jede Ursache, ganz gleich, ob ein Teil der Radsätze quer ausgeglichen ist oder nicht. Eine nennenswerte Relativedrehung um eine lotrechte Achse ist nicht möglich, weil zwischen den Endradsätzen und dem Fahrzeugrahmen nur äußerst wenig Querspiel vorhanden sein soll. So bleibt nur die Relativedrehung und -Winkelbeschleunigung um eine waagerechte Längsachse als möglich übrig, die senkrecht auf der Z-Z-Achse steht.

Für die Lage der X-X-Achse gilt folgendes: Unter der im Betriebe fast stets erfüllten Voraussetzung, daß der gefederte Teil sich beim seitlichen Neigen gegenüber dem ungefederten, unter Zusammendrückung und Dehnung der Tragfedern, auf der einen Seite genau so viel senkt wie er sich auf der anderen hebt, liegt die waagerechte Längsachse X-X der Relativbewegung beider Teile in der lotrechten Mittellängsebene des Fahrzeugs; und sie liegt weiter unter der oben ausgesprochenen Voraussetzung, daß das Querspiel der Endradsätze gegenüber dem Fahrzeugrahmen äußerst klein ist, in derjenigen Höhe, in welcher die Seitenkräfte zur Überwindung der quergerichteten Massenwiderstände vom ungefederten auf den gefederten Teil übertragen werden, also bei Lokomotiven der gekennzeichneten Bauart etwa in Höhe B der Radsatzmittel, um  $h$  unter dem Schwerpunkt des gefederten Teils, siehe

die schematische Darstellung eines beliebigen Fahrzeugquerschnitts in Abb. 2.

Wie groß ist nun die Relativwinkelbeschleunigung  $\varepsilon_x$  des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil? Wir betrachten einen nicht durch die Z-Z-Achse gehenden, sonst beliebigen Fahrzeugquerschnitt, in Abb. 2 schematisch und symbolisch dargestellt — symbolisch, weil darin Beschleunigungen von der Dimension in  $\text{s}^{-2}$  als Längen neben Längen von der Dimension  $m$  und weil Winkelbeschleunigungen als Winkel neben Winkeln dargestellt sind —. Der dargestellte Fahrzeugquerschnitt erfahre in allen seinen Teilen — also auch im Schwerpunkt S des dargestellten Querschnitts des gefederten Teils des Fahrzeugs — infolge der Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_z'$  um die lotrechte Z-Z-Achse die gleichmäßige in der Abbildung nach links gerichtete Querbeschleunigung  $b = S_1 S_2$ . Der Querschnitt des gefederten Teils drehe sich außerdem gegenüber dem ungefederten rechts herum um die waagerechte X-X-Achse mit der Relativwinkelbeschleunigung  $\varepsilon_x$ , sein Schwerpunkt S mit der nach rechts gerichteten Relativquerbeschleunigung  $b_x = \varepsilon_x \cdot h = S_2 S_3$ . Der in der Ausgangsstellung des Fahrzeugs um  $h$  senkrecht über der X-X-Achse liegende Punkt S wird dann im ganzen mit  $b_f = S_1 S_3$  nach links querbeschleunigt. Diese wirkliche Querbeschleunigung

$$b_f = S_1 S_3$$

erweist sich nach der hier zugrunde gelegten Auffassung der Bewegung des gefederten Teils in der Darstellung der Abb. 2 einfach als algebraische Differenz von  $S_1 S_2$

und  $S_2 S_3$  also als  $b - \varepsilon_x \cdot h$ , da  $S_1 S_2$  und  $S_2 S_3$  in dieser Ausgangsstellung gleiche Richtung haben. Die beiden Richtungen von  $b$  und von  $\varepsilon_x \cdot h$ , in der Abbildung  $S_1 S_2$  und  $S_2 S_3$ , können wir auch für den weiteren Verlauf der Sonderbewegung des gefederten gegenüber dem ungefederten Teil als gleich ansehen, da sie in Wirklichkeit dabei nur äußerst wenig voneinander abweichen. Das Entsprechende gilt für den wirklichen in der Fahrzeugquerebene auftretenden Massenwiderstand jedes Querschnitts des gefederten Teils.

Anstatt nach dieser Auffassung der Bewegung des gefederten Teils den Schwerpunkt S in Abb. 2 von  $S_1$  über  $S_2$  nach  $S_3$  gelangen zu lassen, kann man ihn auch unmittelbar nach  $S_3$  führen, d. h. seine wirkliche Querbeschleunigung unmittelbar als Ergebnis der absoluten Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_1$  des Querschnitts des gefederten Teils um die senkrecht über X-X liegende und zu ihr parallele Achse O-O auffassen. Da bei dem obigen Wege über  $S_2$  der Querschnitt des ungefederten Teils und mit ihm der Querschnitt des ganzen Fahrzeugs rein parallel verschoben bzw. beschleunigt wird, ist, wie auch Abb. 2 zeigt, die absolute Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_1$  genau so groß und gleichgerichtet, wie die relative  $\varepsilon_x$ ; nur ihre Achsen sind gegeneinander verschoben.

$$\text{Fiktives } \varepsilon_x = \varepsilon_x''.$$

Wir wollen nun  $\varepsilon_x$  ermitteln, und zwar zunächst für den gedachten von der Wirklichkeit stark abweichenden Fall, daß

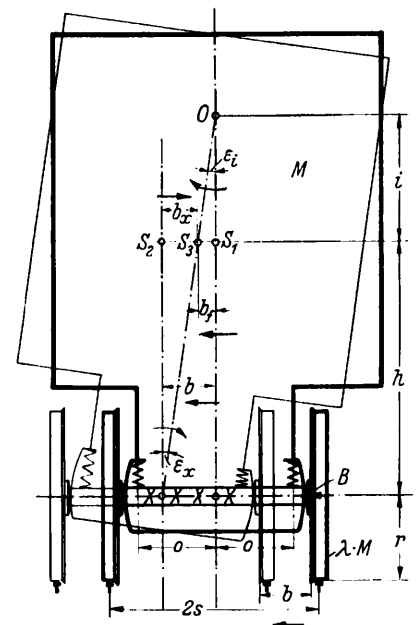


Abb. 2.

erstens die Federkonstante  $p$  aller Tragfedern bei Abweichung von der Mittellage = 0 sei, d. h. daß die Tragfedern zwar tragen, aber einer Seitenneigung des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten Teil keinen Widerstand entgegensetzen oder daß alle Radsätze quer ausgeglichen seien, daß zweitens der gefederte Teil des Fahrzeugs sich reibungslos gegenüber dem ungefederten drehe und daß drittens eine Verschiebung des Schwerpunkts des gefederten Teils aus der Mittellage ohne Einfluß auf  $\varepsilon_x$  sei. Dann kann der gefederte Teil nur vom anlaufenden Radsatz bei B waagrecht quer einen Antrieb erhalten, aber nicht etwa außerdem noch lotrecht positiv oder negativ durch ungleichmäßig zusammengedrückte Tragfedern oder durch Reibungswiderstände oder durch die Schwerkraft. Wir wollen diese relative fiktive Winkelbeschleunigung mit  $\varepsilon_x''$  bezeichnen. Die Masse  $M$  des gefederten Teils sei gleichmäßig über dessen Länge  $l$  und seine Höhe verteilt. Nun denken wir uns — nur der einfacheren zeichnerischen Darstellung wegen — das ganze Fahrzeug auf die Breite  $O$  zusammengeschrumpft und vorläufig den gefederten Teil in lauter sehr schmale Querschnittscheiben zerschnitten, die sich unabhängig voneinander gegenüber dem ungefederten Teil bewegen können und sich unter der gemachten Annahme alle um die oben gekennzeichnete  $X-X$ -Achse drehen. Bei der Breitenschrumpfung werden diese Scheiben zu Stäben. Alle diese Stäbe werden in Höhe der  $X-X$ -Achse vom ungefederten Teil angetrieben mit einer veränderlichen Querbeschleunigung  $b$ , die linear mit dem Abstand der Stäbe von der  $Z-Z$ -Achse zunimmt; sonst sind sie freibeweglich. Absolut drehen sich alle unter der gemachten Annahme um eine gemeinsame in

Höhe  $\frac{J_x}{M \cdot h}$  über ihren Schwerpunkten  $S$  liegende waagerechte

Achse ( $O$ ) ( $O$ ), die in der lotrechten Mittellängsebene des noch nicht aus seiner geraden Zulaufbahn abgelenkten Fahrzeugs

liegt. In  $\frac{J_x}{M \cdot h}$  bedeutet  $J_x$  das polare Trägheitsmoment einer

Scheibe oder des ganzen gefederten Teils um seine Längschwerpunktachse,  $M$  die Masse einer Scheibe oder des ganzen gefederten Teils,  $h$  den Abstand der  $X-X$ -Achse vom Schwerpunkt einer Scheibe oder des ganzen gefederten Teils. Die einzelnen Stäbe haben also eine ganz verschiedene absolute Winkelbeschleunigung um die gemeinsame hochliegende ( $O$ ) ( $O$ )-

Achse  $\varepsilon_s = \frac{b}{h + \frac{J_x}{M \cdot h}} = \frac{b}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x}$ , der des A-Querschnitts

$\varepsilon_{sA} = \frac{b_A}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x}$  und der des Z-Querschnitts  $\varepsilon_{sZ} = 0$ .

Ebenso groß ist ihre relative Winkelbeschleunigung gegenüber dem ungefederten Teil um die  $X-X$ -Achse. Diese Winkelbeschleunigung sei daher ebenfalls mit  $\varepsilon_s$  bezeichnet. Die in Fahrtrichtung hinter der  $Z-Z$ -Achse liegenden Stäbe werden entgegengesetzt den vor ihr liegenden winkelbeschleunigt. Die Schwerpunkte der einzelnen Stäbe werden absolut

querbeschleunigt mit  $b_s = \varepsilon_s \cdot \frac{J_x}{M \cdot h} = b \cdot \frac{J_x}{M \cdot h^2 + J_x}$ ;  $M \cdot b_s$  mit

$M$  als der Masse eines Stabes stellt mithin die Größe des quergerichteten Trägheitswiderstandes eines Stabes dar. Diese Widerstände aller dieser Stäbe müssen durch gleichgroße entgegengesetzt gerichtete in Höhe  $B$  an den Stäben angreifende Triebkräfte überwunden werden.

Dies zerschnittene und auf die Breite  $O$  zusammengeschrumpfte Fahrzeug und die an seinem gefederten Teil auftretenden querverrichteten Beschleunigungen, Trägheitswiderstände und Winkelbeschleunigungen sind in Abb. 3 symbolisch dargestellt, oben perspektivisch von der Seite, unten im Grundriß, der gefederte und zerschnittene Teil oben durch die verwundene Fläche  $XX(h)$  ( $v$ ), die Beschleunigungen

und Trägheitswiderstände als Längen, die Winkelbeschleunigungen als Winkel. Die Linie  $VH$  geht durch die Schwerpunkte  $S'$  der noch nicht abgelenkten Stäbe; die Abstände der Linie  $CSZE$  von  $VH$  geben die absoluten  $b_s$ , also in entsprechendem Maßstabe auch die Größe der Trägheitswiderstände  $M \cdot b_s$  der einzelnen Stäbe an. Der Inhalt der Dreiecke  $ZVC$  und  $ZHE$  gibt mithin die Größe der Trägheitswiderstände der vor und hinter der  $Z-Z$ -Achse liegenden Stücke des gefederten Teils an; diese beiden Trägheitswiderstände sind einander entgegengesetzt gerichtet — immer unter der vorläufigen Annahme der Zerschneidung des gefederten Teils in lauter sehr schmale Scheiben bzw. Stäbe.

In Wirklichkeit ist nun der ganze gefederte Teil in sich einigermaßen starr, können sich seine verschiedenen Querschnitte nicht viel gegeneinander bewegen, müssen vielmehr alle „Stäbe“ über die ganze Länge  $l$  eine ziemlich gleiche mittlere Winkelbeschleunigung haben, die wir, wie gesagt, mit  $\varepsilon_x''$  bezeichnen wollen.  $\varepsilon_x''$  kann sowohl als relative wie als absolute Winkelbeschleunigung angesehen werden; beide sind ja gleich groß und gleich gerichtet, genau wie bei  $\varepsilon_x$ . Um von dem gedachten  $\varepsilon_s$  auf die Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_x''$  zu kommen, wird jeder freibeweglich gedachte Stab des gefederten Teils nochmals winkelbeschleunigt mit  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_x'' - \varepsilon_s$ , das bei den einzelnen Stäben verschieden groß und gerichtet ist, und zwar bei denjenigen vorderen Stäben, deren  $\varepsilon_s > \varepsilon_x''$  ist, negativ, bei dem mittleren Stab, dessen  $\varepsilon_s = \varepsilon_x''$  ist, = 0 und bei denjenigen hinteren Stäben, deren  $\varepsilon_s < \varepsilon_x''$  ist, positiv. Die diesen positiven und negativen  $\Delta\varepsilon$  zugehörigen positiven und negativen Trägheitswiderstandsmomente um die  $X-X$ -Achse müssen sich nun innerhalb des ganzen gefederten Teils, unter Beanspruchung desselben auf Verdrehung, ausgleichen oder insgesamt = 0 sein. Im vorliegenden Fall, wo alle Querschnittsstäbe das gleiche  $h$ ,  $J_x$  und  $M$  haben, müssen auch die den verschiedenen  $\Delta\varepsilon$  zugehörigen Trägheitswiderstände der verschiedenen Stäbe sich innerhalb des gefederten Teils ausgleichen. Aus dieser Notwendigkeit ergibt sich die Größe von  $\varepsilon_x''$ . Bei der angenommenen gleichmäßigen Verteilung der ganzen gefederten Masse über deren Länge  $l$  muß  $\varepsilon_x''$  gleich der Winkelbeschleunigung  $\varepsilon_{s_m}$  des mittleren freibeweglich gedachten Stabes sein. Wir erhalten somit, wenn  $e$  den Abstand dieses Stabes vom A-Querschnitt bedeutet:

$$\varepsilon_x'' = \varepsilon_{s_m} = \frac{b_A \cdot q - e}{h \cdot q} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} \dots \dots 2).$$

Auch diese zusätzlichen Winkelbeschleunigungen  $\Delta\varepsilon$  und die zugehörigen Trägheitswiderstände sind in Abb. 3 eingetragen. Der mit  $\varepsilon_x''$  gleichmäßig relativ zum ungefederten Teil winkelbeschleunigte gefederte Teil ist in der oberen Abbildung durch das Rechteck  $XX(h)$  dargestellt. Die Linie  $FSG$  ist durch die Schwerpunkte seiner verschiedenen Querschnitte gelegt. Sie muß parallel zu  $XX$  liegen. Die Linie  $CSE$  dagegen geht, wie gesagt, durch die Schwerpunkte der unabhängig voneinander gedachten mit  $\varepsilon_s$  winkelbeschleunigten Querschnitte. In  $S$ , dem Schwerpunkt des mittleren Querschnitts, schneiden sich die beiden Linien, und ihre Abstände voneinander in den verschiedenen Querschnitten ergeben deren zusätzliche Schwerpunkts-Querbeschleunigungen  $\Delta b = \Delta\varepsilon \cdot h = (\varepsilon_x'' - \varepsilon_s) \cdot h$ . Die entsprechenden zusätzlichen Momente um die  $X-X$ -Achse haben den Ausdruck:  $(\varepsilon_x'' - \varepsilon_s) \cdot (J_x + M \cdot h^2)$ , da  $J_x + M \cdot h^2$  das Trägheitsmoment eines Stabes in bezug auf die  $X-X$ -Achse ist. Die Inhalte der beiden Dreiecke  $SCF$  und  $SEG$  ergeben somit in entsprechendem Maßstabe für den ganzen gefederten Teil die den zusätzlichen Winkelbeschleunigungen  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_x'' - \varepsilon_s$  zugehörigen positiven und negativen Momente um die  $X-X$ -Achse bzw. die zugehörigen querverrichteten Trägheitswiderstände. Nach Konstruktion sind diese beiden Dreiecke gleich

groß. Daß der gefederte Fahrzeugteil in Wirklichkeit eine gewisse Breite hat, ändert an diesen Beziehungen nichts; der Einfluß der wirklichen Breite auf  $\epsilon_a$  und  $\epsilon_x''$  wird durch das wirkliche  $J_x$  voll erfaßt.

Wir fassen wie gesagt im allgemeinen die absolute Gesamtwinkelbeschleunigung des gefederten Fahrzeugteils auf als geometrische Summe des absoluten  $\epsilon_z'$  und des relativen  $\epsilon_x''$  mit den Achsen Z-Z und X-X. Dreht  $\epsilon_z'$  von oben gesehen rechts herum, so dreht das zugehörige  $\epsilon_x''$  von vorne gesehen ebenfalls rechts herum;  $\epsilon_z'$  soll über die Höhe und  $\epsilon_x''$  soll über die Länge des gefederten Teils konstant sein. Daher muß die Achse der absoluten Gesamtwinkelbeschleunigung des gefederten Fahrzeugteils eine Gerade sein, die nach den obigen Ergebnissen in der lotrechten Längsmittellebene des Fahrzeugs liegt, vom Schnittpunkt O der Z-Z- und X-X-Achse aus in der Fahrtrichtung schräg nach vorne ansteigt und durch den Schnittpunkt  $O_m$  des mittleren Querschnitts mit der (O)-(O)-Achse geht. Auch diese Achse, unter  $\gamma$  gegen die X-X-Achse geneigt, ist in Abb. 3 eingetragen. Die Sonderbewegung des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten hat die Wirkung, daß diese Achse aus der lotrechten Lage von Z-Z nach vorne geneigt ist; bei  $\epsilon_x'' = 0$  steht sie lotrecht und fällt mit Z-Z zusammen; je größer  $+\epsilon_x''$  ist, desto mehr neigt sie sich nach vorne der Waagerechten zu; bei negativem  $\epsilon_x''$  neigt sie sich nach hinten; immer geht sie durch den Schnittpunkt O der Z-Z- mit der X-X-Achse. Bei unmittelbarer Erfassung der Winkelbeschleunigung des gefederten Teils ist mit dieser Achse zu rechnen.

**Gesetz des wirklichen  $\epsilon_x$ .**

Nun ist in Wirklichkeit nie die Konstante p aller Tragfedern beim Seitwärtsneigen = 0, d. h. sind nie alle Radsätze quer ausgeglichen, sondern entweder gar keine oder nur ein kleiner Teil. Die Tragfedern der nicht quer ausgeglichenen Radsätze aber widersetzen sich nach Maßgabe der Neigung, ihrer Federkonstante p und ihrer oft nicht unbeträchtlichen inneren Reibung dem Seitwärtsneigen des gefederten Teils. Diese Bewegung wird weiter gehemmt durch die Reibung zwischen den am gefederten Teil festen Achsbuchführungen und den am ungefederten festen Achsbuchgleitbacken, und sie wird gefördert durch die Verschiebung des Schwerpunkts des gefederten Teils aus der Mitte nach der Seite der Neigung. Die letzten beiden beim Ausschwingen einander schwächenden Einflüsse wollen wir vernachlässigen. Die Tragfedern der nicht quer ausgeglichenen Radsätze seien bei irgend einem Neigezustand außen alle zusätzlich um z zusammengedrückt, innen alle um das gleiche z gedehnt gegenüber der Ruhelage. Bei ungleicher Zusammendrückung und Streckung der jeweils ge- und entspannten Federn würde sich der gefederte Teil beim Hin- und Herneigen nach beiden Seiten entweder dauernd heben oder senken, was im Betriebe im allgemeinen nicht der Fall sein wird.

Die innere Reibung der Tragfedern sei, unter Ab-

sehung von der sehr geringen Geschwindigkeitsdämpfung, durch einen Beiwert  $\eta$  der trockenen inneren Federreibung berücksichtigt, derart, daß  $\eta$  mit der jeweiligen reinen Federkraft multipliziert je nach der Bewegungsrichtung zu dieser Kraft hinzukommt oder von ihr abzuziehen ist. Bezeichnet  $n_f$  die Blattzahl jeder Feder,  $n'$  die Zahl derjenigen oberen Blätter, die bis zum Federauge durchgehen,  $l_f$  die halbe Federlänge,  $h_f$  die Blattstärke,  $f'$  die Ziffer der

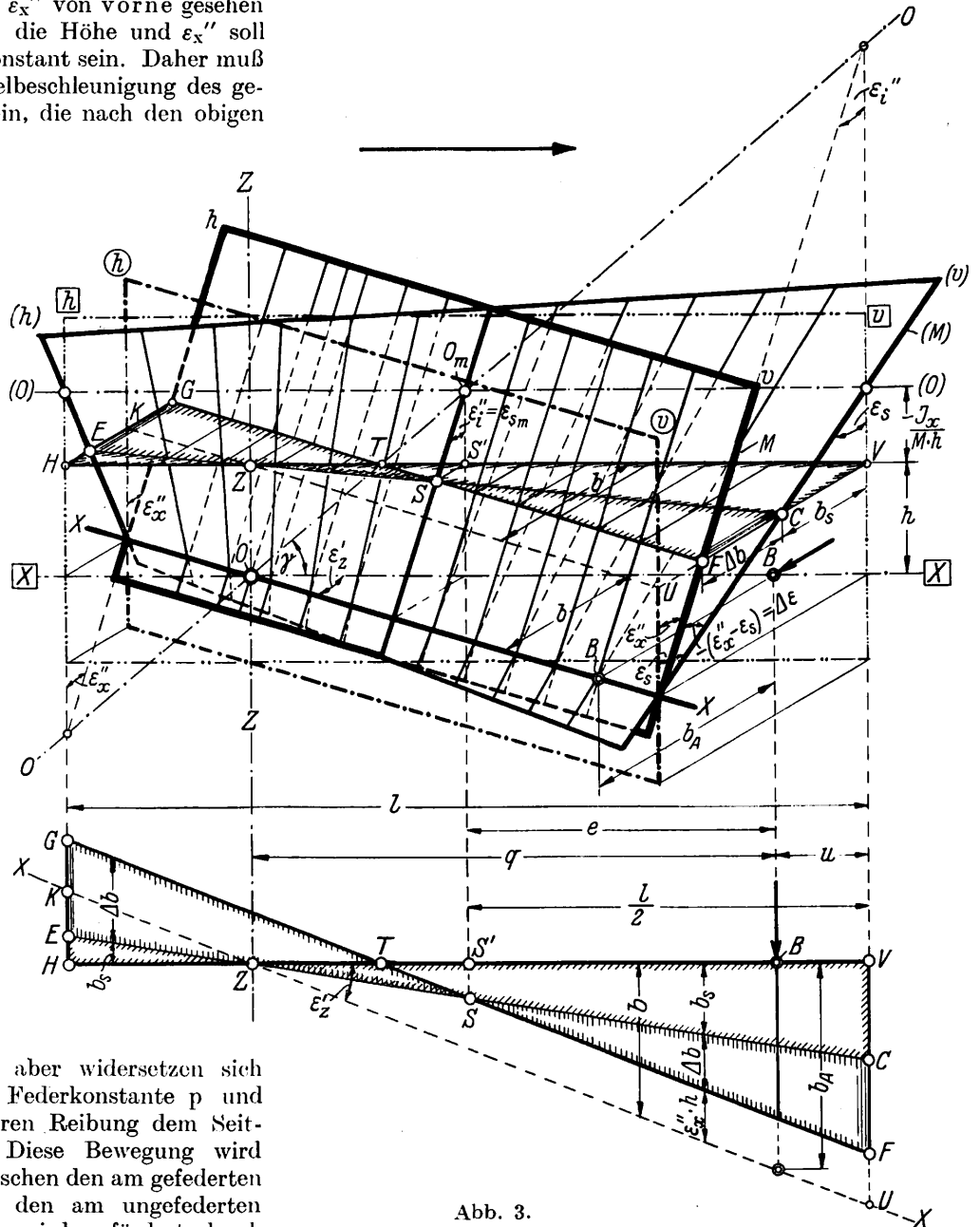


Abb. 3.

trockenen Reibung zwischen den Blättern, so ist nach Marié

$$\eta = f' \frac{(n_f - 1) \left( n_f + \frac{n'}{2} \right)}{n_f \cdot l_f} h_f$$

(natürlich  $h_f$  und  $l_f$  in gleicher Dimension), im allgemeinen bei Lokomotiven schwankend zwischen 0,2 und 0,3  $f'$ .  $f'$  kann bei trockenen und gereinigten ruhenden Federn zu etwa 0,5 angenommen werden, ist hier bei den ständig stark erschütterten Federn erheblich kleiner, etwa zu 0,25 anzunehmen; danach würde  $\eta$  etwa zwischen 0,05 und 0,075 schwanken; es kann aber wegen der Unbestimmtheit von  $f'$  auch erheblich davon abweichen. Bei der heute üblichen Herstellung und Unterhaltung der Blattfedern kann  $\eta$  in sehr

weiten Grenzen schwanken. Maßnahmen zur Festlegung in engeren und zweckmäßigeren Grenzen dürften sich empfehlen. Der Druck der ungleich gespannten äußeren und inneren Tragfedern übt auf den gefederten Teil ein Moment  $M_f$  aus, das sein Neigen mit einer Winkelverzögerung  $\varepsilon_f$  hemmt. Die Achse dieser Winkelverzögerung fällt mit der X-X-Achse zusammen: der Breite nach, weil die Tragfedern außen genau so viel zusätzlich zusammengedrückt wie innen gedehnt werden sollen, und der Höhe nach, weil der gefederte Teil in Höhe von X-X am ungefederten unter Druck anliegt, sich ihm gegenüber nicht

waagrecht quer bewegen kann.  $\varepsilon_f$  hat somit die Größe  $\frac{M_f}{J_x + M h^2}$ .

Zur Bestimmung der Größe von  $M_f$  bezeichnen wir den Abstand der Tragfedermitten von der lotrechten Fahrzeugmittellängsebene mit  $o$ , die bei Mittellage des Fahrzeugs auf einem Rade oder einer Tragfeder ruhende als konstant angesehen gefederte Last mit  $Q$  und die Zahl der nicht querausgeglichenen Radsätze oder deren Tragfedern einer Fahrzeugseite, die alle gleich sein sollen, mit  $n$ , dann erhalten wir durch Ansetzen der Momentengleichung um die X-X-Achse des gefederten Teils:

$$M_f = n(Q + p \cdot z)(1 + \eta) o - n(Q - p \cdot z)(1 - \eta) o = 2 \cdot o \cdot n \cdot p \cdot z + 2 \cdot o \cdot n \cdot Q \cdot \eta$$

Dieser Ausdruck ist nicht ganz genau, weil die Gleichheit aller äußeren senkrechten am gefederten Teil angreifenden Kräfte bei gleichem äußeren und inneren  $z$  verschiedenes großes  $\eta$  außen und innen verlangt, und zwar bei Neigen nach außen

$$\frac{\eta \text{ außen}}{\eta \text{ innen}} = \frac{Q - z \cdot p}{Q + z \cdot p}$$

dieser Unterschied aber in obigem Ausdruck für  $M_f$  nicht gemacht ist. Bei gleichem  $\eta$  müßte

$$\frac{z \text{ außen}}{z \text{ innen}} = \frac{1 - \eta}{1 + \eta}$$

sein, was ja ausgeschlossen sein soll. Wir wollen mit obigem Ausdruck für  $M_f$  rechnen. Dann ist

$$\varepsilon_f = \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{J_x + M h^2} \cdot z + \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{J_x + M h^2} \cdot \eta$$

Im allgemeinen schwingt der gefederte Teil aus der Lage stärkster Neigung nach außen noch wieder zurück, jetzt unter dem Federdruck. Das geschieht, unter Umkehrung des Vorzeichens von  $\eta$ , mit den gleichen Vereinfachungen wie oben, mit der Winkelbeschleunigung um X-X:

$$\varepsilon'_f = \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{J_x + M \cdot h^2} \cdot z - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{J_x + M \cdot h^2} \cdot \eta$$

Beim Ausschwingen des gefederten Teils aus der Mittelruhelage nach außen gegen Federdruck und -Reibung ist mithin das wirkliche

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x'' - \varepsilon_f = \frac{b_A q - e}{h \cdot q} \cdot \frac{M \cdot h^2}{J_x + M \cdot h^2} - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot p}{J_x + M \cdot h^2} \cdot z - \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{J_x + M \cdot h^2} \cdot \eta \quad 3)$$

Dieser Ausdruck gilt mit der Einschränkung, daß zu Beginn der Ablenkung des Fahrzeugs aus der Zulaufgeraden  $\varepsilon_x$  nicht negativ werden kann, in den dritten den Einfluß der Tragfederreibung ausdrückenden Summanden der Gleichung dann also nur ein so großes  $\eta$  einzusetzen ist, daß  $\varepsilon_x = 0$  bleibt, nicht kleiner wird. Das folgt aus der passiven Natur der Reibung, als eines sich lediglich einer Bewegung widsetzenden Widerstandes im Gegensatz zu einer sie erzeugenden aktiven Kraft.

Da  $\varepsilon_x = \frac{1}{o} \frac{d^2 z}{dt^2}$  oder  $z = o \cdot \int \int \varepsilon_x dt^2$  ist, erscheint es am einfachsten,  $\varepsilon_x$  unmittelbar aus (Gl. 3) auszurechnen, ohne vorherige Ermittlung von  $z$  aus der gleichen Gleichung. Das ist aber sehr umständlich, weil  $q$  als  $f(t)$  eine — hier nicht wieder-gegebene — verwickelte mathematische Form hat; und eine Näherungsermittlung von  $\varepsilon_x$  mit konstantem Mittelwert von  $q$

ist recht ungenau. Deshalb wollen wir erst  $z$ , das wir doch brauchen, aus (Gl. 3) ausrechnen — mit konstantem Mittelwert von  $q$  — und dann, unter Einsetzung dieses  $z$ , punktweise mit verschiedenen  $q$ -Werten  $\varepsilon_x$  aus (Gl. 3). Wir ermitteln zunächst  $b_A$ .

Querbesehleunigung  $b_A$ . Anlauferscheinung.

$b_A$  als  $f(t)$  müssen wir kennen nicht nur zur Bestimmung von  $\varepsilon_x$  und  $z$ , sondern auch von  $\varepsilon_x' = \frac{b_A}{q}$ . Es sei zunächst

ermittelt für die Zeit  $t = 0$ , Beginn der Ablenkung und der Anlauferscheinung bis  $t = t'$ , Zeitpunkt des Auftretens der stärksten Tragfederzusammendrückung  $z_{max}$ . — Die Anlauferscheinung dauert fast immer über diesen Zeitpunkt hinaus. — Wir ermitteln  $b_A$  nicht unmittelbar, sondern zunächst die wirkliche Bahn des Anlaufquerschnitts A des Fahrzeugs, setzen dabei Zweipunktberührung, den ungünstigeren Fall, der beim Einfahren in Weichen fast immer vorliegt, voraus. Bis zum Beginn der Anlaufberührung können wir die führende Achse und das Gleis als seitlich spannungslos ansehen. Sobald das führende Rad außen angelaufen ist, werden zunächst lediglich das Rad und die anschließenden Fahrzeugteile einerseits, die Schiene und die anschließenden Oberbauteile andererseits seitlich, vorwiegend elastisch, gespannt und durchgebogen, läuft

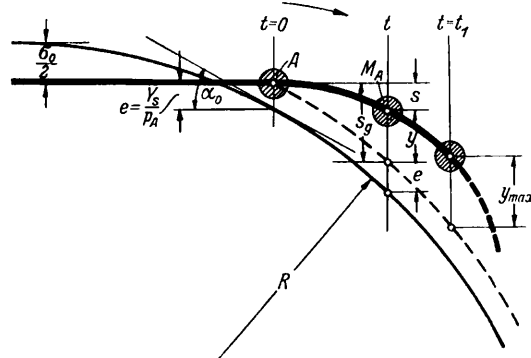


Abb. 4.

das Fahrzeug noch geradeaus. Sehr kurz nach dem Beginn des Anlaufens entspricht die seitliche Durchbiegung  $e$  dieser Teile dem vollen auf das anlaufende Rad bezogenen statischen Führungswiderstand  $Y_s$  des Fahrzeugs; d. h. es ist  $e = \frac{Y_s}{p_A}$ ,

wenn  $1/p_A$  die gesamte seitliche Durchbiegung der genannten gespannten Fahrzeug- und Oberbauteile durch die Einheit des seitlichen Widerstandes, also  $p_A$  eine Art „Federkonstante“ jener Teile ist.  $p_A$  wird noch genauer betrachtet. Dies  $Y_s$ , mithin auch  $e$ , bleiben so lange konstant, als die Führungsverhältnisse des Fahrzeugs sich nicht ändern. Beim Weiterlauf geht das Fahrzeug nicht mehr geradeaus, sondern wird unter weiterer seitlicher vorwiegend elastischer Durchbiegung  $y$  jener Teile gegen den nach außen gerichteten auf das anlaufende Rad bezogenen Trägheitswiderstand des Fahrzeugs  $Y_T$  allmählich in den Gleisbogen hinein abgelenkt, mit  $b_A$  hier querbeschleunigt. Ist  $M_A'$  die auf das anlaufende Rad bezogene, von hier aus mit  $b_A$  quer zu beschleunigende Masse des ganzen Fahrzeugs, so ist  $Y_T = b_A \cdot M_A'$ . Zur Ermittlung von  $Y$  und  $b_A$  sehen wir während der betrachteten Zeit  $t = 0$  bis  $t = t'$   $M_A'$  als konstant an, was bei einer Näherungsrechnung zulässig ist, wie unten nachgewiesen wird. Diesen konstanten Mittelwert von  $M_A'$  bezeichnen wir mit  $M_A$ ; er wird unten näherungsweise ermittelt.

In Abb. 4 sind der nicht deformierte Gleisbogen als dünner ausgezogener Kreisbogen und die wirkliche Bahn des Querschnitts A des auf die Breite  $O$  zusammengeschrunpft gedachten Fahrzeugs durch die dicker gezogene Linie verzerrt



dargestellt bis zum Augenblick  $t_1$  der stärksten seitlichen Ausbiegung der durch  $Y_S + Y_T = Y$  gespannten Oberbau- und Fahrzeugteile —  $t_1$  ist kleiner als  $t'$  —. Zu irgend einer Zeit  $t$  weicht die in Querschnitt oder Punkt A vereinigt gedachte Masse  $M_A$  um  $e + y$  vom nicht elastisch ausgebogenen Gleisbogen und um  $s$  von seiner geraden Zulaufbahn ab und wird querbeschleunigt mit  $b_A = \frac{d^2 s}{dt^2}$ . Ohne elastische Durchbiegung der genannten Teile würde  $M_A$  um  $e + s_g$  von seiner geraden Zulaufbahn abweichen und mit  $\frac{d^2 s_g}{dt^2} = \frac{v^2}{R} = b_{A_2}$  querbeschleunigt werden. Wir lesen aus Abb. 4 ab:

$$y = s_g - s, \text{ also } \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d^2 s_g}{dt^2} - \frac{d^2 s}{dt^2} = b_{A_2} - b_A.$$

Wir sehen nun, etwas abweichend von der Wirklichkeit, die seitliche Durchbiegung der gespannten Fahrzeug- und Oberbauteile als rein elastisch an, d. h. sehen von der stets vorhandenen Dämpfung ab; dann besteht die Bezeichnung:

$$Y_T = p_A \cdot y = M_A \frac{d^2 s}{dt^2} = M_A \cdot b_A \text{ oder } b_A = y \frac{p_A}{M_A}.$$

Somit erhalten wir die Differentialgleichung für  $y$ :

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{p_A}{M_A} y = b_{A_2}.$$

Die allgemeine Lösung dieser Gleichung lautet, wie in meiner Arbeit von 1930 gezeigt:

$$y = \frac{M_A}{p_A} \left[ b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + 2 c_1 \frac{p_A}{M_A}} \cdot \sin \left\{ (t - c_2) \sqrt{\frac{p_A}{M_A}} \right\} \right] \dots 4).$$

Die Konstanten  $c_1$  und  $c_2$  bestimmen sich daraus, daß bei  $t = 0$  Beginn der Ablenkung des Fahrzeugs,

$$y = 0, \quad \frac{dy}{dt} = v \cdot \alpha_0, \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = b_{A_2}$$

ist, zu:

$$c_1 = \frac{v^2 \cdot \alpha_0^2}{2} \text{ und } c_2 = \sqrt{\frac{M_A}{p_A}} \cdot \text{arc tg} \left( \frac{b_{A_2}}{v \cdot \alpha_0} \sqrt{\frac{M_A}{p_A}} \right) \dots 4a);$$

mithin ist nach der oben aufgestellten Beziehung  $Y_T = p_A \cdot y = M_A \cdot b_A$  die gesuchte Querbeschleunigung

$$b_A = b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{p_A}{M_A}} \cdot \sin \left\{ (t - c_2) \sqrt{\frac{p_A}{M_A}} \right\} \dots 5)$$

$$b_{A_{\max}} = b_{A_2} + \sqrt{b_{A_2}^2 + v_0^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{p_A}{M_A}} \dots 5a)$$

bei

$$t = t_1 = c_2 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_A}{p_A}} \dots 6).$$

$b_A$  ist also gleich der konstanten Querbeschleunigung  $b_{A_2} = \frac{v^2}{R}$  zuzüglich einer zeitlich nach einer Sinuslinie mit der Kreisfrequenz  $\omega_1 = \sqrt{\frac{p_A}{M_A}}$  stark veränderlichen Querbeschleunigung, die mit  $b_{A_2}$ , dem Anlaufwinkel  $\alpha_0$  und der Seitensteifigkeit der gespannten Teile wächst. Die Zeit  $t_1$  sinkt mit zunehmenden  $v \cdot \alpha_0$  und zunehmendem  $\omega_1 = \sqrt{\frac{p_A}{M_A}}$ . Bei  $\alpha_0 = 0$  ist  $b_A = b_{A_2} \left\{ 1 + \sin \left( t \sqrt{\frac{p_A}{M_A}} - \frac{\pi}{2} \right) \right\}$  und  $b_{A_{\max}} = 2 b_{A_2}$ , auftretend bei dem verhältnismäßig großen  $t_1 = \pi \sqrt{\frac{M_A}{p_A}}$ . Der kleinstmögliche Wert von  $\frac{b_{A_{\max}}}{b_{A_2}}$  ist also immer noch doppelt so groß wie  $b_{A_2} = \frac{v^2}{R}$ , mit dem man gewöhnlich rechnet. Meistens ist  $\frac{b_{A_{\max}}}{b_{A_2}}$  erheblich größer. Zu Beginn der Ablenkung, zur Zeit  $t = 0$ , ist  $b_A = 0$ ,  $t_1$  ist meist erheb-

lich kleiner als  $t'$ , die Zeit bis zum größten seitlichen Ausschlag des gefederten Teils, d. h.  $b_A$  erreicht seinen positiven Höchstwert erheblich früher als die Tragfederzusammendrückung  $z$ ; bei Auftreten von  $+z_{\max}$  liegt  $b_A$  im allgemeinen schon wieder tief unter  $+b_{A_{\max}}$ , siehe Tafel 15 unten.

Mit  $b_{A_2} = 0$  gelten die Gl. 4) bis 6) für Anlauf des Fahrzeugs an eine Schiene in der Geraden, der bekanntlich sehr häufig vorkommt.  $\alpha_{0_{\max}}$  ist dann durch das Querspiel der seitenfesten Endradsätze im Gleis und deren Radstand bestimmt.

Der Krümmungshalbmesser des Sonderbogens der Anlauferscheinung ist  $= \frac{v^2}{b_A}$ , also z. Z.  $t = 0$  unendlich groß und nimmt dann schnell ab; sein Kleinstwert  $R_1$  ist stets erheblich kleiner als  $R = \frac{v^2}{b_{A_2}}$ ;  $R_1$  kann höchstens  $= \frac{R}{2}$  sein, ist meist noch erheblich kleiner.

$\underline{p_A}$  und  $\underline{M_A}$  sind noch zu bestimmen. Bei der seitlichen elastischen Verschiebung des anlaufenden Radsatzes gegenüber dem nicht deformierten Gleisbogen werden elastisch gespannt vor allem das anlaufende Rad und die angelaufene Schiene, weiter die Achswelle des anlaufenden Radsatzes und Rahmenteils des Fahrzeugs einerseits, die Schwellen mit Schienenbefestigung und die Bettung des Oberbaus andererseits. Alle diese Teile sind als Federn hintereinander geschaltet. Haben sie einzeln die Federkonstanten  $p_1 \div p_n$ ,

so ist  $p_A = \frac{1}{\frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} + \dots + \frac{1}{p_n}}$ . Bei der Federkonstanten

des Rades ist zu beachten, daß alle Umfangsteile des umlaufenden Rades periodisch nacheinander ge- und entspannt werden, daß also jeder in Absätzen bis zum Höchstmaß angespannt wird, und daß die verschiedenen Umfangsteile verschieden stark gespannt werden. Da ein mit Kurbel und Gegengewicht versehenes Rad in seinen verschiedenen Sektoren zwischen Nabe und Umfang ganz verschiedenen steif gegen waagerechte Schienenquerkräfte  $Y$  ist, ist auch sein  $p$  ganz verschieden je nach der Stelle, mit der das Rad gerade die Schiene berührt. Das  $p$  der Schiene ist verschieden je nach der Lage des wandernden Angriffspunkts der Kraft  $Y$  zu den Schwellen. Diese beiden  $p$  sowie die der übrigen genannten Glieder können rechnerisch kaum erfaßt werden, es bleibt hier vorläufig nur eine Schätzung übrig, natürlich ein rohes Verfahren. Hier sind planmäßige Versuche sehr am Platze.

$M_A$ , den für die Zeitdauer  $t = 0$  bis  $t = t'$  als konstant angesehenen Mittelwert von  $M_A'$ , erhalten wir überschlägig in folgender Weise. Die ungefederte Fahrzeugmasse  $\lambda \cdot M$  wird mit  $\epsilon_z'$  winkelbeschleunigt um eine lotrechte Achse  $Z-Z$ , die z. Z.  $t = 0$  durch den Reibungsmittelpunkt, z. Z.  $t_1$  des Auftretens von  $b_{A_{\max}}$  angenähert durch das Fahrzeughinterende, z. Z.  $t'$  des Auftretens von  $z_{\max}$  durch einen hinter dem Fahrzeugende liegenden Punkt geht. Wir wollen für die betrachtete Zeit eine feste Lage im Fahrzeughinterende annehmen.

$\epsilon_z'$  wird demnach hier  $= \frac{b_A}{1-u} = \epsilon_{z_m}'$  gesetzt. Die gefederte Fahrzeugmasse  $M$  wird absolut winkelbeschleunigt mit  $\epsilon$ , das sich aus  $\epsilon_z'$  und dem stark veränderlichen  $\epsilon_x$  in der oben angegebenen Weise zusammensetzt.  $\epsilon_z'$  ist oben zu  $\epsilon_{z_m}'$  bestimmt.  $\epsilon_x$  ist während der Zeit  $t = 0$  bis  $t = t_z$  des Beginns der Seitenneigung des gefederten Teils, das noch zu bestimmen ist,  $= 0$  und wird dann bei positivem Ausschlag  $z$ , d. h. Ausweichen des gefederten Teils nach außen, positiv. Es wächst, nimmt ab und wird wieder  $= 0$ , sobald der gefederte Teil seine größte Ausweichgeschwindigkeit  $\int \epsilon_x dt$  hat. Weiter wird es negativ und erreicht z. Z.  $t'$ , d. h. sobald der gefederte

Teil bei seinem größten Ausschlag nach außen, gekennzeichnet durch  $+z_{\max}$ , die Ausweichgeschwindigkeit  $o$  hat, seinen größten oder einen sehr großen negativen Wert. Während der ganzen Zeit  $t = 0$  bis  $t = t'$  muß das positive  $\int \epsilon_x dt$  ebenso groß sein wie das negative  $\int \epsilon_x dt$ . Demgemäß wollen wir in unserer Näherungsermittlung von  $M_A$  das veränderliche positive und negative  $\epsilon_x$  ersetzen durch das konstante  $\epsilon_{z_m} = 0$ . Dann fällt das  $\epsilon$  des gefederten Teils mit dem  $\epsilon_{z_m}'$  zusammen: d. h. wir sehen das ganze Fahrzeug von der Gesamtmasse  $M'$  als in sich starr und während der fraglichen Zeit mit  $\epsilon_{z_m}' = \frac{b_A}{1-u}$  um eine in seinem Hinterende liegende Z-Z-Achse winkelbeschleunigt an. — Diese Vereinfachung sei nur für die Ermittlung von  $b_A$  vorgenommen! —

Zur weiteren Ermittlung von  $M_A$  müssen wir den Massenwiderstand dieses Fahrzeugs bestimmen. Dazu sehen wir es als unendlich schmal an, dann wird sein Massenwiderstand zu einem rein quer gerichteten  $S'$ . — Daß diese Vernachlässigung zulässig ist, wird unten nachgewiesen. —  $S'$  stellen wir bildlich dar nach Abb. 5, indem wir in A den spezifizierten quergerichteten Trägheitswiderstand dieses Querschnitts  $b_A \frac{M'}{l}$  senkrecht zur Fahrzeuglängsachse VH auftragen =  $\overline{AB}$  und durch H und B die Gerade HBU ziehen: dann ist der Inhalt des Dreiecks HUV, nämlich  $\frac{b_A}{2} M' \frac{1}{1-u}$ , der quergerichtete

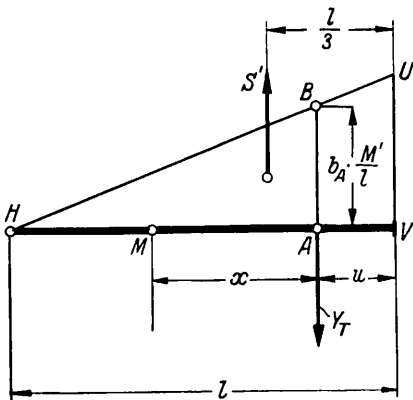


Abb. 5.

Trägheitswiderstand  $S'$  des ganzen als starr angesehenen Fahrzeugs, der in Höhe des Schwerpunkts dieses Dreiecks angreift.

Solange das Fahrzeug nur an einem Punkte, wie hier bei A, geführt wird, verteilt sich ein solcher Widerstand, sofern er nicht sehr nahe am Reibungsmittelpunkt des Fahrzeugs liegt, ziemlich genau nach den Hebelgesetzen auf jenen

Führungspunkt, den Angriffspunkt des gesamten Führungsdrucks  $Y = Y_S + Y_T$  und auf den Reibungsmittelpunkt M des Fahrzeugs. Das ist hier der Fall. Der auf A entfallende Teil von  $S'$  ist  $Y_T$ . — natürlich immer nur unter den vorläufigen vereinfachenden Annahmen, daß die Z-Achse im Fahrzeughinterende liegt und daß  $\epsilon_x = 0$  sei, die nur zur Ermittlung von  $b_A$  gemacht werden! — Der auf M entfallende Teil von  $S'$  interessiert uns nicht. Somit erhalten wir die Momentengleichung um M:

$$Y_T \cdot x = M_A \cdot b_A \cdot x = S' \left( x + u - \frac{1}{3} \right) = \frac{b_A}{2} M' \frac{1}{1-u} \left( x + u - \frac{1}{3} \right)$$

und daraus:

$$M_A = \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x + u - \frac{1}{3}}{x}$$

In Wirklichkeit dürfte infolge der in diesem Ausdruck nicht berücksichtigten Durchbiegung der Schienen nach unten  $M_A$  etwas kleiner sein. Wir wollen diesen Einfluß durch einen Faktor  $k$ , den wir zu 0,75 bis 0,95 schätzen, berücksichtigen und erhalten dann:

$$M_A = k \cdot \frac{M'}{2} \cdot \frac{1}{1-u} \cdot \frac{x + u - \frac{1}{3}}{x} \dots \dots \dots 7).$$

$y$  und  $b_A$  wachsen zunächst von Null auf einen positiven Höchstwert, nehmen dann ab und werden negativ, u. U. noch vor dem Zeitpunkt  $t'$  des stärksten Ausschlags der gefederten Teile nach außen, s. Tafel 15 unten. Die Gl. 4) und 5) für  $y$  und  $b_A$  gelten nur, solange  $y > -e$  (s. S. 171 oben),

also  $b_A > -\frac{Y_S}{M_A}$  ist. Bei noch größerem negativem  $y$  und  $b_A$  hört die bisherige Federwirkung von Rad und Schiene auf und wirkt die angenähert konstante statische Richtkraft  $P_S$  eine Weile allein dämpfend auf  $-y$ . Über diesen Punkt hinaus seien  $y$  und  $b_A$  hier nicht genauer verfolgt. Er liegt im allgemeinen später als der Zeitpunkt  $t'$  der stärksten Tragfederzusammendrückung  $z_{\max}$ . Die Bahn von A dürfte nach der Überschreitung des durch  $b_A < -\frac{Y_S}{M_A}$  gekennzeichneten Punktes nach einigen kleineren Ausschlägen bald in die des gleichmäßig deformierten Gleisbogens einlaufen. Weiter ist Voraussetzung für die Gültigkeit der Gl. 4) und 5), daß das anlaufende Rad nicht nach oben ausweicht, nicht mit seinem Spurkranz auf die Schiene aufklettert. Meistens ist wohl diese Voraussetzung erfüllt. Dies aber immerhin mögliche und gefährliche Ausweichen des Rades nach oben wird unten behandelt.

Federzusammendrückung und -Dehnung z.

$z$  als  $f(t)$  erhalten wir, nachdem  $b_A$  als  $f(t)$  bekannt ist, aus Gl. 3), indem wir darin  $\epsilon_x = \frac{d^2 z}{dt^2} \cdot \frac{1}{o}$  setzen. Dann lautet diese Differentialgleichung:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + z \frac{2n \cdot o^2 \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} = b_A \cdot \frac{q - e}{q} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} - \frac{2n \cdot o^2 \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \cdot \eta \dots 8).$$

Dieser Ausdruck gilt, wie 3), mit der Einschränkung, daß zu Beginn des Einschwenkens  $\frac{d^2 z}{dt^2} \geq 0$  bleibt. Im Augenblick  $t = 0$  des Beginns des Einschwenkens oder der Anlauferscheinung ist  $z = 0$  und, wie wir soeben gesehen haben,  $b_A = 0$ . Im weiteren Verlauf steigen  $b_A$  und  $q$ , also auch  $\frac{q - e}{q}$ . Würden wir für diesen Zeitpunkt  $t = 0$  das  $\eta$  mit seinem vollen positiven oben ermittelten Wert einsetzen, so würde  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  negativ werden; das ist wegen der passiven Natur der

Reibung, wie bereits oben gesagt, nicht möglich:  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  ist also in diesem Augenblick  $= 0$ . Der durch  $z$  gekennzeichnete Ausschlag des gefederten Teils wird durch die Beschleunigung  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  erzeugt;  $z$  bleibt daher auch im weiteren Verlauf noch

so lange  $= 0$ , wie  $\frac{d^2 z}{dt^2} = 0$  ist. Wir bekommen mithin dasjenige  $b_A = b_{Az}$ , bei dem  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  und  $z$  beginnen, über  $+0$  herauszuwachsen, indem wir in Gl. 8) den vollen positiven Wert von  $\eta$  einsetzen und  $\frac{d^2 z}{dt^2}$  und  $z = 0$  setzen. So erhalten wir:

$$b_{Az} = \frac{q_z}{q_z - e} \cdot \frac{2 \cdot o \cdot n \cdot Q}{M \cdot h} \cdot \eta \dots \dots \dots 9).$$

Darin ist  $q_z$  zunächst zu schätzen und nachträglich zu kontrollieren. Den zugehörigen Zeitpunkt  $t_z$  erhalten wir aus Gl. 5) für  $b_A$ , indem wir darin  $b_A = b_{Az}$  setzen und sie nach  $t$  auflösen zu:



$$t_z = c_2 - \sqrt{\frac{M_A}{P_A}} \arcsin \frac{b_{A2} - b_{Az}}{\sqrt{b_{A2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_A}}} \dots (10).$$

Den Vorgang des Ausschwingens des gefederten Teils aus der Mittellage wollen wir von diesem Zeitpunkt  $t_z$  an rechnen, demgemäß für ihn diesen Zeitpunkt mit  $t = 0$  bezeichnen.

$q$  ist zu diesem Zeitpunkt  $t = 0$  bzw.  $= t_z$  bereits merklich größer als der Abstand  $x_0$  des A-Querschnitts vom Reibungsmittelpunkt, der leicht angenähert ermittelt werden kann, und wächst stetig, dürfte z. Z.  $t_1$  des Auftretens von

$$\frac{d^2 z}{d t^2} = \left[ b_{A2} + \sqrt{b_{A2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\} \right] \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_z} - \frac{2 n \cdot o^2 \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} \cdot z - \frac{2 n \cdot o^2 \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta$$

oder anders geordnet:

$$\frac{d^2 z}{d t^2} + \frac{2 n \cdot o^2 \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} \left( z - b_{A2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m} \cdot \frac{M \cdot h^2}{2 n \cdot o^2 \cdot p} + \frac{Q}{p} \eta \right) = \frac{o}{h} \cdot \frac{q_m - e}{q_m} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} \sqrt{b_{A2}^2 + v^2 \cdot \alpha_0^2 \cdot \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\}.$$

oder zusammenfassend bezeichnet:

$$\frac{d^2 (z - z_0)}{d t^2} + C (z - z_0) = D \cdot \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\}.$$

Darin ist  $z_0$  konstant, so daß

$$\frac{d^2 z}{d t^2} = \frac{d^2 (z - z_0)}{d t^2}$$

gesetzt werden konnte. Das ist die Differentialgleichung einer erzwungenen Schwingung mit Reibungsdämpfung, erregt

durch eine Sinusschwingung von der Kreisfrequenz  $\sqrt{\frac{P_A}{M_A}}$ .

$$z = z_0 + \frac{D}{C - \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\} - \frac{D \cdot \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \cos \left\{ (c_2 - t_z) \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\}}{\left( C - \frac{P_A}{M_A} \right) \sqrt{C}} \cdot \sin \left\{ t \sqrt{C} \right\} + \left( \frac{D}{C - \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ (c_2 - t_z) \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\} - z_0 \right) \cos \left\{ t \sqrt{C} \right\} \dots \dots \dots (11).$$

Fassen wir die beiden letzten Summanden zu einer Sinusfunktion zusammen, so sehen wir, daß die erzwungene Schwingung aus zwei übereinander gelagerten Sinusschwingungen besteht, deren eine die Kreisfrequenz

$$\omega_2 = \sqrt{C} = \sqrt{\frac{2 n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} + \frac{2 n \cdot p}{o^2}}$$

der Eigenschwingung des gefederten Teils und deren andere

die Kreisfrequenz  $\omega_1 = \sqrt{\frac{P_A}{M_A}}$  der Erregerschwingung oder

derjenigen von  $b_A$  hat. Resonanz zwischen beiden Schwingungen, also sehr großes  $z_{max}$ , tritt auf bei

$$C = \frac{2 n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} = \frac{P_A}{M_A} \text{ oder } o = \sqrt{\frac{P_A}{2 n \cdot p} \cdot \frac{M \cdot h^2 + J_x}{M_A}}.$$

Bei gewissen Lokomotivbauarten kann  $o$  diesem Wert ziemlich nahe kommen. Diese Ausdrücke für  $z$  zeigen, daß  $z$  wächst mit zunehmendem  $h$  und mit abnehmendem  $n$ ,  $p$  und  $o$ , also mit Zunahme der Schwerpunkthöhe, der Anwendung von Querausgleich und der Tragfederweichheit und mit Abnahme der Breite der Federbasis. Die Abhängigkeit zwischen  $b_A$  und  $z$  ist sehr verwickelt. Dieser Ausdruck für  $z$  gilt natürlich nur für das erste Ausschwingen des gefederten Teils nach außen von  $z = 0$  bis  $z = +z_{max}$ ; denn beim Zurück-

$b_{Amax} \sim 1 - u$  sein. Das Verhältnis  $\frac{q - e}{q}$  dürfte z. Z.  $t_2$

des Endes der Anlauferscheinung im allgemeinen nicht weit unter 1 liegen.  $t'$ , der Zeitpunkt der stärksten Zusammendrückung  $z_{max}$  der Außenfedern, liegt im allgemeinen zwischen  $t_1$  und  $t_2$ . Wir wollen für die Dauer  $t_0 \div t'$  einen hiernach zunächst geschätzten und nachträglich kontrollierten konstanten Mittelwert  $q_m$  einsetzen — nur zur Ermittlung von  $z$ !

Setzen wir den Ausdruck der Gl. 5) für  $b_A$  und  $q = q_m$  in Gl. 8) ein, so erhalten wir aus ihr:

Wir bezeichnen  $z - z_0$  mit  $z_1$  und bekommen dann die Gleichung:

$$\frac{d^2 z_1}{d t^2} + C \cdot z_1 = D \cdot \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\}.$$

Das allgemeine Integral dieser vollständigen Gleichung zweiter Ordnung erhalten wir, indem wir zu dem speziellen von der Form  $z_{10} = a \sin(\omega t - \alpha)$  das allgemeine von der

Form  $z_{100} = e^{\lambda \cdot t}$  der freien Gleichung  $\frac{d^2 z_1}{d t^2} + C \cdot z_1 = 0$

hinzuzählen und beachten, daß bei  $t = 0 \dots z = 0$ , also

$z_1 = -z_0$  und  $\frac{d z_1}{d t} = \frac{d z}{d t} = 0$  ist. So bekommen wir:

$$z = z_0 + \frac{D}{C - \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ [t - (c_2 - t_z)] \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\} - \frac{D \cdot \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \cos \left\{ (c_2 - t_z) \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\}}{\left( C - \frac{P_A}{M_A} \right) \sqrt{C}} \cdot \sin \left\{ t \sqrt{C} \right\} + \left( \frac{D}{C - \frac{P_A}{M_A}} \sin \left\{ (c_2 - t_z) \sqrt{\frac{P_A}{M_A}} \right\} - z_0 \right) \cos \left\{ t \sqrt{C} \right\} \dots \dots \dots (11).$$

schwingen kehrt  $\eta$  sein Vorzeichen um. Damit sind alle Bestimmungsgrößen von  $\epsilon_x$  festgelegt, und es kann dieses selbst bestimmt werden.

Größe von  $\epsilon_x$ .

Das gesuchte  $\epsilon_x$  erhalten wir punktweise aus Gl. 3), indem wir darin für verschiedene Zeitpunkte  $b_A$  nach Gl. 5),  $z$  nach Gl. 11) berechnet einsetzen und  $q$  in der oben angegebenen Weise näherungsweise bestimmen. Während der Zeit  $t_0$  bis  $t_z$  ist  $\epsilon_x = 0$ , steigt dann schnell auf seinen positiven Höchstwert  $+\epsilon_{xmax}$ , sinkt darauf schnell, geht durch Null und erreicht im allgemeinen im Endzeitpunkt  $t'$  des Ausschwingens den größten negativen Wert  $-\epsilon_{xmax}$ , gleichzeitig mit  $+z_{max}$ . Da während der betrachteten Zeit  $+\int \epsilon_x dt = -\int \epsilon_x dt$  sein muß und  $\epsilon_x$  stets erst Ende des Ausschwingens negativ wird, ist  $-\epsilon_{xmax}$  stets erheblich größer als  $+\epsilon_{xmax}$ .

Zurückschwingen des gefederten Teils.

Nun betrachten wir noch kurz und überschlägig das Zurückschwingen des gefederten Teils aus der durch  $+z_{max}$  gekennzeichneten Außenlage. Sobald er im Augenblick  $t'$  umkehrt, wechselt  $\eta$  sein Vorzeichen und Gl. 3) lautet mit den gleichen Vereinfachungen wie oben für das Zurückschwingen:

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

Darin nimmt  $z$  von  $+z_{max}$  aus ab.  $q$  ist zu Beginn des Zurückschwingens, im Augenblick  $t'$ , schon recht groß und nimmt

weiterhin fast ständig zu; näherungsweise können wir  $\frac{q - e}{q}$  für das Zurückschwingen = 1 setzen.  $b_A$  hat z. Z.  $t'$  wohl meistens noch einen kleinen positiven Wert, sinkt dann etwas unter 0 und wird nach einigen Schwankungen =  $b_{A_2}$ . Sein Verlauf ist rechnerisch kaum einigermaßen genau zu erfassen. Wir wollen, etwas zu ungünstig,  $b_A$  für die ganze Dauer des Zurückschwingens =  $b_{A_2}$  setzen. Für diese nur recht grobe

$$z = \frac{J_x + M \cdot h^2}{2 n \cdot o^2 \cdot p} \left[ b_{A_2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} + \frac{2 o^2 \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta + \left( z_{\max} \cdot \frac{2 n \cdot o^2 \cdot p}{J_x + M \cdot h^2} - b_{A_2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} - \frac{2 o^2 \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta \right) \cos \left\{ t \sqrt{\frac{2 n \cdot o^2 \cdot p}{J_x + M \cdot h^2}} \right\} \dots \dots \dots 12)$$

oder zusammenfassend bezeichnet:

$$z = \frac{1}{C} \left[ B + (z_{\max} \cdot C - B) \cos \left\{ t \sqrt{C} \right\} \right] \dots \dots 12a)$$

Der gefederte Teil schwingt zurück bis auf

$$z_{\min} = 2 \frac{B}{C} - z_{\max} \dots \dots \dots 12b)$$

$$\text{in der Zeit } t = t'' = \frac{\pi}{\sqrt{C}} \dots \dots \dots 12c)$$

In der durch  $z_{\min}$  gekennzeichneten Lage kommt der gefederte Teil meistens endgültig zur Ruhe; nur bei sehr kleiner Tragfederreibung schwingt er nochmals nach außen aus. Ist  $z_{\max} \cdot C < B$ , so schwingt der gefederte Teil überhaupt nicht zurück aus seiner durch  $z_{\max}$  gekennzeichneten Außenlage; das kann bei großem  $\eta$  vorkommen. Setzen wir (Gl. 12a) in den obigen Ausdruck für  $\epsilon_x$  ein, so erhalten wir:

$$\epsilon_x = - \frac{z_{\max} \cdot C - B}{o} \cos \left\{ t \sqrt{C} \right\} \dots \dots \dots 12d),$$

das nach einer Kosinuslinie schwankt zwischen

$$- \epsilon_{x' \max} = - \frac{z_{\max} \cdot C - B}{o}$$

bei  $t = t'$  und

$$+ \epsilon_{x' \max} = + \frac{z_{\max} \cdot C - B}{o}$$

bei  $t = t''$ . In Wirklichkeit ist  $-\epsilon_x$  zu Beginn des Zurückschwingens meist merklich kleiner, näher an Null, weil  $b_A$  dann meist kleiner ist als das hier angenommene  $b_{A_2}$ .

Im Augenblick  $t''$ , in dem der gefederte Teil meistens endgültig zur Ruhe kommt, springt dann  $\epsilon_x$  von  $+\frac{z_{\max} \cdot C - B}{o}$  auf 0 und verharnt weiterhin darauf; von da an verhält sich das Fahrzeug wie ein starres.

**Massenwiderstände.**

Nachdem  $b_A$ ,  $\epsilon_z'$  und  $\epsilon_x$  bekannt sind, können wir leicht die Massenwiderstände des Fahrzeugs bestimmen. In Abb. 6 ist schematisch im Grundriß ein Fahrzeug von der gleichmäßig über seine Länge  $l$  und seine Breite  $b$  verteilten Gesamtmasse  $M'$  dargestellt, das als Ganzes mit  $\epsilon_z'$  um die lotrechte längsverschiebliche Achse  $Z-Z$  winkelbeschleunigt wird, die in Abb. 6 in zwei verschiedenen Lagen  $Z_0$  und  $Z_1$  dargestellt ist. Ein Masseteilchen  $m$  im Abstand  $r$  von  $Z$  mit den Ordinaten  $t$  und  $p$  erfährt die Beschleunigung  $\epsilon_z' \cdot r$  und setzt ihr den Trägheitswiderstand  $m \cdot \epsilon_z' \cdot r$  entgegen, dessen längs- und quergerichtete Komponente  $m \cdot \epsilon_z' \cdot p$  und  $m \epsilon_z' \cdot t$  ist. Alle Masseteilchen des gleichen Abstandes  $p$  vom  $Z$ -Längsschnitt üben den gleichen längsgerichteten Widerstand  $m \cdot \epsilon_z' \cdot p$ , alle Masseteilchen des gleichen Abstandes  $t$  vom  $Z$ -Querschnitt üben den gleichen quergerichteten Widerstand  $m \cdot \epsilon_z' \cdot t$  aus. Auf die Einheit der Fahrzeugbreite  $b$  entfällt also der längsgerichtete spezifische Widerstand  $\frac{M'}{l} \cdot \epsilon_z' \cdot p$ , auf die

Annäherung an die Wirklichkeit erhalten wir aus der obigen Gleichung für  $\epsilon_x$  die Differentialgleichung:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + z \cdot \frac{2 o^2 \cdot n \cdot p}{M \cdot h^2 + J_x} - \left( b_{A_2} \cdot \frac{o}{h} \cdot \frac{M \cdot h^2}{M \cdot h^2 + J_x} + \frac{2 o^2 \cdot n \cdot Q}{M \cdot h^2 + J_x} \eta \right) = 0.$$

Wir rechnen hier  $t$  vom Beginn des Zurückschwingens an; dann lautet die Lösung dieser Gleichung nach meiner Arbeit von 1932:

$$\dots \dots \dots 12)$$

Fahrzeuginheiten der quergerichtete spezifische Widerstand  $\frac{M'}{l} \cdot \epsilon_z' \cdot t$ . Trägt man diese spezifischen Widerstände über der Breite  $OJ$  und der Länge  $VH$  des Fahrzeugs auf, erhält man in den Dreiecken  $MJT$  und  $MOW$  die längsgerichteten Trägheitswiderstände  $S_{z_1}$  und  $S_{z_2}$ , in den Dreiecken  $Z_0 V U_0$  und  $Z_0 H K_0$ , bzw. in dem Trapez  $V U_1 K_1 H$ , die quergerichteten Trägheitswiderstände  $S'_1$  und  $S'_2$  des als starr angesehenen Fahrzeugs. Sobald  $Z$  aus dem Hinterende  $H$  des Fahrzeugs nach hinten austritt, verschwindet  $S'_2$  und wird  $S'_1$  durch das Trapez  $V U_1 K_1 H$  dargestellt, das bei Hinausrücken von  $Z$  ins Unendliche zu einem Rechteck wird.  $\epsilon_z' \cdot t$  ist im  $A$ -Querschnitt =  $b_A$ .

Die beiden längs und einander entgegengesetzt gerichteten Trägheitswiderstände  $S_{z_1}$  und  $S_{z_2}$  müssen gleich groß sein, mithin auch die beiden Dreiecke  $MJT$  und  $MOW$ . Bei der angenommenen gleichmäßigen Verteilung der Fahrzeugmasse über der Fahrzeugbreite  $b$  muß die gemeinsame Spitze dieser beiden Dreiecke in der Fahrzeugmittellängsachse liegen und müssen  $S_{z_1} = S_{z_2} = \frac{M'}{8} \epsilon_z' \cdot b$  im Abstand  $\frac{b}{3}$  von  $M$  angreifen, mithin zusammen in bezug auf die  $Z-Z$ -Achse das Moment haben:

$$M_z = 2 \cdot \frac{b}{3} \cdot \frac{M'}{8} \epsilon_z' \cdot b = \frac{1}{12} M' \cdot \epsilon_z' \cdot b^2 \dots \dots 13).$$

Die Fahrzeugbreite  $b$  ist gegenüber der Fahrzeuglänge  $l$  stets klein;  $\epsilon_z'$  ist schon zu Beginn des Einfahrens klein und wird im weiteren Verlauf desselben bald  $\sim 0$ . Bei längeren Lokomotiven kann daher dies Moment  $M_z$  gegenüber dem Einfluß der quergerichteten Trägheitswiderstände auf die Führungskräfte des Fahrzeugs vernachlässigt werden; d. h. man kann das Fahrzeug auf die Breite 0 zusammengeschrumpft denken, s. oben.

Zusätzliche schwere Einzelmassen  $M_1$  im Abstand  $t_1$ ,  $p_1$  ihrer Schwerpunkte vom  $Z$ -Quer- bzw. Längsschnitt des Fahrzeugs können leicht durch Einzelwiderstände  $M_1 \cdot \epsilon_z' \cdot t_1$  bzw.  $M_1 \cdot \epsilon_z' \cdot p_1$ , in Höhe ihrer Schwerpunkte angreifend, berücksichtigt werden.

Den wirklichen quergerichteten Trägheitswiderstand des Fahrzeugs erhält man, indem man die vom Ausweichen des gefederten Teils der Masse  $M$  herrührende Trägheitskraft  $S_x = + M \cdot \epsilon_x \cdot h$  von dem Trägheitswiderstand des starren Fahrzeugs  $S'_1 - S'_2 = \Sigma S'$  abzieht. Da  $M$  und  $\epsilon_x$  über  $l$  konstant sein sollen, verteilt sich auch  $S_x = M \cdot \epsilon_x \cdot h$  gleichmäßig über  $l$ . Trägt man, wie in Abb. 6a, in die Darstellung von  $S'_1$  und  $S'_2$  noch die Linie  $FTG$  parallel zur Grundlinie und im veränderlichen Abstand  $\frac{M}{l} \cdot h \cdot \epsilon_x$  von ihr nach unten ein, so stellt der Inhalt des Rechtecks  $VFGH$  den Widerstand  $S_x$  und der Inhalt der Dreiecke  $TFU$  und  $TGK$  die wirklichen quergerichteten Massenwiderstände des Fahrzeugs  $S_1$  und  $S_2$  dar, die der Länge nach in den durch

die Schwerpunkte dieser Dreiecke gelegten Fahrzeugquerschnitten angreifen. Der wirkliche querverrichtete Trägheitswiderstand des Fahrzeugs S stellt sich also dar als Differenz der Flächen, die zwischen den Linien UK und FG liegen und vorn und hinten durch auf der Fahrzeuglängsachse in V und H errichtete Senkrechte begrenzt werden. Linie UK beginnt z. Z.  $t=0$  sich um  $Z_0$  rechts herum nach unten aus VH herauszudrehen. Ihr Schnittpunkt Z mit VH bewegt sich weiterhin fast ständig nach hinten, während ihr Abstand von VH im A-Querschnitt dem Gesetz von  $b_A$  folgt, also zunächst weiter nach unten hin zunimmt, im Augenblick  $t_1$  am größten ist  $= b_{A_{max}} \cdot \frac{M'}{l}$ , dann abnimmt, etwas unter 0 sinkt, wieder zunimmt und nach einigen Schwankungen den konstanten Wert  $b_{A_2} \cdot \frac{M'}{l}$  annimmt. Die sich nur parallel verschiebende Linie FG folgt dem Gesetz von  $\epsilon_x$ , tritt erst bei  $t=t_z$  aus VH heraus nach unten, erreicht meist etwas vor  $t=t_1$  den größten Abstand  $+ \epsilon_{x_{max}} \cdot h \cdot \frac{M'}{l}$  von VH, geht zurück, bei  $\epsilon_x=0$  durch VH nach oben hindurch, steigt weiter bis auf den größten Abstand  $- \epsilon_{x_{max}} \cdot h \cdot \frac{M'}{l}$  von VH z. Z.  $t'$ , springt in diesem Augenblick entsprechend dem Vorzeichenwechsel von  $\eta$  bei der Umkehr der Bewegungsrichtung des gefederten Teils ein Stück näher an VH heran bis auf  $- \epsilon'_{x_{max}} \cdot h \cdot \frac{M'}{l}$ , senkt sich dann im allgemeinen noch auf  $+ \epsilon'_{x_{max}} \cdot h \cdot \frac{M'}{l}$  und springt mit dem Ende der Neigebewegung des gefederten Teils in VH hinein.

Ein allgemeiner mathematischer Ausdruck für den wirklichen querverrichteten Trägheitswiderstand S des Fahrzeugs als Funktion der Zeit läßt sich kaum aufstellen. Es läßt sich auch nicht von vornherein sagen, zu welchem Zeitpunkt S am größten ist. Wir sind angewiesen auf punktweises Ermitteln von S in der angegebenen Weise. Der allgemeine Ausdruck für S als Funktion von  $b_A$  und  $\epsilon_x$  lautet nach Abb. 6 und 6a:

$$S = \Sigma S' - \epsilon_x \cdot h \cdot M$$

oder

$$1. \text{ für } q < (l-u):$$

$$S = S'_1 - S'_2 - \epsilon_x \cdot h \cdot M$$

$$= b_A \frac{M'}{q} \cdot \frac{(q+u)^2}{2l} - b_A \frac{M'}{q} \cdot \frac{[l-(q+u)]^2}{2l} - \epsilon_x \cdot h \cdot M \dots 14a).$$

$S'_1$  hat den veränderlichen Abstand  $\frac{q+u}{3}$  von V,  $S'_2$  den veränderlichen Abstand  $\frac{l-(q+u)}{3}$  von H,  $\epsilon_x \cdot h \cdot M$  ist in der Fahrzeugmitte bzw. in dessen Schwerpunkt  $S_0$  anzusetzen,

2. für den wichtigeren Fall  $q > (l-u)$ , bei Auflösung des Trapezes VUKH der Abb. 6 in das Rechteck VLKH und das Dreieck LUK, des entsprechenden Trägheitswiderstandes  $\Sigma S'$  in  $S'_3$  und  $S'_4$  ( $S'_3$  und  $S'_4$  sind in Abb. 6 nicht eingetragen):

$$S = S'_3 + S'_4 - \epsilon_x \cdot h \cdot M$$

$$= b_A \frac{M'}{q} (q+u-l) + b_A \frac{M'}{q} \cdot \frac{l}{2} - \epsilon_x \cdot h \cdot M \dots 14b).$$

Dann greifen  $S'_3$  und  $\epsilon_x \cdot h \cdot M$  in Fahrzeugmitte,  $S'_4$  im konstanten Abstand  $\frac{l}{3}$  von V, alle drei also an unveränderlicher Stelle, an.

Zu Beginn des Einfahrens liegt S ziemlich weit vorne und rückt bis zu dessen Ende bis in die Mitte des Fahrzeugs. Mit dem Ende des Einfahrens wird es gleich der Fliehkraft  $\frac{v^2}{R} \cdot M'$ .

Der Trägheitswiderstand des starr gedachten Fahrzeugs  $S'$  ist danach angenähert proportional  $b_A$ , nimmt also während der Zeit  $t'$  zunächst schnell zu bis auf  $+ S_{max}'$  und sinkt dann schnell, u. U. bis auf einen negativen Endwert. Der

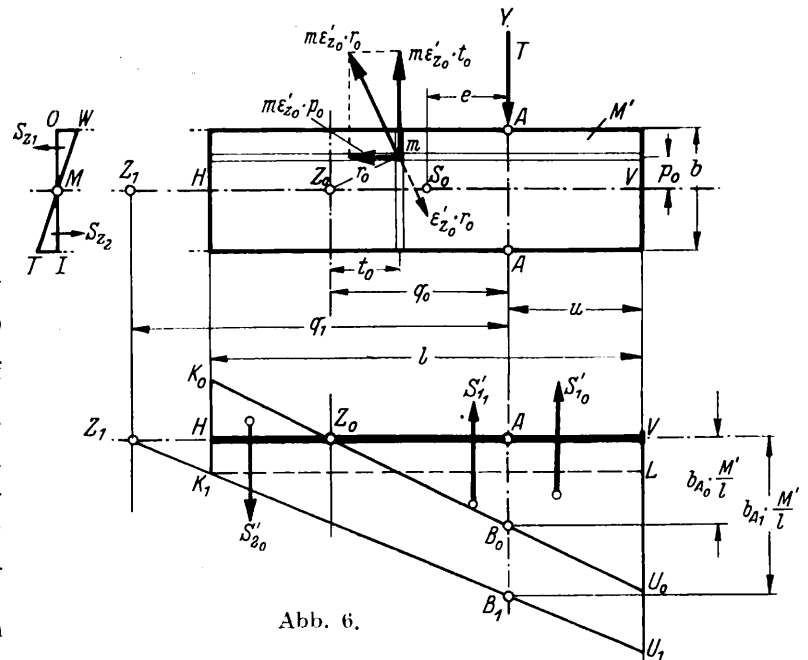


Abb. 6.

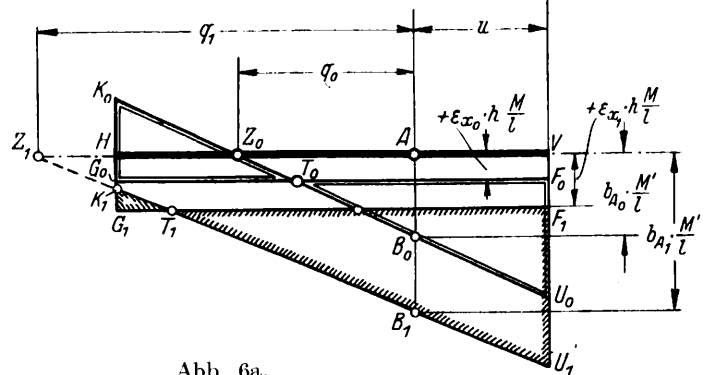


Abb. 6a.

wirkliche Trägheitswiderstand des Fahrzeugs ist immer die Differenz von  $S'$  und  $S_x = \epsilon_x \cdot h \cdot M$ , der Wirkung des Ausweichens des gefederten Teils. Da

$$\int_0^{t'} + \epsilon_x \cdot h \cdot M \cdot dt = \int_0^{t'} - \epsilon_x \cdot h \cdot M \cdot dt$$

sein muß, so verändert dies Ausweichen zwar den mittleren Trägheitswiderstand des Fahrzeugs

$$S_m = \frac{1}{t'} \int_0^{t'} S \cdot dt \text{ nicht, kann aber in günstiger Weise}$$

ausgleichend auf S wirken,  $S_{max}$  herabziehen. Da  $\epsilon_x$  ebenso wie  $b_A$  zunächst positiv und dann negativ wird, verlangsamt auf jeden Fall  $S_x = \epsilon_x \cdot h \cdot M$  das Anwachsen von S, und zwar bis zum Durchgang von  $\epsilon_x$  durch 0. Das ist von Vorteil, nicht nur, weil allgemein ein allmähliches Ansteigen eines Widerstandes günstiger ist als ein schnelles, sondern hier noch deswegen, weil gleiches S einen um so kleineren Beitrag zu den Führungskräften Y und P am führenden Vorderrad liefert, je später es auftritt; denn S rückt, wie wir gesehen haben, im Laufe des Einfahrens nach hinten vom Angriffspunkt A der Führungskräfte P und Y weg und verringert

damit seinen Beitrag zu ihnen. Damit nun weiter  $S_x$  den Wert  $S_{max}$  möglichst stark herabzieht, müssen  $b_A$  und  $\varepsilon_x$  der Zeit nach ziemlich gleichartig verlaufen, d. h. ziemlich gleichzeitig zu- und abnehmen. Dazu ist nötig vor allem ein bestimmtes Verhältnis der Kreisfrequenz der

Erregerschwingung  $\omega_1 = \sqrt{\frac{p_A}{M_A}}$  zur Kreisfrequenz der Eigen-

schwingung des gefederten Teils  $\omega_2 = \sqrt{\frac{2n \cdot p}{\frac{J_x}{o^2} + \frac{M h^2}{o^2}}}$ . Die

günstigste Übereinstimmung des zeitlichen Verlaufs von  $b_A$  und  $\varepsilon_x$  erfordert mit dem Verhältnis  $\frac{M_A}{p_A}$  eine Abstimmung

zwischen Fahrzeug und Gleis, die nur bei einem bestimmten Fahrzeug auf einem vorliegenden Gleis, nicht bei verschiedenen Fahrzeugen auf dem gleichen Gleis möglich ist. Bei schweren Lokomotiven mit vorderer steifer Führung durch die erste oder zweite Achse der üblichen Bauart dürften im allgemeinen  $b_A$  und  $\varepsilon_x$  mit ziemlich geringer zeitlicher Abweichung voneinander verlaufen, günstig zueinander liegen, s. Abb. 2, Taf. 15 unten. Hier kann durch großes  $S_x$  das  $S_{max}$  erheblich herabgezogen werden. Anders ist es oft bei Lokomotiven mit vorderem Drehgestell, namentlich solchen mit Einschaltung von Federn in den Führungsmechanismus. Durch diese im übrigen sehr vorteilhafte Anordnung, die wir unten genauer betrachten werden, kann  $M_A$  so stark verkleinert, das Anwachsen von  $b_A$  bzw. der  $b_A$  hier entsprechenden Querschleunigung so stark verlangsamt werden, daß sich die  $b_A$ - gegenüber der  $\varepsilon_x$ -Kurve so weit verschiebt, daß  $\varepsilon_x$  bereits negativ wird, bevor  $b_A$  seinen positiven Höchstwert  $b_{Amax}$  erreicht hat. Dann verlangsamt zwar auch  $S_x$  das Ansteigen von  $S$  bis zum Durchgang von  $\varepsilon_x$  durch 0, läßt es aber auf einen größeren Höchstwert ansteigen. Erheblich ist diese Vergrößerung von  $S_{max}$  durch  $S_x$  im allgemeinen nicht. Diese Vergrößerung von  $S_{max}$  hat aus dem oben angegebenen Grund nicht immer eine Vergrößerung von  $Y$  und  $P$  zur Folge.

Nun tritt das Ausweichen des gefederten Teils und mit ihm  $S_x$  nicht nur beim Einlaufen in einen Gleisbogen, sondern auch bei seitlichem Anlauf an eine Schiene in der Geraden bei den sehr häufigen Seitenstößen, die durch Gleisunregelmäßigkeiten oder sonstwie verursacht werden, auf. Der hierbei auftretende Anlaufwinkel kann leicht noch größer als  $\alpha_0$  beim Bogeneinlauf werden.  $b_A$  kann daher nach Gl. 5) trotz  $b_{A2} = 0$  recht groß werden und  $t_1$ , die Zeit vom Beginn des Erwachens von  $b_A$  bis zum Auftreten von  $b_{Amax}$ , ist nach Gl. 6) mit  $b_{A2} = 0$  stets kleiner als beim Bogeneinlauf. Infolgedessen liegt bei diesen sehr häufigen und wichtigen kurzen Seitenstößen in der Geraden die  $b_A$ -Kurve fast bei allen Fahrzeuggattungen, auch bei solchen mit Drehgestell und Federzwischenschaltung, der  $\varepsilon_x$ -Kurve meist zeitlich so nahe, daß  $S_x$  das Anwachsen von  $S$  nicht nur verlangsamt, sondern auch  $S_{max}$  herabzieht und im allgemeinen um so mehr, je größer  $S_x$  ist. Es ist also im allgemeinen möglichst großes  $S_x$  anzustreben.

Eine Vergrößerung von  $S_x = \varepsilon_x \cdot h \cdot M$  erreicht man nach Gl. 3) außer durch Vergrößerung von  $M$  durch Vergrößerung von  $h$ , der Höhenlage des Schwerpunkts des gefederten Teils über der  $X-X$ -Achse. Denn multipliziert man Gl. 3) mit  $h$ , so sieht man, daß das positive Glied von  $\varepsilon_x \cdot h$  mit wachsendem  $h$  zunimmt, die beiden negativen aber mit wachsendem  $h$  abnehmen, — unter der wohl immer erfüllten

Voraussetzung, daß  $h > \sqrt{\frac{J_x}{M}}$  ist. — Durch Höherlegung

des Schwerpunkts des gefederten Teils können also bei fast allen Fahrzeugen die kurzen Seitenstöße

in der Geraden gemildert und das Anwachsen der Führungskräfte beim Einlauf in Gleisbögen verlangsamt sowie bei vielen Fahrzeuggattungen diese stoßartigen Führungskräfte erheblich herabgesetzt werden. Außerdem steigt, wie sich aus den abgeleiteten mathematischen Beziehungen leicht ergibt, die Schwingungsdauer des Querneigens des gefederten Teils mit  $h$ . Tiefliegende große Massen, wie Tatzenlagerelektromotoren oder tiefliegende Verbrennungsmotoren und Dynamomaschinen sind mithin, besonders bei schnell fahrenden Fahrzeugen, sehr ungünstig. Aber weniger die Höhe des Schwerpunkts des ganzen Fahrzeugs über  $SO$  als die des Schwerpunkts des gefederten Teils über der  $X-X$ -Achse hat diese Wirkung, denn mit seinem unteren ungefederten Teil kann das Fahrzeug, abgesehen von einer kleinen und sehr ungleichförmigen Durchbiegung der Schienen nach unten, nicht ausweichen. Voraussetzung für diese günstige Wirkung ist vielmehr die Möglichkeit der Drehung eines oberen gegen einen unteren durch das Gleis gestützten und geführten Teil des Fahrzeugs um eine waagerechte Längsachse. Im gleichen Sinne wie eine Vergrößerung von  $h$  wirkt eine Verkleinerung von  $\eta$ .

$S_x = \varepsilon_x \cdot h \cdot M$  ist proportional  $h$  und  $M$ . Man sollte mithin im allgemeinen, soweit die Standsicherheit — s. unten — ausreicht, nicht nur  $h$ , sondern auch die gefederte Masse  $M$  gegenüber der ungefederten möglichst groß und  $\eta$  klein halten.

Das Ermöglichen, zweckmäßige Auffangen und Umkehren dieser Ausweichbewegung des gefederten Teils ist eine wichtige Aufgabe der Tragfedern.

Bei Einpunktberührung werden  $y$ ,  $b_A$  und  $S$  etwas kleiner, weil das anlaufende Rad nicht plötzlich gegen die gebogene Außenschiene schlägt, sondern schon früher einen allmählich anwachsenden Seitendruck erfährt, s. meine Arbeit über Entgleisungsgefahr in Gleisbögen\*).

Führungskräfte  $P$  und  $Y$  am anlaufenden führenden Rade.

$S$  und  $M_z$ , zusammen mit den Radgleitreibungswiderständen  $fQ'$  und etwa noch vorhandenen anderen statischen Widerständen, wie z. B. einer Tenderkupplungsseitenkraft, legen die Lage des Reibungsmittelpunkts des Fahrzeugs  $M$  und die Größe der gesamten Richtkraft  $P = P_s + Y_T$  und des gesamten Führungsdrucks  $Y = Y_s + Y_T$  des anlaufenden führenden Rades fest, vorausgesetzt, daß  $M$  nicht etwa schon geometrisch festgelegt ist durch Innen- oder Außenanlauf eines hinteren Radsatzes.  $S$  ist nicht nur in seiner Größe, sondern auch in seiner Lage mit einem Moment  $M_s$  in bezug auf  $M$  von Bedeutung. Zu Beginn des Einfahrens liegt  $S$  wie gesagt am weitesten vorne, verstärkt  $Y$  und  $P$  am meisten und rückt dann allmählich nach hinten der Fahrzeugmitte zu,  $P$  und  $Y$  immer weniger verstärkend. Im allgemeinen fällt daher  $S_{max}$  nicht mit  $M_{smax}$  zeitlich zusammen.  $M_z$  kann wie gesagt bei langen Lokomotiven vernachlässigt werden. Wir führen am bequemsten die Summe  $S = \sum S' - \varepsilon_x \cdot h \cdot M$  mit ihren einzelnen Summanden wie irgendwelche andere äußere querverrichtete Kräfte und  $M_z$  in eins der bekannten Verfahren zur Ermittlung von  $P$  und  $Y$  ein. Wir wählen das zwar nicht ganz genaue aber sehr einfache und durchsichtige Minimumverfahren. Es ist dargestellt in Abb. 1. Taf. 15 für Lage der  $Z-Z$ -Achse bereits hinter dem Fahrzeugende. In dieser Abbildung greifen  $S_3'$  und  $S_x = \varepsilon_x \cdot h \cdot M$  in  $C$ ,  $S_4'$  in  $D$  an.  $\vec{CG}$  ist die Momentenlinie von  $S_x - S_3'$ ,  $\vec{FG}$  die  $M_s$ -Linie. Die von ihrem Schnittpunkt  $E$  mit der Senkrechten durch  $A$  an die  $M$ -Linie des Fahrzeugs gelegte Berührende  $\vec{EB}$  legt mit ihrem Berührungspunkt  $B$  den Abstand  $x$  des Reibungs-

\* Ztg. Ver. mitteleurop. Eisenb.-Verw. 1932, Heft 43 und 44.

mittelpunkts M von A fest und ergibt  $P = 2f Q' \cdot \frac{FB}{AM}$ .

— Für  $\epsilon_x = 0$  würde sich das merklich größere

$$(P) = 2f Q' \frac{(F)(B)}{A(M)}$$

ergeben. —

Der gesamte Führungsdruck eines drei- oder mehrachsigen Fahrzeugs hat bei Einpunktberührung den Näherungsausdruck:

$$Y = P - f(Q' + \Delta Q').$$

Darin ist  $\Delta Q'$ , die Raddruckerhöhung durch den Anlauf, noch zu bestimmen. Wir erhalten es aus dem Plan der äußeren in lotrechter Querebene am anlaufenden Radsatz angreifenden Kräfte, dargestellt in Abb. 7 für einen Radsatz ohne Querausgleich, indem wir die Momentengleichung zum  $\mathcal{M}$  ansetzen: diese lautet mit der Annäherung  $\cos \xi_1 = 1$ :

$$\{Y - f(Q' - \Delta Q')\}r + 2.0(p.z + \eta Q) - 2.s.\eta.p.z = \Delta Q'.2.s.$$

Setzen wir darin  $Y = P - f(Q' + \Delta Q')$ , erhalten wir

$$\Delta Q' = (P - 2fQ') \frac{r}{2s} + \frac{0}{s}(p.z + \eta Q) - \eta p.z \dots 15).$$

Bei einem querausgeglichenen Radsatz fallen der zweite und dritte Summand fort, ist also  $\Delta Q'$  kleiner und unabhängig von z.

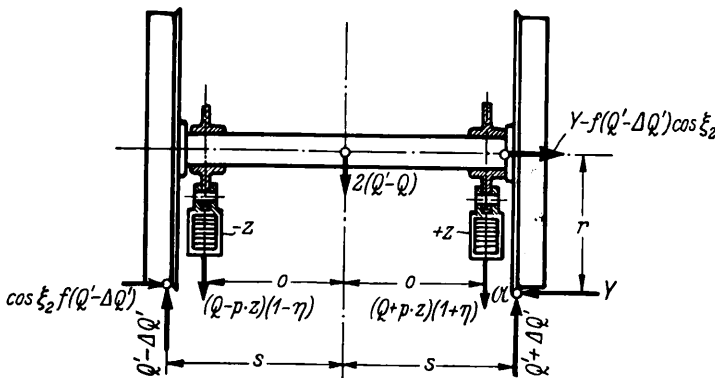


Abb. 7.

P und Y wachsen wie gesagt mit  $\mathcal{M}_s$ . Solange die Z-Z-Achse noch nicht weit hinter M liegt, also zu Beginn des Einfahrens, vergrößert der vordere Überhang des Fahrzeugs u das Moment  $\mathcal{M}_s$  und damit auch P und Y stark, wirkt er recht ungünstig, s. Abb. 6 und 6a. Je weiter diese Achse im Laufe des Einfahrens nach hinten rückt, desto schwächer wird dieser Einfluß von u, und er verschwindet ganz mit dem Ende des Einfahrens.

#### Zahlenbeispiel einer E-Lokomotive.

Ein Zahlenbeispiel gebe ein Bild von der Größenordnung der bisher ermittelten Werte. Eine E-Güterzuglokomotive ohne Querausgleich mit folgenden Daten:  $l = 11$ , Gesamtradstand = 6, Raddurchmesser  $D = 2r = 1,35$ , zweite und fünfte Achse so weit seitenverschieblich, daß ihr Spiel im Bogen nicht erschöpft wird, Überhang über die erste Achse  $u = 2,5$ ,  $h = 1,3$ ,  $o = 0,55$ ,  $e = 3,0$ , Gesamtgewicht kg 100000, Raddruck  $Q' = 10000$ ,  $\lambda = 0,25$ ,  $Q = 8000$ ,  $M' \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1} = 10200$ ,  $M = 8150$ ,  $J_x \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m} \sim 11000$ ,  $p \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-1} = 150000$ ,  $\eta = 0,05$  fahre ein in eine Weiche von  $R = 190$  und einer Überschneidung  $f_{\text{mm}} = 12$  mit  $V \text{ km/h} = 45$  oder  $v_{\text{m}} \cdot \text{s}^{-1} = \frac{45}{3,6} = 12,5$ .

Zur Ermittlung von  $p_A$  schätzen wir  $p_{\text{Rad}} = 2200000$ ,  $p_{\text{Achswelle}} = 2000000$ ,  $p_{\text{Rahmen}} = 2000000$ ,  $p_{\text{Schiene}} = 1200000$ ,  $p_{\text{Schwellen}} = 2000000$ ,  $p_{\text{Bettung}} = 2400000$  — was eher zu niedrig als zu hoch sein dürfte —, dann ist  $p_A \sim 310000$ .

Weiter ist  $\alpha_0 = 0,0135$  und nach Gl. 7) mit  $k \sim 0,92$  und  $x \sim 4,0 \dots M_A \sim 4300$ . Somit ist nach Gl. 4a) die Konstante  $c_2^s = 0,061$ , nach Gl. 4):

$$y^m = 0,0115 + 0,024 \sin(8,47t - 0,52),$$

nach Gl. 5):

$$b_{A \text{ms}^{-2}} = 0,82 + 1,65 \sin(8,47t - 0,52),$$

also  $b_{A \text{max}} = 2,47$  bei  $t_1^s = 0,247$  nach Gl. 6), ziemlich genau

dreimal so groß wie  $b_{A2} = \frac{v^2}{R} = 0,82$ ! Demgemäß ist

$$R_1 = \frac{v^2}{b_{A \text{max}}} = 63 \text{ gegenüber } R = 190! \text{ Der Einfluß der Anlauferscheinung ist also sehr erheblich!}$$

Zur Ermittlung von  $\epsilon_x$  brauchen wir noch  $t_z$  und z. Nach Gl. 9) ist das zugehörige  $b_{A2} \text{ms}^{-2} = 0,52$  mit Schätzung von  $q_z$  zu 5; es tritt auf nach Gl. 10) bei  $t_z = 0,04$ . Zur Ermittlung von z sei  $q_m$  geschätzt zu 8. Dann ist nach Gl. 11):

$$z^m = 0,0039 - 0,0045 \sin(8,47t - 0,18) + 0,0088 \sin 4,27t - 0,0047 \cos 4,27t,$$

mit t von Beginn des Ausschwingens an gerechnet: Wir erhalten  $z_{\text{max}}^{\text{mm}} = 18$  bei  $t' = 0,54$ , — von  $t_z$  an gerechnet —.

Nach Gl. 3) ist  $\epsilon_x^s = \frac{q - 3}{q} \cdot b_A \cdot 0,428 - 33,3z - 0,089$ .

Mit überschlägiger Ermittlung von q für verschiedene Zeitpunkte erhalten wir den in Abb. 2, Taf. 15 dargestellten Verlauf von  $b_A$  und  $\epsilon_x$  über t, also  $+\epsilon_{x \text{max}} = 0,51$  bei  $t = 0,2 + 0,04 = 0,24$  und  $-\epsilon_{x \text{max}} = 0,94$  zum Zeitpunkt  $t' = 0,58$ .  $+\epsilon_{x \text{max}}$  liegt also nur 0,007 Sek. vor  $b_{A \text{max}}$ ! und z. Z.  $t'$  des Auftretens von  $-\epsilon_{x \text{max}}$  ist  $b_A$  schon negativ = -0,73. Aber

dieser negative Wert ist noch kleiner als  $\frac{Y_S}{M_A}$ ; die Gl. 4) und 5) gelten noch.  $b_A$  und  $\epsilon_x$  liegen hier sehr günstig zueinander.

$S_x = \epsilon_x \cdot h \cdot M$  und  $\Sigma S' = S_1 - S_2$  bzw.  $S_3 + S_4$  als f(t) haben den in Abb. 2, Taf. 15 eingetragenen Verlauf, in der Zeit  $t = 0$  bis  $t = t' = 0,58$  Sek. S, die Differenz von  $\Sigma S'$  und  $S_x$ , ist nicht besonders dargestellt, nur als Abstand der beiden Kurven durch Schraffur verdeutlicht.  $\Sigma S'$  erreicht sehr schnell — in 0,24 Sek. — seinen sehr großen Höchstwert von 16500 kg; fast gleichzeitig erreicht  $\epsilon_x \cdot h \cdot M = S_x$  seinen positiven Höchstwert von 5350 kg, so daß es S in diesem Augenblick auf 11150 kg herabdrückt. Infolge dieser günstigen Lage der  $\epsilon_x$ - zur  $b_A$ -Kurve steigt S nur wenig darüber, nämlich auf 11600 kg z. Z.  $t_{S \text{max}} = 0,34$ . Ohne Ausweichen des gefederten Teils würde also  $S_{\text{max}}$  um 42% größer sein. Infolge dieser günstigen Lage sinkt S von  $t = 0,34$  an stetig bis auf den verhältnismäßig kleinen Wert von 3900 kg z. Z.  $t'$  trotz des großen  $-\epsilon_{x \text{max}} = 0,94$  zu dieser Zeit. Nach  $t'$  gehen  $b_A$  und S nach einigen kleineren Schwankungen bald auf die Werte des Durchfahrens:  $b_{A2} = 0,82 \text{ms}^{-2}$  und  $S = M' \cdot b_{A2} = 8360 \text{ kg}$  gleich der Fliehkraft über, in Abb. 2, Taf. 15 gestrichelt eingetragen. Der größte Massenwiderstand dieser Lokomotivgattung ist sehr groß, obwohl er durch das Ausweichen des gefederten Teils erheblich verringert wird. Großes h und  $\frac{M}{M'}$  und kleines  $\eta$  sind besonders erwünscht.

P und Y, P punktweise nach dem in Abb. 1, Taf. 15 dargestellten Minimumverfahren ermittelt, haben den in Abb. 2, Taf. 15 fortlaufend aufgezeichneten Verlauf. Sie beginnen im Augenblick  $t_0$  mit den statischen Werten  $P_S = 6650 \text{ kg}$  und  $Y_S = 4300 \text{ kg}$ , steigen dann schnell an auf die außerordentlich hohen Werte von  $P_{\text{max}} = 16800$  und  $Y_{\text{max}} = 13500 \text{ kg}$  bei  $t = 0,24$ , fallen stetig bis auf 6300 und 3700 kg bei  $t' = 0,58$  Sek. ab und gehen dann nach einigen kleineren Schwankungen auf die Werte des Durchfahrens von 8100 und 5600 kg über. Be-

merkwürdig ist, daß  $Y_{max}$  und  $P_{max}$  nicht durch  $S_{max}$ , sondern durch ein etwas früher auftretendes etwas kleineres  $S$  erzeugt werden, eine Folge der Verschiebung von  $S$  nach hinten im Lauf des Einfahrens. Das  $Y_{max}$  des Einfahrens von 13500 kg unter Wirkung von  $S = 11150$  kg ist 2,4mal so groß, wie das  $Y$  des Durchfahrens von 5600 kg unter Wirkung der Fliehkraft von 8360 kg! Auch die  $(Q' + \Delta Q')$ -Kurve ist in Abb. 2, Taf. 15 eingezeichnet: sie liegt durchweg über der  $Y$ -Kurve, eine unmittelbare Entgleisungsgefahr besteht also bei  $\beta_{max} = 60^\circ$  nicht, wohl aber bei  $\beta_{max} = 54^\circ$ , wie unten nachgewiesen werden wird;  $\Delta Q'$  steigt bis auf 6400 kg, d. h. bis auf  $0.64 Q'$ ! Ebenso groß ist die gleichzeitige Entlastung des Innenrades der Vorderachse! Auf Taf. 15 ist die Ermittlung von  $P_{max}$  z. Z.  $t = 0,24$  mit  $S_3' = 580$ ,  $S_4' = 15900$ ,  $+ \epsilon_x \cdot h \cdot M = 5370$  durch den Linienzug C G E B M F dargestellt.  $P^{(Q)}$  ist  $= 2 \frac{BF}{AM} = 16800$  kg. Für  $\epsilon_x = 0$  würde der Linienzug C (G) (E) (B) (M) (F) (P)  $= 2 \frac{(B)(F)}{A(M)} f Q = 17900$  kg ergeben.

Aufklettern des anlaufenden Rades auf die Schiene.

Oben ist darauf hingewiesen, daß  $b_A$  beim ersten Ausweichen des gefederten Teils nach außen nur dann den sinusförmigen Verlauf nach Gl. 5) bis zu seinem

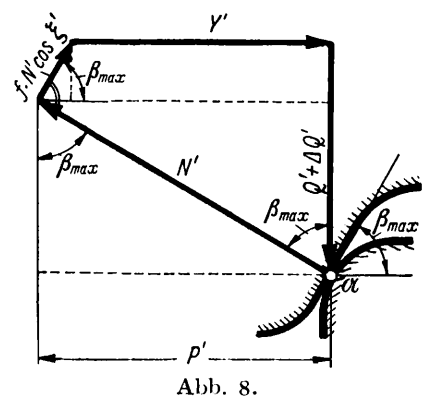


Abb. 8.

Höchstwert  $b_{A_{max}}$  nimmt, wenn das anlaufende Rad nicht vor Erreichen von  $b_{A_{max}}$  nach oben ausweicht.

Dies Ausweichen nach oben ist ein Aufklettern des Spurkranzes auf den Kopf der angelaufenen Schiene. Das Rad macht sich dadurch Luft, überschreitet damit die Entgleisungsgrenze und läßt die Entgleisungsgefahr akut werden. Meistens steigt es nicht auf: wir wollen jetzt feststellen, wann, bei welcher Richtkraft, das Rad aufsteigt.

Sobald es beginnt aufzusteigen, berührt es die Schiene nur noch seitlich am Spurkranz im Punkt  $\mathcal{A}$  unter dem Flankenwinkel  $u_{max}$ , s. Abb. 8, ganz gleich, ob vorher Ein- oder Zweipunkt- oder Einlinienberührung bestand. Das Rad steigt im allgemeinen nur ganz langsam auf, d. h. es rutscht im Punkt  $\mathcal{A}$  noch nach unten — nicht nach oben! — ab, nur nicht soviel, wie es beim schrägen Anrollen gegen die Schiene aufsteigt: es steigt als Ganzes mehr auf, als es in  $\mathcal{A}$  abrutscht, hebt sich im ganzen langsam. Dann ergibt die Bedingung des Gleichgewichts der äußeren in lotrechter Querebene am anlaufenden Rad angreifenden Kräfte den Kräfteplan der Abb. 8. Darin bedeutet  $N'$  den Normaldruck zwischen Rad und Schiene,  $\xi'$  den Winkel, den die Gleitrichtung des Rades in  $\mathcal{A}$  mit der lotrechten Querebene des Radsatzes einschließt,  $N' \cdot f \cdot \cos \xi'$  den sich dem Abrutschen des Rades in lotrechter Querebene widersetzen den Gleitreibungswiderstand und  $Y'$  den gesamten an  $\mathcal{A}$  angreifenden statischen und dynamischen Führungswiderstand des Fahrzeugs beim Anlauf. Die waagerechte Projektion des Normaldruckes  $N'$  stellt auch hier die Richtkraft  $P'$  dar, die uns zur Überwindung der verschiedenen Widerstände zur Verfügung steht. Aus dem Kräfteplan lesen wir ab:

$$Q' + \Delta Q' = N' \cdot \cos \beta_{max} + N' \cdot f \cdot \sin \beta_{max}$$

und

$$P' = N' \cdot \sin \beta_{max}$$

woraus sich ergibt

$$P' = \frac{Q' + \Delta Q'}{\cotg \beta_{max} + f \cos \xi'} \dots \dots \dots 16)$$

Darin kann  $\cos \xi'$  bei Fahrzeugen mit mehr als zwei Achsen  $= 1$  gesetzt werden.

$\Delta Q'$  hat bei solchen Fahrzeugen für einen nicht quer ausgeglichenen Radsatz, unter Vernachlässigung der kleinen Druckerhöhung, die das anlaufende und aufkletternde Rad infolge Hebens gegenüber den übrigen Rädern erfährt, den Näherungsausdruck 15). Setzen wir diesen Ausdruck in (Gl. 16) ein, erhalten wir

$$P' \sim Q' \frac{1 - \frac{r}{s} \cdot f}{\cotg \beta_{max} + f - \frac{r}{2s}} + \frac{\frac{0}{s}(p \cdot z + \eta Q) - \eta p \cdot z}{\cotg \beta_{max} + f - \frac{r}{2s}} \dots 17)$$

Bei Querausgleich des anlaufenden Radsatzes fällt das zweite Glied fort, wird also  $P'$  etwas kleiner. Dies  $P'$  ist diejenige Richtkraft, die von der Außenschiene auf ein langsam aufsteigendes anlaufendes Rad ausgeübt wird. Die während der Anlauferscheinung zur Überwindung aller vorhandenen Schwenkwiderstände erforderliche und wirklich auftretende Richtkraft  $P$  ist gleich der Summe der statischen Richtkraft  $P_s$  und des dynamischen Führungsdrucks oder -widerstandes  $Y_T$ , also

$$P = P_s + Y_T = P_s + M_A' \cdot b_A$$

Wird nun vor Erreichen von  $b_{A_{max}}$  dies  $P$  größer als jenes  $P'$ , so beginnt das Rad in diesem Augenblick des Größerwerdens langsam aufzusteigen, bei Querausgleich also leichter als ohne diesen. Es beschreibt dabei eine von der Bahn der deformierten Schiene etwas abweichende, etwas schwächer gekrümmte Bahn mit ein wenig kleineren  $b_A$  und dadurch wieder etwas verringertem  $P$ . Ob es dabei völlig entgleist, hängt von der Zeitdauer des gefährlich hohen Wertes von  $P$  und von der Größe der Sicherheitsstrecke des Spurkranzes ab, s. meine Arbeit über „Entgleisungsgefahr im Gleisbogen“ in der Ztg. Ver. mitteleurop. Eisenb.-Verw. 1932, Heft 43 und 44.

Bei  $f = 0,2$ ,  $\frac{r}{2s} = \frac{1}{3}$  und  $z = 0$ , sowie Nichtinanspruchnahme von  $\eta$  oder auch bei Querausgleich des führenden Radsatzes erhalten wir für  $\beta_{max} = 54^\circ, 60^\circ, 70^\circ$ ,  $P' = 1,45 Q', 1,95 Q'$  und  $3,7 Q'$ .  $P'$  steigt also stark mit  $\beta_{max}$ . Das wirklich auftretende  $P$  kann sehr wohl größer als  $1,45 Q'$  werden, aber kaum größer als  $1,95 Q'$ . Bei  $\beta_{max} = 54^\circ$  kann also sehr wohl das anlaufende führende Rad unter Überschreitung der Entgleisungsgrenze aufsteigen und in unmittelbare Entgleisungsgefahr geraten, bei  $\beta_{max} > 60^\circ$  dagegen kaum. So ist es auch bei unserem Zahlenbeispiel einer E-Lokomotive. Denn  $P_{max}$  von 16800 kg ist größer als  $P' = 1,45 Q' = 14500$  kg für  $\beta_{max} = 54^\circ$ , aber kleiner als  $P' = 1,95 Q' = 19500$  kg für  $\beta_{max} = 60^\circ$ .

Stand sicherheit.

Für die stärkste Gefährdung der Stand sicherheit des Fahrzeugs sind die größten durch die Massewirkung erzeugten Momente maßgebend, die das ganze Fahrzeug oder seinen gefederten Teil nach außen heranzukippen suchen.

Es müssen demgemäß zwei Stand sicherheitsbedingungen erfüllt sein:

1. die des gefederten Fahrzeugteils auf der Tragfederbasis 2. o,
2. die des ganzen Fahrzeugs auf der Gleisbasis 2s.

Wir betrachten zunächst die erste. Der gefährlichste Augenblick ist der, in dem die auf der Bogeninnenseite liegenden Tragfedern der nicht quer ausgeglichenen Radsätze am stärksten, um  $z_{max}$ , gedehnt werden, also der Augenblick  $t'$ .



In ihm darf die Entspannung einer Tragfeder nicht = Q werden. Es muß mithin sein

$$Q - (Q - p z_{\max})(1 - \eta) = p z_{\max}(1 - \eta) + \eta Q < Q.$$

Das Verhältnis

$$\frac{Q}{p \cdot z_{\max}(1 - \eta) + \eta Q} \dots \dots \dots 18)$$

stellt eine Art kleinsten Standsicherheitsgrades dar. Dabei ist zu bedenken, daß  $z_{\max}$  nur momentan auftritt und  $z$  im übrigen etwa nach Taf. 15 verläuft. Da nach den obigen Darlegungen  $z_{\max}$  mit  $h$ ,  $\frac{1}{o}$ ,  $\frac{1}{p}$  und  $\frac{1}{n}$  zunimmt,

sinkt dieser Sicherheitsgrad mit zunehmender Schwerpunkthöhe, abnehmender Federbasis und Federhärte und zunehmender Ausdehnung des Querausgleichs. Für unser obiges Zahlenbeispiel einer E-Lokomotive erhalten wir einen momentanen kleinsten Sicherheitsgrad von 2.70.

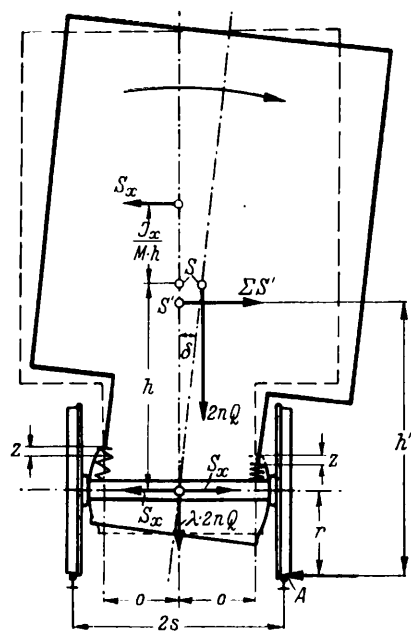


Abb. 9.

Beim Kippen des ganzen Fahrzeugs geht die Kippachse waagrecht längs durch die Stützpunkte der nicht seitlich verschobenen Außenräder. In Abb. 9 ist schematisch eine Stirnansicht des Fahrzeugs bei Neigen des gefederten Teils nach außen mit den daran angreifenden Massenkräften und -momenten dargestellt. Die Kippachse geht durch A. Wir fassen das gesamte Kippmoment wieder auf als algebraische Summe des Kippmoments des in sich starr gedachten Fahrzeugs und des Relativkippmoments des gefederten Teils gegenüber dem ungefederten, beide bezogen auf die Kippachse A.

Das Kippmoment des ganzen in sich starr gedachten Fahrzeugs hat den Ausdruck  $\Sigma S' \cdot h'$ , wenn  $h'$  die Höhe des Schwerpunkts des ganzen Fahrzeugs über Schienenoberkante =  $r + \frac{h}{1 + \lambda}$  ist. Zur klaren Erkenntnis des Relativkippmoments des gefederten Teils setzen wir in Abb. 9 an der X—X-Achse die beiden entgegengesetzten Kräfte  $+S_x$  und  $-S_x$  an, dann sehen wir, daß das Relativkippmoment in bezug auf A aus der Summe des Kräftepaars

$$S_x \cdot \left( h + \frac{J_x}{M \cdot h} \right) = \epsilon_x (J_x + M \cdot h^2)$$

und dem außerdem noch vorhandenen Moment

$$S_x \cdot r = M \cdot \epsilon_x \cdot h \cdot r$$

besteht, also den Ausdruck hat:

$$\epsilon_x \left[ J_x + M \cdot h^2 \left( 1 + \frac{r}{h} \right) \right].$$

Dem Kippen widersetzen sich die statischen Momente des ungefederten Teils  $\lambda \cdot 2n \cdot Q \cdot s$  und des gefederten Teils  $2n \cdot Q (s - \delta \cdot h)$ , wenn  $\delta = \frac{z}{o}$  den stets kleinen Winkel der Schrägstellung des gefederten Teils nach außen bedeutet. Es muß mithin erfüllt sein die Bedingung:

$$\Sigma S' \left( r + \frac{h}{1 + \eta} \right) - \epsilon_x \left[ J_x + M \cdot h^2 \left( 1 + \frac{r}{h} \right) \right] \leq 2n \cdot Q \left[ s(1 + \eta) - \frac{zh}{o} \right]$$

oder für ein Fahrzeug ohne Querausgleich mit  $\frac{2n \cdot Q}{M} =$  der Erdbeschleunigung  $g$ :

$$\frac{\Sigma S'}{M} \left( r + \frac{h}{1 + \lambda} \right) - \epsilon_x \left[ \frac{J_x}{M} + h^2 \left( 1 + \frac{r}{h} \right) \right] \leq g \left[ s(1 + \lambda) - \frac{zh}{o} \right] \dots 19);$$

und der kleinste momentan auftretende Wert des Verhältnisses

$$g \left[ s(1 + \lambda) - \frac{zh}{o} \right] \dots 19a)$$

— bzw.

$$\frac{2n \cdot Q}{M} \left[ s(1 + \lambda) - \frac{zh}{o} \right] \dots 19b)$$

für ein Fahrzeug mit Querausgleich — stellt wieder eine Art kleinsten Standsicherheitsgrades dar. Dies Verhältnis schwankt stark mit der Zeit: sein Kleinstwert kann leicht nach den obigen Ausführungen durch Probieren gefunden werden, am einfachsten wohl, indem man, ähnlich wie auf Taf. 15, die  $\Sigma S' \left( r + \frac{h}{1 + \lambda} \right)$ -Kurve und die  $\epsilon_x \left[ J_x + M \cdot h^2 \left( 1 + \frac{r}{h} \right) \right]$ -Kurve übereinander aufzeichnet und daraus den größten Abstand der beiden feststellt.  $\frac{zh}{o}$  ist nur von geringem,  $\pm \epsilon_x$  von sehr

großem Einfluß. Meistens tritt der Kleinstwert auf bei  $t = t'$ , bei größtem negativem  $\epsilon_x$ , selbst bei negativem  $\Sigma S'$ , also keineswegs gleichzeitig mit  $S_{\max}$ ! Dieser Standsicherheitsgrad steigt nach Gl. 19a) und 19b) mit Zunahme der Spurweite  $\sim 2s$  und des Verhältnisses  $\lambda$  des ungefederten zum gefederten Gewicht und er sinkt mit Zunahme der Schwerpunkthöhe  $h$  des gefederten Teils über der X—X-Achse, der Ausdehnung des Querausgleichs und der Verschiebung des zeitlichen Verlaufs von  $\epsilon_x$  gegenüber dem vom  $\Sigma S'$  oder  $b_A$ . Der übliche Ausdruck  $\frac{s}{h \left( 1 + \frac{r}{\lambda} \right)} \cdot \frac{g}{b_{A2}}$  gibt einen viel zu großen Sicherheitsgrad! Er gilt für das Durchfahren, längere Zeit. Große Schwerpunkthöhe  $h$  und Querausgleich wirken also ungünstig auf beide Sicherheitsgrade, was bei schnellfahrenden Fahrzeugen von großer Bedeutung ist!

In unserem Zahlenbeispiel der E-Lokomotive sinkt dieser Sicherheitsgrad von  $t = 0$  an stetig bis auf seinen Kleinstwert 3,2 bei  $t = t' = 0,58$ . Bei  $t = 0,24$  ist er  $\sim 6,2$ , bei  $t = 0,34 \sim 4,5$ , während die übliche Rechnung ihn viel zu hoch zu  $\sim 5,2$  angibt, einem Wert, den er tatsächlich eine nicht unbedeutliche Zeit lang unterschreitet.

Die schwerer zu erfüllende der beiden Bedingungen ist natürlich maßgebend.

Daß nicht der Augenblick des Schwenkbeginns, sondern ein etwas späterer für die Standsicherheit des Fahrzeugs am gefährlichsten ist, wird durch die Erfahrung bestätigt. So schlug bei dem schweren Eisenbahnunglück bei Buir 1929 die 2C1-Lokomotive um nicht im Augenblick des Beginns der Ablenkung durch eine spitzbefahrene Weiche, sondern ein

merkliches Stück dahinter, an einer Stelle, an der wohl nach der Rechnung der kleinste Standsicherheitsgrad auftreten konnte.

Hinteninneanlauf.

Kommt während des Einfahrens ein Hinterradsatz bei J zum Anlauf an die Innenschiene, was bei Lokomotiven mit großem Gesamtradstand meistens der Fall ist, so werden dadurch die Massenwiderstände plötzlich stark geändert und mit diesen sowohl am führenden Vorderrad als am anlaufenden Hinterrad die Richtkräfte und die Führungsdrücke. Sobald das Fahrzeug vorne und hinten geführt ist, liegt sein Reibungsmittelpunkt M geometrisch fest. Diese Änderung der Kräfte wird bestimmt durch die Bahn, die der Hinterradsatz zu Beginn dieses Hintereinneanlaufs beschreibt. Genau ist diese Bahn kaum zu bestimmen; sie hat in dem ungünstigeren Fall der Zweipunktberührung etwa das Aussehen der Abb. 10.

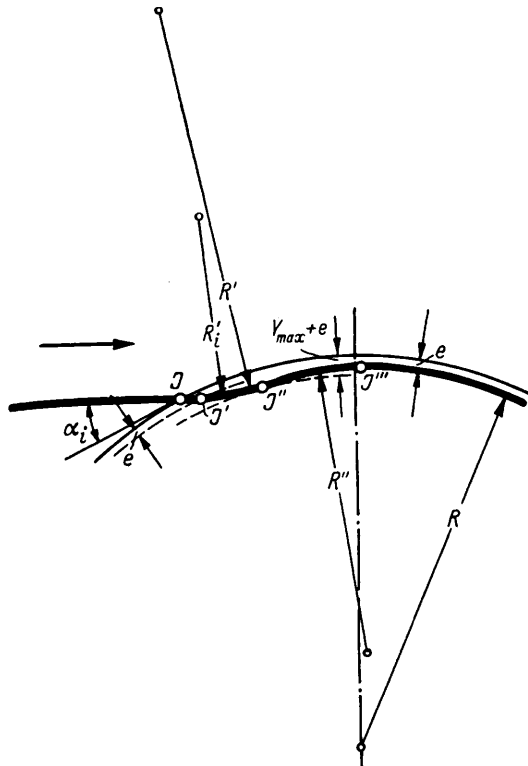


Abb. 10.

worin, absichtlich verzerrt, die Innenkante der noch nicht ausgebogenen Innenschiene und die davon abweichende wirkliche Bahn des anlaufenden Innenrades, wenn wieder die gesamte Deformation der gespannten Oberbau- und Fahrzeugteile auf die Innenschiene konzentriert gedacht wird, dargestellt sind. In Punkt J beginnt die Anlaufberührung unter dem Anlaufwinkel  $\alpha_i$ , kurz darauf, etwa bei J', nachdem die gespannten Oberbau- und Fahrzeugteile um e seitlich ausgebogen sind, die Ablenkung des Fahrzeugs im Anlaufquerschnitt. Von dem Augenblick  $t_0$  an, in dem das führende Vorderradsatz des Fahrzeugs beginnt, das Fahrzeug vorne bei A einzuschwenken bis zu dem Augenblick, in dem das innen anlaufende Hinterrad bzw. der zugehörige Fahrzeugquerschnitt J den Punkt J' erreicht, wird dieser Querschnitt mit dem Hinausrücken der Z—Z-Achse nach hinten zunehmend stärker nach innen beschleunigt. Von J' an dagegen wird das Fahrzeug in seinem J-Querschnitt zunächst, von der zunehmend ausgebogenen Innenschiene abgewiesen, nach außen querbeschleunigt. Der Querschnitt J beschreibt einen Sonderbogen von veränderlichem Halbmesser R', der zunächst schnell von  $\infty$  bis auf  $R_1'$ , weit kleiner als R, ab- und dann zunimmt, und zwar um außen liegende Krümmungsmittel-

punkte. Demgemäß ist seine nach außen gerichtete Querbeschleunigung  $b_i = \frac{v^2}{R'}$  stark veränderlich, ähnlich wie  $b_A$  beim Außenanlauf vorne, und wird recht groß. Mit abnehmender Durchbiegung streckt sich die Bahn, bis  $R' = \infty$ ,  $b_i = 0$  wird, in Abb. 10 bei J''. Weiterhin wird der J-Querschnitt, durch den statischen Schwenkwiderstand des Fahrzeugs nach außen verzögert, vom übrigen Teil des Fahrzeugs her wieder an die Innenschiene angeedrückt: die Bahn des Radsatzes krümmt sich mit dem veränderlichen Halbmesser R'' nach innen und geht nach einigen kleineren Schwankungen bald in die der gleichmäßig durchgebogenen Schiene über, in Abb. 10 bei J'''.

Der veränderliche Halbmesser R' und  $b_i = \frac{v^2}{R'}$  können in ähnlicher Weise wie oben der Sonderbogenhalbmesser und die Querbeschleunigung  $b_A$  beim Außenanlauf des Vorderradsatzes näherungsweise bestimmt werden. Zunächst muß die Zeit  $t_J$ , die zwischen dem Beginn des Einschwenkens des

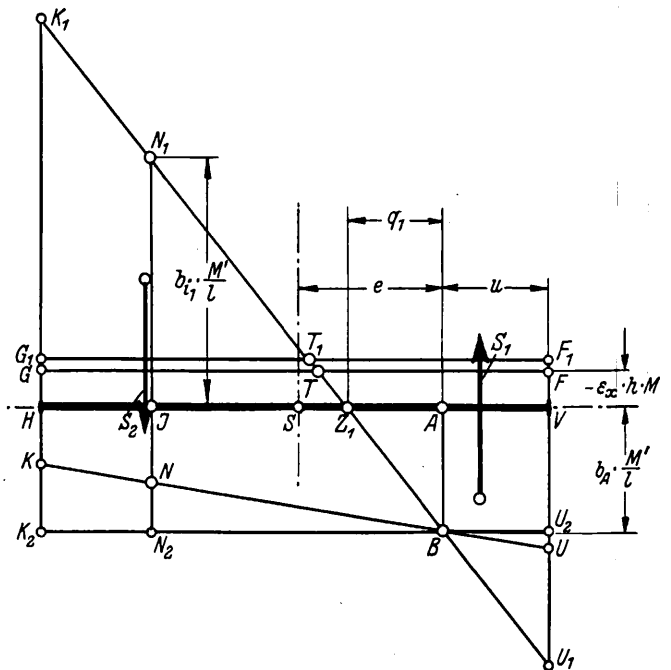


Abb. 11.

Vorderradsatzes und dem Beginn der Ablenkung des Hinterradsatzes liegt, ermittelt werden. Der  $t_J$  zugehörige Weg des Fahrzeugs ist  $s_J = t_J \cdot v$ .  $s_J$  kann durch Aufzeichnen der Einlaufbahn des Fahrzeugs bestimmt werden: aus  $s_J$  erhalten wir  $t_J = \frac{s_J}{v}$ . Weiter ermitteln wir in der oben angegebenen Weise für den Zeitpunkt  $t_J$  unmittelbar vor Beginn der Ablenkung der Hinterachse die zugehörigen Werte von  $b_A$ ,  $\epsilon_z'$ , z.  $\epsilon_x$  und zeichnen das S-Diagramm nach Abb. 6. 6a auf.  $b_A$  dürfte im allgemeinen schon ziemlich konstant  $\sim b_{A2}$  und  $\epsilon_x$  dürfte im allgemeinen schon negativ sein. Die Z—Z-Achse liegt schon weit hinter dem Fahrzeug. So erhalten wir den Linienzug VUBKHGFV der Abb. 11. S ist der Inhalt des Trapezes UKGF. Sobald nun der anlaufende Hinterradsatz Punkt J' überschreitet, kehrt das bisher dem  $b_A$  gleich gerichtete Abstand JN entsprechende  $b_J$  seine Richtung um und schnell demgemäß die S'-Linie UK in Abb. 11 rechts herum etwa in die Lage  $U_1 BZ_1 N_1 K_1$ , die festgelegt ist durch die Ordinaten  $AB = \frac{M'}{l} \cdot b_A$ , worin  $b_A$  durch den Hintereinneanlauf etwas verändert wird, und  $JN_1 = \frac{M'}{l} \cdot b_{J1}$ .

Der Fußpunkt der Z—Z-Achse springt vor in die Lage  $Z_1$ , den Schnittpunkt der  $U_1K_1$ -Linie mit der Null-Linie VH.  $JN_1$  wächst zunächst und  $Z_1$  schiebt sich noch weiter nach vorne, solange  $R'$  abnimmt. Dem Vorschnellen der Z—Z-Achse nach vorne entspricht eine starke Abnahme des Verhältnisses  $\frac{q-e}{q}$  und damit nach Gl. 3) eine starke Abnahme von  $+\epsilon_x$  oder Zunahme von  $-\epsilon_x$ . Demgemäß hebt sich in Abb. 11 die  $\epsilon_x \cdot h$  M-Linie FG zunächst plötzlich etwa bis in die Lage  $F_1G_1$  und steigt langsam noch etwas höher, solange  $R'$  abnimmt. Der zugehörige Trägheitswiderstand S des Fahrzeugs ergibt sich als Differenz des Inhalts der beiden Dreiecke  $T_1F_1U_1 = S_1$  und  $T_1G_1K_1 = S_2$ . Die Abb. 11 zeigt deutlich, daß diese Phase des Hinteninnenanlaufs, gekennzeichnet durch starkes Vorschnellen der Z—Z-Achse, verbunden ist einerseits mit einer starken Verkleinerung von  $M_s$ , somit auch der Führungskräfte P und Y an der führenden Vorderachse, andererseits wegen des großen  $S_2$  in der Nähe der hinten anlaufenden Achse mit großen Führungskräften an dieser.

Sobald  $R'$  zunimmt,  $b_J = \frac{v^2}{R'}$  also abnimmt, dreht sich die S'-Linie UK links herum, rückt die Z—Z-Achse wieder stetig nach hinten und hat die  $\epsilon_x \cdot h$  M-Linie FG das

Bestreben, sich zu senken, bis bei  $R' = \infty$ ,  $b_1 = 0$  die UK-Linie durch J geht und der Fußpunkt der Z—Z-Achse in J liegt. Bei der jetzt einsetzenden entgegengesetzten Krümmung der Bahn des J-Querschnitts mit nunmehr nach innen gerichtetem  $b_1$  senkt sich UK stetig weiter bis in die zu VH parallele endgültige Lage  $U_2K_2$ , rückt die Z—Z-Achse ins Unendliche nach hinten, während FG in VH verschwindet; d. h. es wird der gleiche Zustand wie ohne Hinteninnenanlauf hergestellt. Die S'-Linie UK und die Z-Achse gehen in die gleiche Endlage wie ohne Hinteninnenanlauf, nur trotz der anfänglichen Gegenbewegung schneller. Der Hinteninnenanlauf hat die Wirkung, daß das Einfahren abgekürzt, der Beharrungszustand des Durchfahrens früher erreicht wird.

Der Abschnitt B enthält die Untersuchungen für Lokomotiven mit beweglichen führenden Radsätzen und zwar I. für Lokomotiven mit verschieblichem Vorderradsatz und II. für Lokomotiven mit vorderem Drehgestell, letztere unter verschiedener Annahme der Lage des Drehzapfens. Wir veröffentlichen diesen Abschnitt in einem späteren Heft, da es wegen Raummangels nicht möglich war, den vollständigen Aufsatz in diesem Heft zum Abdruck zu bringen.

### Sechssachsiger Doppeldecksteuerwagen „Lübeck“.

Von Dipl.-Ing. v. Waldstätten, Breslau.

Der Wettbewerb des Kraftwagens im Nahpersonenverkehr zwingt die Eisenbahnverwaltungen, an die hierfür verwendeten Personenwagen besondere Anforderungen zu stellen. Die Wagen müssen gegenüber dem Kraftwagen bequemer und zweckmäßiger sein; sie müssen leichte Ein- und Aussteigemöglichkeit haben und mit erhöhter Geschwindigkeit fahren. Hierbei muß die Wirtschaftlichkeit bezüglich Anschaffungs- und Betriebskosten verbessert werden. Die besonderen Verhältnisse der Hamburg—Lübecker Strecke, deren Verkehr vornehmlich ein Vorort- bzw. Nahpersonenverkehr ist, und die beschränkten Gleisanlagen im Hamburger Bahnhof bedingen Wagen von möglichst großem Fassungsvermögen bei kürzester Zuglänge. Die Direktion der Lübeck—Büchener Eisenbahn-Gesellschaft entschloß sich daher zur Beschaffung von neuzeitlichen sechssachsigen doppelstöckigen Personenwagen. Bei dieser großen Wageneinheit erscheint es zweckmäßiger, die Antriebsmaschine als eigene kleine Dampflokomotive auszubilden, um bei Maschinenschäden bzw. den fristmäßigen Untersuchungen nicht auch den Personenwagen aus dem Betrieb ziehen zu müssen.

Der erste dieser Wagen (Abb. 1) wurde vor kurzem nach einem allgemeinen Entwurf der LBE von den Linke-Hofmann-Werken in Breslau fertiggestellt und ist nachstehend beschrieben.

Da sich eine doppelstöckige Anordnung der Personenräume nur zwischen den Drehgestellen durch Herabziehen des unteren Fußbodens ausführen läßt, ergab sich als Hauptforderung ein möglichst großer Drehzapfenabstand. Die Einstiegräume und die Treppenkonstruktion, die als tote Räume zu betrachten sind, sind so gedrängt wie möglich auszubilden, müssen jedoch entsprechend dem großen Fassungsvermögen des Wagens eine genügende Flüssigkeit des Aus- und Einsteigerverkehrs zulassen.

Der in der Skizze (Abb. 2) dargestellte sechssachsige Doppeldecksteuerwagen besteht aus zwei Wagenhälften, die an einem Ende je auf einem zweiachsigen Drehgestell und in der Mitte in einer gemeinsamen Drehpfanne auf einem zweiachsigen Mitteldrehgestell (Jacobsdrehgestell) ruhen. Zwischen den Drehgestellen sind die doppelstöckigen Personenräume angeordnet;

Ober- und Unterdeck. Anschließend — bereits oberhalb der Drehgestelle — befinden sich die Einstiegräume, von welchen je eine mittlere Treppe in den oberen Personenraum und je zwei seitliche Treppen in den unteren Personenraum führen. An jedem Wagenende ist ein Führerstand für die Fernsteuerung der Dampflokomotive und anschließend an einem Ende ein Packraum und am anderen Wagenende ein Abteil 2. Klasse angeordnet.

Der Wagen hat nachstehende Hauptabmessungen:

|                                 |           |
|---------------------------------|-----------|
| Länge über die Puffer . . . . . | 46 140 mm |
| Drehzapfenabstand . . . . .     | 19 730 „  |
| Drehgestell-Radstand . . . . .  | 3 000 „   |

#### Wagenhälfte I

|                     |               |
|---------------------|---------------|
| 3. Klasse . . . . . | 146 Sitze     |
|                     | 10 Klappsitze |

#### Wagenhälfte II

|                     |              |
|---------------------|--------------|
| 3. Klasse . . . . . | 98 Sitze     |
|                     | 4 Klappsitze |
| 2. Klasse . . . . . | 38 Sitze     |
|                     | 4 Klappsitze |

|   |           |
|---|-----------|
| Summe der Sitze . . . . .                 | 300       |
| Gewicht leer . . . . .                    | etwa 71 t |
| Gewicht besetzt einschl. Gepäck . . . . . | etwa 92 t |

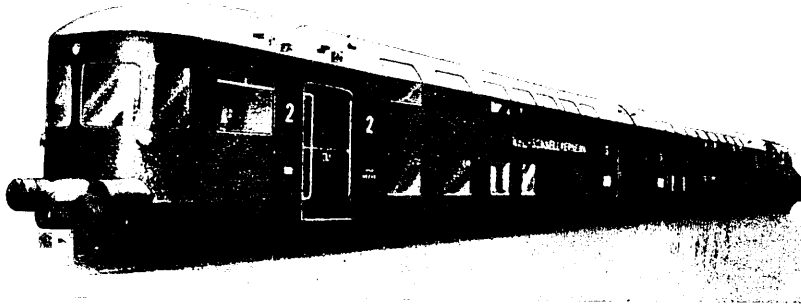
Kastengerippe. Die Hauptaufgabe war, bei den vorgesehenen großen Wagenabmessungen — etwa 20 m Drehzapfenabstand und lange offene Räume — ein entsprechend widerstandsfähiges und steifes Kastengerippe von möglichst geringen Wand-, Boden- und Deckenstärken und geringem Eigengewicht zu schaffen. Aus diesen Gründen und um bei Eisenbahnunfällen eine größtmögliche Sicherheit für die Reisenden zu gewährleisten, wurde eine geschweißte Stahlkonstruktion aus St 52 gewählt.

Der Hauptteil des Kastengerippes (Abb. 3) zwischen den Drehgestellen ist in  $\theta$ -förmiger geschlossener Doppelspantankonstruktion ausgeführt (Abb. 4). Ein eigenes Untergestell ist zwischen den Drehgestellen nicht vorhanden. Die tragenden Seitenwände — von Unterkante Wagen bis obere Fensterbrüstung — sind als Vollwandträger mit großen Portal-

öffnungen (Fenster, Einstiege usw.) ausgeführt und an den unteren Enden entsprechend dem Umgrenzungsprofil ein-

verwendet) und verstärktem Seitenwandblech Rechnung getragen. Besonders sorgfältig sind die großen Einstiegportale durchgebildet, da eine Deformation derselben durch die großen aufzunehmenden Querkräfte leicht Schwingungen des Wagenkastens verursachen kann. Die Bodenträger sowohl des oberen als auch des unteren Personenraumes sind mit Fußbodenbelag nur 70 mm hoch und durch Zwischen-Längsträger entsprechend versteift. Zur Vermeidung von Schwingungen sind die oberen Bodenträger durch Eckschrägen mit den Seitenwandsäulen verbunden. Die unteren Bodenträger, die nur 270 mm von Schienenoberkante entfernt sind, sind unten durch ein 1 mm-Blech vollkommen glatt abgedeckt.

Oberhalb der Drehgestelle sowohl im Vorbau als auch in Wagenmitte ist ein normales Untergestell vorhanden. Die Zug- und Stoßkräfte werden durch die Langträger, die bei den Einstiegen allmählich in die offene Kastenträgerkonstruktion der tragenden Seitenwand übergehen, aufgenommen.



Lichtbild: Linke-Hofmann-Werke.

Abb. 1. Sechssachsiger Doppeldecksteuerwagen „Lübeck“.

gezogen. Der Untergurt unterhalb der unteren Fensterbrüstung ist zur Aufnahme der zusätzlichen Zug- und Stoßkräfte (Puffer-

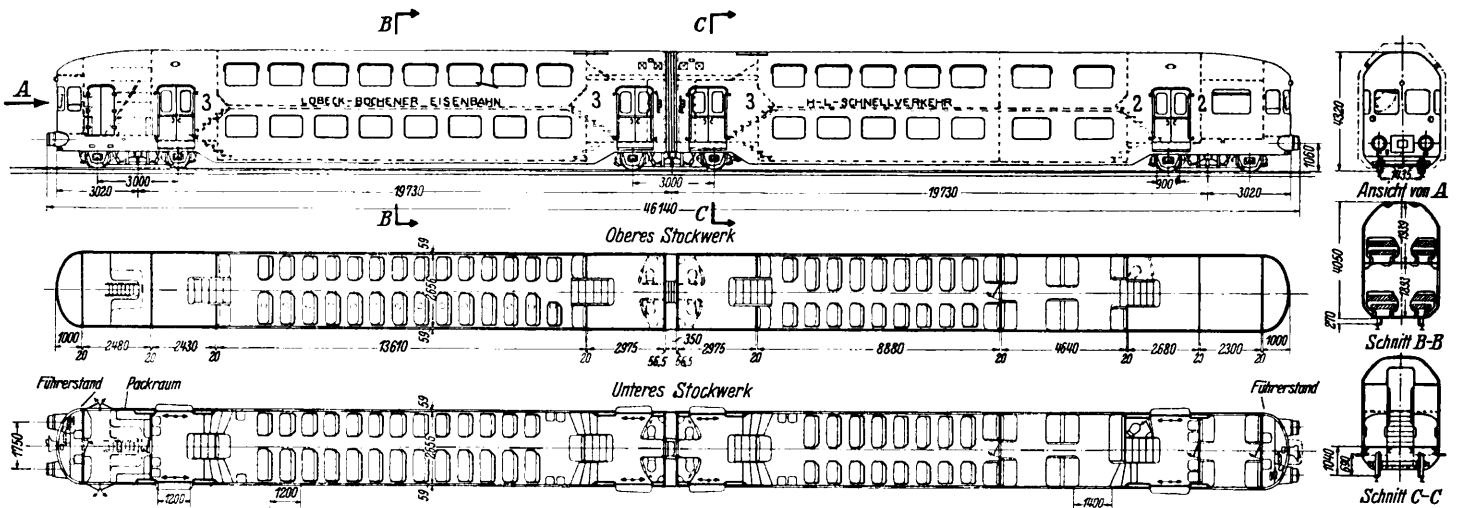


Abb. 2. Sechssachsiger Doppeldecksteuerwagen „Lübeck“, gebaut von den Linke-Hofmann-Werken.

stoß) verstärkt und als offener Kastenträger durchgebildet; die Trägerbreite beträgt nur 80 mm. Der Ausbiegung des

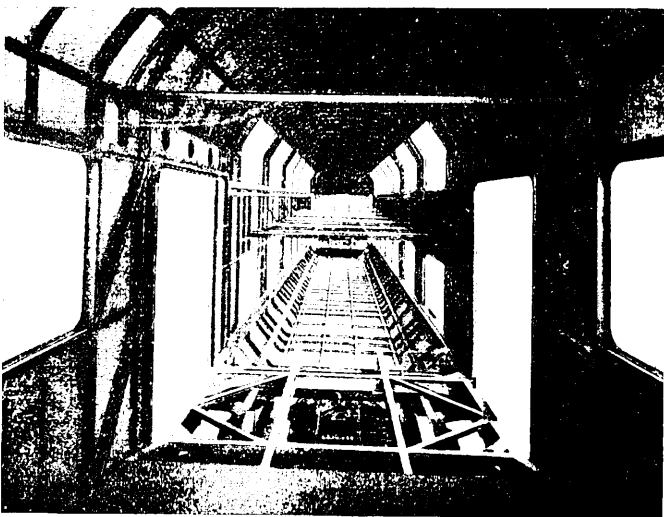
Die Treppenkonstruktion ist in Stahl als Rammkonstruktion ausgebildet, um bei Unfällen ein Eindringen der Drehgestelle in den Personenraum sicher zu vermeiden. An den mittleren Wagenenden oberhalb der Aborte ist gleichfalls eine Rammkonstruktion angeordnet.

Entsprechend der großen Geschwindigkeit sind die Stirnflächen der Wagenverbauten abgerundet und mit Schürzen versehen und das Dach allmählich zugezogen. Die Außenfläche des Wagens ist vollkommen glatt. Oberhalb der Einstiege und den oberen Fenstern sind nur schmale Dachrinnen angeordnet. Die beiden Wagenhälften sind durch einen inneren und äußeren Faltenbalg, wobei der letztere vollkommen mit der Außenbekleidung des Wagens übereinstimmt, verbunden.

Personenräume. Die zwischen den Drehgestellen doppelstöckig ausgeführten Personenräume (Abb. 5) sind in der einen Wagenhälfte für 3. Klasse in der ganzen Länge frei durchgeführt. In der anderen Wagenhälfte sind dieselben durch eine Trennwand mit Verbindungstür im oberen und unteren Stockwerk in einen Personenraum 3. Klasse und 2. Klasse geteilt.

Die Innenausstattung des Wagens wurde nach den Entwürfen der Architektin Frau Bertsch-Kampferseck, Berlin-Pichelswerder, ausgeführt. Im Personenraum 3. Klasse sind abwechselnd rot- und braun-ledergepolsterte Sitzbänke aus Stahlrohr mit Klapplehnen angeordnet, so daß die Fahrgäste immer in Fahrtrichtung sitzen.

Die mattpolierten hellen Eichenwände und die gewölbte elfenbeinfarbige mattlackierte Decke sowie die großen 1200 mm



Lichtbild: Linke-Hofmann-Werke.

Abb. 3. Kastengerippe.

unteren Seitenwandteiles aus der Trägerebene ist durch Anordnung von Hilfsspannen unterhalb der unteren Fensterbrüstung sowie durch zusätzliche Längsrippen (als Fußrast

breiten Fenster geben trotz der verhältnismäßig geringen Raumhöhe eine weite und tiefe Raumwirkung. Dieselbe wird bei künstlicher Beleuchtung durch die große Anzahl in der Decke eingelassener Lampen noch verstärkt.

Die Sitze der 2. Klasse sind mit orangefarbigem dunkelgepunkteten Plüsch überzogen und besonders bequem und weich gepolstert. Die Sitzpolster sind herausrollbar, so daß der Fahrgast jede gewünschte Rückenlehne einnehmen kann. An der Rückenlehne sind mit Daunen gepolsterte Kissen schiebbar angebracht.

Die Wände der 2. Klasse (Abb. 6) sind aus mattpoliertem Nußbaum in besonders lebendiger Maserung ausgeführt: die Fensterrahmen und Leisten sind etwas dunkler gehalten. Die Decke ist aus hellem Gebirgsahorn mattpoliert. In gleicher Weise ist das Abteil 2. Klasse an einem Wageneude ausgestattet.

In den unteren Abteilen sind oberhalb der Fenster Längsgepäcknetze angebracht. Sämtliche Beschläge, wie Gepäcknetzkonsole, Lampenfassungen usw. sind aus Leichtmetall ausgeführt, im Ton „matt vernickelt“ und eloxiert. Der Fußboden und der untere Sockel der Wände sind mit grauem Linoleum belegt.

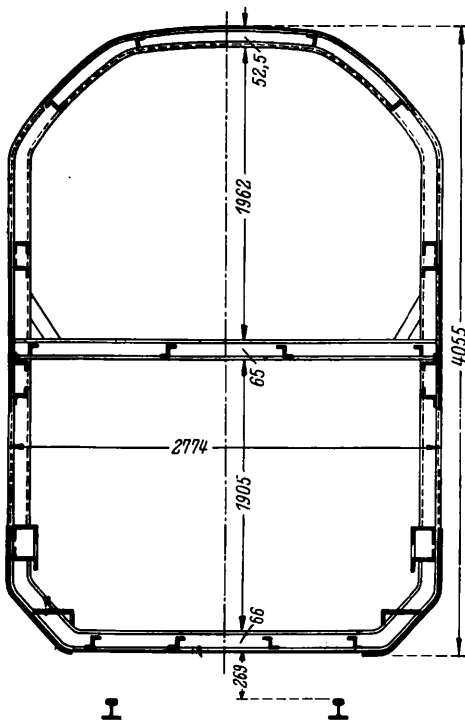


Abb. 4. Querschnitt des Kastengerippes.

**Einstiegräume.** Die geräumigen Einstiegräume haben Doppelschiebetüren. Die Bodenhöhe von Schienenoberkante beträgt nur 1040 mm, so daß selbst bei niedrigen Bahnsteigen nur eine einzige Trittstufe erforderlich ist.

Von jedem Einstieg führt eine breite Mittelstiege (Abb. 7) in den oberen und zwei — in der 2. Klasse eine — seitliche Treppen in den unteren Personenraum.

Wände, Decke und Fußboden sind in der gleichen Weise wie in den Personenräumen ausgeführt.

In den Endestiegen sind noch je vier Klappsitze vorgesehen.

Die Aborte für die 3. Klasse befinden sich neben den Miteinstiegräumen, für die 2. Klasse bei dem Endestieg 2. Klasse. Sie sind mit Waschbecken, Seifenspender, Handtüchern usw. und mit Wasserspülung, entsprechend neuzeitlichen hygienischen Forderungen versehen.

An dem einen Wageneude ist ein Gepäckraum untergebracht, damit die Reisenden ihr Handgepäck kostenlos zur Aufbewahrung während der Fahrt abgeben können. Der Gepäckraum ist mit entsprechenden Ablagebrettern mit Steigleitern, Fahrradaufzug usw. ausgerüstet und von außen durch Doppeldrehtüren zugänglich.

**Beleuchtung.** Der Strom für die Beleuchtung wird von zwei im Mitteldrehgestell aufgehängten Dynamomaschinen von je 7 kW Leistung bei 48 Volt geliefert. Die erforderlichen alkalischen Batteriekästen von  $2 \times 240$  Ah sind in den Einstiegräumen unter den nach oben führenden Treppen untergebracht.

Die Dynamomaschinen liefern ferner den Strom für den Antriebsmotor der Luftheizung und für die elektrische Fernsteuerung. An jeder Wagenseite sind Stecker angebracht, mittels denen die Batterien im Heimatbahnhof von einer fremden Stromanlage nach Bedarf aufgeladen werden können.

An den Stirnwänden bzw. an den Wagenenden sind die für den Bahnverkehr erforderlichen Lichtsignale vorgesehen. Die



Lichtbild: Linke-Hofmann-Werke.

Abb. 5. Oberdeck 3. Klasse.

Stirnwandscheinwerfer sind wegen des oft etwa 1 bis 0,5 m über dem Boden lagernden Nebels unterhalb der Puffer angeordnet.



Lichtbild: Linke-Hofmann-Werke.

Abb. 6. Unterdeck 2. Klasse.

**Heizung und Lüftung.** Für Heizung und Lüftung wurde eine Luftheizung von der Firma Pintsch vorgesehen. Jede Wagenhälfte hat ein eigenes Luftheizungsaggregat, das im Dachraum oberhalb des Miteinstieges untergebracht ist. Ein elektrisch angetriebenes Gebläse saugt die Luft durch einen Filter teils von außen, teils aus dem Wageninneren an und

drückt die im Dampflechterhitzer erwärmte Luft durch zwei seitliche an der unteren Personenraumdecke längslaufende und mehrere in der Seitenwand vertikal laufende Heizkanäle in das Wageninnere. Die Temperatur im Wageninneren wird mittels Thermostat selbsttätig durch Dampfdruckregelung zum Lufterhitzer geregelt. Ferner kann der Anteil der angesaugten Frischluft durch verschiedene Klappenstellung geändert werden.

Da alle Fenster fest sind, wird im Sommer mittels des gleichen Gebläses durch die Heizkanäle Frischluft in das Wageninnere geführt. Die Drehzahl des Gebläses ist in zwei Stufen regelbar.

Ferner ist in der heißen Jahreszeit eine künstliche Kühlung des Wageninneren möglich. Hierbei wird der Dampferhitzer als Luftkühler verwendet, indem mittels einer Umlaufpumpe von einem Eisbehälter kaltes Wasser (statt Dampf wie im Winter) dem Dampflechterhitzer zugeführt wird. In den Heimatstationen kann der Wagen durch eine stationäre Kühlanlage vorgekühlt werden, wobei Kaltluft durch eine

Dachöffnung in die Heizkanäle und damit in das Wageninnere gedrückt wird.

Die Wagenenden — Führerstand, Gepäckraum, Endabteil 2. Klasse — haben normale Dampfheizung.

Führerstand mit Fernsteuerung. Um an den Endstationen — mit Rücksicht auf die beschränkte Gleisanlage in Hamburg usw. — die Dampflokomotive nicht umsetzen zu müssen, ist der Wagen mit einer elektrischen Fernsteuerung für die Dampflokomotive ausgerüstet.

Wird der Zug in der einen Fahr-



Lichtbild: Linke-Hofmann-Werke.

Abb. 7. Einstiegsraum 3. Klasse.

richtung durch die Lokomotive geschoben, so wird vom Führerstand des vorderen Wagens mittels eines Fahrshalterhebels der Dampfregler der Lokomotive elektrisch ferngesteuert; die Betätigung der Bremse erfolgt vom Wagenführerstand mittels des normalen Führerbremventiles.

In diesem Falle ist die Lokomotive nur mit einem Heizer besetzt, der die Feuerung bedient und die Dampfzuführung regelt.

Zur Verständigung des Führers mit dem Heizer dient eine Lautsprecheranlage und elektrische Klingelvorrichtung. Im Führerstandstisch sind die elektrischen Fernmeßgeräte für Dampfreglerstellung und ein Geschwindigkeitsmesser angeordnet; letzterer wird von der Lokomotivachse erregt, so daß auch ein Schleudern der Lokomotivantriebsräder angezeigt wird. Ferner sind am Führerstand die Druckluftmesser für die Bremse angeordnet. Diese Kontrollapparate sind im Führertisch eingelassen und werden indirekt beleuchtet. Der Fahrshalter ist mit der bekannten Totmanneinrichtung versehen. Für den Führer und einen eventuellen Begleiter sind Klappsitze vorgesehen.

Die festen Stirnwandfenster sind aus Sicherheitsglas, die beiden Seitenwandfenster sind mittels eines Schnellkurbelbetriebes herablaßbar, damit der Führer die Abfahr-

signale auf den Stationen entgegennehmen kann. Um eine gute Sicht für den Führer zu gewährleisten, sind Scheibenwischer, elektrische Heisscheibe und Blendschutzscheibe vorhanden. Ferner ist eine Tyfonanlage für Fußbetätigung eingebaut.

Zug- und Stoßvorrichtung. Der Wagen ist mit automatischer Mittelkupplung der Firma Scharfenberg ausgerüstet, die sowohl die beiden Bremsleitungen als auch die Dampfleitung selbsttätig koppelt. In der Zugvorrichtung ist eine Uerdinger Ringfeder (Reibungsfeder) eingebaut.

Ferner sind seitliche mit Blech verkleidete Hülsenpuffer angeordnet, um vor allem einen ruhigen Lauf des Wagens beim Drücken durch die schiebende Lokomotive zu gewährleisten: diese dienen auch zum Schutz beim Auffahren fremder Fahrzeuge mit normaler Zug- und Stoßvorrichtung. Die Seitenpuffer haben Ringfeder mit langem, weichem Vorhub, so daß keine Pufferausgleichvorrichtung trotz der großen Wagenlänge erforderlich ist.

Die Scharfenbergkupplung kann vom Führerstand mittels Druckluft gelöst werden. Die Bremsluftleitungen werden hierbei selbsttätig geschlossen; jedoch bei unbeabsichtigter Zugtrennung wird die Hauptluftleitung entlüftet, so daß Vollbremsung eintritt. Der Dampfabsperrhahn wird durch einen Handhebel vom Führerstand aus betätigt. Das Kuppeln erfolgt beim Aufeinanderstoßen zweier Kupplungen selbsttätig.

In der Mitte, wo die beiden Wagenhälften in einer gemeinsamen Kugelpfanne auf dem mittleren Drehgestell ruhen, werden die Zug- und Stoßkräfte durch die Drehpfannen übertragen. Beide Wagenhälften sind außerdem durch zwei Notketten miteinander verbunden.

Drehgestelle. Die zweiachsigen Drehgestelle, Bauart Görlitz, entsprechen im allgemeinen den normalen D-Wagen-Drehgestellen der Deutschen Reichsbahn. Sie haben Rollenachslager der Firma Kugelfischer, Schweinfurt, und 900 mm Laufkreisdurchmesser.

Oberhalb der Achsbuchsen sind Blattfedern mit nachgeschalteten Schraubenfedern angeordnet. Die Drehgestellwiege ist bei den Enddrehstellen in zwei 1500 mm lange Blattfedern, bei dem Mitteldrehgestell in je zwei Doppelblattfedern pendelnd aufgehängt. Am Mitteldrehgestell sind ferner die beiden Lichtmaschinen von je 7 kW Leistung angeordnet, die durch Kettenantrieb von den Achsen angetrieben werden.

Bremse. Um den Wagenzug bei der großen Geschwindigkeit von 120 km/h innerhalb der Signalabstände bei jeder Belastung sicher abbremsen zu können, ist eine Hipt-Bremse mit automatischer Lastabbremung von der Firma Knorr eingebaut; hierbei wird in Abhängigkeit von der Wiegenfederung der Bremsdruck in den Bremszylindern automatisch geregelt.

Die Bremse kann mittels des Führerbremventiles von jedem Führerstand aus betätigt werden. Zur Überwachung der Bremse sind auf dem Führerstandstisch je zwei Doppeldruckluftmesser angeordnet für: Hauptluftbehälter/Hauptluftleitung und Bremszylinder-Enddrehgestell/Mitteldrehgestell. In jedem Personenraum befinden sich zwei bzw. ein Notbremsgriff, bei deren Betätigung durch Entlüften der Hauptluftleitung Vollbremsung eintritt. Siehe Schaltplan.

Da die Bremszylinder infolge des tief herabgezogenen Wagenbodens nicht zwischen den Drehgestellen im Untergestell untergebracht werden konnten, wurden zwei Bremszylinder in jedes Drehgestell eingebaut, wodurch ein kompliziertes Bremsgestänge vermieden ist. Die Drehgestelle haben selbsttätige Bremsgestängenachsteller und Doppelbremsklötze.

Ferner befindet sich in jedem Führerstand eine Handbremse, die über einen Seilzug auf das jeweilige Enddrehgestell wirkt und eine 25%ige Abbremsung des Wagens ermöglicht.



Die Lokomotive des vorstehend beschriebenen Zuges ist wie wir dem vorstehenden Aufsatz anfügen, eine Stromlinien-Dampflokomotive der Achsfolge 1 B 1, die nach dem Vorbild der 2 C 2 Stromlinienlokomotive Reihe 61 der Deutschen Reichsbahn von Henschel & Sohn in Kassel gebaut wurde.

Eine große Anzahl von Klappen und Rolläden ermöglicht einen guten Zugang zu allen Teilen, die während des Betriebes gewartet werden müssen. An beiden Enden besitzt die Lokomotive Scharfenberg-Kupplung, die zugleich auch die Heiz- und Bremsluftleitung verbindet und bei Nichtgebrauch durch eine Schutzkappe verdeckt wird. Die Höchstgeschwindigkeit wurde zu 120 km/h gewählt. Entsprechend dem Vorgehen ausländischer Verwaltungen wurde mit Hilfe einer elektrischen Fernsteuerung die Führung der Lokomotive auch von einem besonderen Führerstand des Personenwagens aus ermöglicht. Durch diese Maßnahme erübrigt sich das Umsetzen der Lokomotive an den Wendebahnhöfen. Die Feuerung und Kesselspeisung bedient der ständig auf der Lokomotive verbleibende Heizer. Diese triebwagenähnliche Verwendung infolge der Steuerbarkeit von beiden Zugenden aus ist ein besonderer Vorteil.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind:

|                            |                    |
|----------------------------|--------------------|
| Zylinderdurchmesser        | 400 mm             |
| Kolbenhub                  | 660 „              |
| Treibraddurchmesser        | 1980 „             |
| Lauferraddurchmesser       | 1000 „             |
| Fester Achsstand           | 3000 „             |
| Gesamtachsstand            | 8750 „             |
| Rostfläche                 | 1,4 m <sup>2</sup> |
| Fb. Verdampfungsheizfläche | 75,4 „             |
| Überhitzerheizfläche       | 26,0 „             |
| Gesamtheizfläche           | 101,4 „            |
| Kesseldruck                | 16 atü             |
| Kesselmitte über SO        | 3000 mm            |
| Kesseldurchmesser          | 1300 „             |
| Dienstgewicht              | 69,0 t             |
| Reibungsgewicht            | 36,5 „             |
| Leergewicht                | 52,5 „             |
| Kohlenvorrat               | 3,5 „              |
| Wasservorrat               | 9,3 m <sup>3</sup> |
| Zugkraft                   | 6400 kg            |
| Höchstgeschwindigkeit      | 120 km/h.          |

Die Schrifteleitung.

## Bücherschau.

**Maschinenkunde.** Von Weihe-Hanner. 3. Band des I. Teils der Handbibliothek für Bauingenieure. Herausgegeben von Robert Otzen. Mit 634 Abbildungen. 2. Aufl. Berlin: Julius Springer 1935. 322 Seiten. Geb. 17,50 RM.

Der Bauingenieur braucht im Büro und auf der Baustelle ein kurzgefaßtes Handbuch, in dem er das Wichtigste über Maschinenbau und Elektrotechnik findet, ohne sich zu viel in Einzelheiten und Theorie einarbeiten zu müssen. Diesem Zweck wird die Maschinenkunde von Hanner, eine vollständige Neubearbeitung des bewährten Buches von Weihe, voll gerecht. Das Buch ist nicht für den Maschinenbauer bestimmt, die Auswahl und die Beschränkung des großen Stoffes geschieht für den Bauingenieur getroffen, für den die Maschinenteknik nur eine Hilfswissenschaft ist, ein Randgebiet, auf dem er mit dem Maschineningenieur zusammenarbeitet.

In den Abschnitten I bis IV werden die Grundbegriffe des Maschinenbaues, die wichtigsten Werkstoffe und die Maschinenelemente kurz und klar unter Beigabe vieler Zeichnungen und Abbildungen besprochen. Die Berechnungsgrundlagen sind so weit entwickelt, daß für einfache Verhältnisse die Bemessung der Einzelteile vorgenommen werden kann. Das deutsche Normenwerk ist überall berücksichtigt.

Im Abschnitt V sind die Wind-, Wasser- und Wärmekraftmaschinen behandelt. Die allgemeinen Grundlagen der Energieumsetzung werden entwickelt, die Errechnung der Leistung aus den Bestimmungsgrößen abgeleitet und die Grundlagen für die Bestimmung der Hauptabmessungen gegeben. Kurze Beispiele erläutern den Gang der Betrachtungen, Angaben über zweckmäßige Maschinenauswahl und die Wirtschaftlichkeit runden das Bild ab.

Abschnitt VI bringt von den Arbeitsmaschinen die Pumpen, Kolbenverdichter und die Hebemaschinen, die im Baubetriebe eine wichtige Rolle spielen. Bei den Pumpen werden auch Hinweise auf Verwendungsmöglichkeit, Wirtschaftlichkeit und Betriebseigenschaften gegeben. Die Beschreibung der Kompressoren ist neu in die zweite Auflage aufgenommen worden. Der Bedeutung dieser Maschinen für den heutigen Baubetrieb entsprechend dürfte der Abschnitt noch weiter ausgedehnt werden, z. B. auf die Bestimmung der erforderlichen Kompressorleistung, der erforderlichen Antriebsleistung für verschiedene Drücke, auf die Regelung, Windkessel und Druckluftleitungen.

Im letzten, siebenten Abschnitt behandelt Oberingenieur Paul Reinisch die elektrischen Maschinen und die elektrische Kraftübertragung. Nach den Grundlagen der Starkstromtechnik werden Akkumulatoren, Gleich- und Wechselstrommaschinen, Transformatoren, Gleich- und Stromrichter besprochen. Die Verhältnisse und Anforderungen in Baubetrieben werden dankens-

wertiger Weise besonders berücksichtigt: Baukraftwerke, Leitungen, Schaltkästen, Schutzmaßnahmen, Energiebedarf der Baumaschinen.

Das Buch stellt nach Inhalt, Druck und Ausstattung eine begrüßenswerte Neuerscheinung dar und kann allen Bauingenieuren für Studium und Praxis warm empfohlen werden. Hetzel.

**Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen.** (VDI-Forschungsheft 371.) Von M. Eweis. Berlin 1935, VDI-Verlag G. m. b. H. DIN A 4, II/23 Seiten mit 37 Abbildungen und 3 Zahlentafeln. Broschiert RM 5,— (VDI-Mitglieder RM 4,50).

Die Frage der Kolbenringreibung und der Undichtigkeitsverluste an den Kolben ist von großer Bedeutung für den Dampfmaschinenbetrieb und wird besonderes Interesse in Eisenbahnkreisen begegnen, weil ja die Dampfmaschine in der Dampflokomotive noch ein weites Anwendungsgebiet hat, während in der Industrie die Dampfturbine und der Elektromotor die Verwendung von Dampfmaschinen stark eingeschränkt hat. Übrigens beziehen sich die Untersuchungen natürlich nicht nur auf Dampfmaschinen sondern ebenso auch auf Verbrennungsmotoren. Die Untersuchungen sind um so dankenswerter als Versuche über das Verhalten der Kolbenringe hinsichtlich Reibung und Abdichtung trotz der Bedeutung dieses Maschinenteiles nur wenig bekannt sind, so daß dem Konstrukteur Unterlagen fehlen, nach denen er Zahl und Anordnung der Ringe festlegen könnte.

Die vorliegende Arbeit gibt zunächst einen Überblick über die verschiedenen Fälle der Reibung auf Grund des bisherigen Schrifttums. Die Strömungsgleichungen für den gleitenden Kolbenring mit gerader und abgerundeter Kante vor allem für den Fall der Flüssigkeitsreibung werden rechnerisch aufgestellt. Sodann wird die Frage der Druckverteilung hinter den Ringen erörtert, die sowohl für die Reibung als auch für die Undichtigkeitsverluste von maßgebender Bedeutung ist. Daran anschließend folgt die Durchführung der Versuche.

Die Versuche sind mit einer Einrichtung durchgeführt worden, bei der der Kolben mit der Meßvorrichtung festgehalten und der Zylinder bewegt wurde. Um die Reibungskraft allein zu messen, mußte der Kolben beiderseitig von jedem Gasdruck entlastet werden. Den Druck hinter den Kolbenringen erzeugte zwischen je zwei Ringen eingblasene Druckluft. Der Druck wurde mit elektrischen Indikatoren bei zwei bis sechs Kolbenringen und bis zu 2 m/sec Kolbengeschwindigkeit gemessen und festgestellt, daß er mit dem theoretisch berechneten Druckverlauf in gutem Einklang steht. Die Führung der Büchse war elektrisch geheizt, so daß gleichmäßige Öltemperaturen eingehalten werden konnten.

Ermittelt wurde die Kolbenreibung vor allem für zeitlich gleichbleibenden und veränderlichen Gasdruck bei Betriebstemperaturen bis 120°, wobei der Einfluß des Öles berücksichtigt

worden ist. Wegen der niedrigen Höchstgeschwindigkeit von 2 m/sec wurde allerdings nur das Gebiet der halbflüssigen Reibung erfaßt.

Die Undichtigkeitsversuche lassen erkennen, daß insbesondere gute Dichtung zwischen Ring und Sitz angestrebt werden muß. Die Verluste nehmen mit zunehmender Kolbengeschwindigkeit stark ab.

**Elsners Taschenbuch für den Werkstätten- und Betriebsmaschinendienst bei der Deutschen Reichsbahn 1936.** Berlin: Otto Elsner Verlagsgesellschaft. 570 Seiten, Taschenbuchformat. Preis gebunden 3,50 *RM.*

Das Buch enthält eine Zusammenfassung der wichtigsten Grundlagen für den im Werkstätte- und Betriebsmaschinendienst tätigen Beamten, die teils allgemeiner Art sind, teils durch die dienstlichen Verordnungen festgelegt sind. Neben den auch sonst in Taschenbüchern zu findenden, hier nach praktischen Gesichtspunkten ausgewählten Tabellen, nimmt die Zusammenstellung der Merkblätter für den Werkstätdienst in ihrem vollen Wortlaut den ersten Hauptteil des Buches ein. Aber auch der Betriebsmaschinendienst findet durch die Aufnahme des Verfahrens über die Einleitung und Behandlung der Arbeitsaufträge, die Ermittlung der Fahrzeiten der Züge, die Unterhaltung der maschinellen Anlagen und Geräte usw., entsprechende Berücksichtigung. Dadurch, daß die Unterlagen in gedrängter Form zusammengefaßt, rasch zur Hand sind, wird das Buch ein wertvolles Hilfsmittel vor allem für die im Werkdienst beschäftigten Beamten sein, aber auch den Beamten des Betriebsmaschinendienstes erwünschte Aufschlüsse geben. Ue.

**Aus der Frühzeit der Eisenbahnen.** Von Dr. Max Hoeltzel. Berlin: Julius Springer 1935. Preis 4,— *RM.*

Die anregende, schon Ende 1934 abgeschlossene Schrift wird am besten durch einen Satz aus dem Geleitworte Prof. Dr. Piraths gekennzeichnet: „sie kündigt in zahllosen Stichworten vom Kampf der zeitgenössischen Menschen um das Werden und Wachsen eines Verkehrsmittels, das ein Jahrhundert hindurch einem Zeitalter seinen Namen gab“.

Der Verfasser behandelt in zwei Abschnitten „Vom Werden der Eisenbahn“ und „Zur Einführung“ die hundertjährige Geschichte der Eisenbahn. Die Arbeit ist aus der Forschung um Friedrich List herausgewachsen. Sie ist von hoher Auffassung getragen. Dafür zum Beweise nur ein Zitat: „Alle Politik in der Mandshurei, dem jüngsten Staate der Welt, war Eisenbahnpolitik“.

Im Hauptteil bringt die Schrift eine in dieser Vollständigkeit vorher wohl nicht bekannte Zusammenstellung des allgemeinen Eisenbahnschrifttums aus der Frühzeit. Als Zeitgrenze ist das Jahr 1850 angenommen, doch sind auch geschichtliche Werke aus späterer Zeit mit berücksichtigt. Das Büchlein ist ein schöner Beitrag zur Jahrhundertfeier. Darüber hinaus behält es namentlich für den Quellenforscher dauernden Wert. Dr. Bl.

**Verzeichnis der oberen Reichsbahnbeamten 1936.** Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft bei der Deutschen Reichsbahn. 32. Jahrgang. Preis in Leinen gebunden 10,80 *RM.*

Das Verzeichnis ist ebenso eingeteilt, wie dies bei den in den letzten Jahren erschienenen Ausgaben der Fall war: Zusammensetzung des Verwaltungsrates, der Hauptverwaltung und des Hauptprüfungsamtes; es folgen die Beamten geordnet nach den ehemaligen Länderverwaltungen, die daran anschließende Reichsliste bringt das Verzeichnis sämtlicher oberer Beamten der Deutschen Reichsbahn nach dem Dienstalter geordnet. In ausführlicher Weise gibt das Buch sodann Aufschluß über die Besetzung der einzelnen Bezirke der Betriebsverwaltung, sowohl über die bei den Reichsbahndirektionen bestehenden Abteilungen und Dezernate und ihre Inhaber, wie über die den Direktionen unterstellten Ämter und

Ausbesserungswerke. Ein alphabetisches Namensverzeichnis sämtlicher Beamten bildet den Schluß. Das Nachschlagewerk, dessen jährliche Ausgabe bei dem zahlreichen Wechsel und den Änderungen jedes Jahr begründet erscheint, wird allen Interessenten erwünschte Dienste leisten. Dr. Ue.

**Erläuterungen zu den Vorschriften für geschweißte Stahlbauten.** Von Dr. Kommerell. 4. Auflage. II. Teil. Vollwandige Eisenbahnbrücken. Verlag Wilh. Ernst u. Sohn, Berlin. Preis *RM.* 5,—.

Die überraschend günstigen Ergebnisse der statischen Festigkeitsversuche mit Schweißverbindungen führte zu einer geradezu stürmischen Entwicklung der Schweißtechnik im Stahlbau. Die Ergebnisse der Dauerfestigkeitsversuche wirkten dagegen auf manchen Ingenieur ernüchternd. Es wäre aber falsch, wenn der fortschrittlich denkende Ingenieur sich dadurch beirren ließe. Die Vorteile der Schweißtechnik sind unverkennbar. Wesentlich ist vor allem, daß der Ingenieur sich bei der baulichen Durchbildung liebevoll mit dem Kraftfluß beschäftigt und auch bei der Werkstattarbeit an die physikalischen Vorgänge beim Schweißen denkt.

Die Reichsbahn hat den zweiten Teil der Vorschriften für geschweißte Stahlbauten, die Anwendung auf vollwandige Eisenbahnbrücken, erstmals herausgegeben. Es werden die Ergebnisse der mustergültig durchgeführten Versuche über das Verhalten geschweißter Verbindungen bei Dauerbelastung in Verbindung mit den knapp gefaßten und im Sommer 1935 beschlossenen Vorschriften eingehend besprochen. Der Verfasser stellt seinen Ausführungen einige Betrachtungen voran über die Begriffe Dauerfestigkeit, Ursprungsfestigkeit, Wechselfestigkeit, Schwingweite, Spannungshäuschen usw., weil er weiß, daß vielen Ingenieuren diese Begriffe nicht immer einwandfrei geläufig sind. Am Schlusse der Erläuterung werden einige Beispiele über die Berechnung und bauliche Durchbildung von Vollwandbrücken behandelt, die die Anwendung der Vorschriften klar erkennen lassen.

Jeder Ingenieur, der nicht als Fachingenieur wöchentlich an Hand von Zeitschriften die Fortschritte der Schweißtechnik laufend verfolgt, wird dem Verfasser dankbar sein für die eingehende Erläuterung der Vorschriften und für die Durchrechnung der Anwendungsbeispiele. Dr. Kollmar.

**Pfeiler und Widerlager von Brücken.** Von Dr. Ing. K. Schaechterle. Berlin 1935, Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn. 207 Seiten mit 347 Textabbildungen. Preis geh. 14,— *RM.*, geb. 15,80 *RM.*

Das Buch ist in den großen Rahmen des Sammelwerkes „Das Bauen in Stahl“ eingepasst, es bildet den 6. Band des II. Teiles „Stählerne Brücken“. In acht Abschnitte ist der Stoff gegliedert: Allgemeine Vorbemerkungen, Entwurfsgrundlagen, Gründungen, Kräfte und zulässige Spannungen, der Baugrund, Grundformen der Pfeiler und Widerlager, Schutz der Pfeiler und Widerlager, Bauausführungen.

Der Verfasser erweist sich als ein zielsicherer, kundiger Führer durch das umfangreiche, ihm wohl vertraute Gebiet. Die Darstellung ist ganz aus Eigenem geschöpft und wirkt dadurch anziehend und überzeugend. Als besonders reizvoll können die Ausführungen über Bodenchemie und Baugrundforschung, ferner über die Verteilung der Spannungen in Mauerwerkskörpern sowie über gegliederte Pfeiler und Widerlager gelten. Der Abschnitt Bauausführungen führt von grundsätzlichen Anordnungen über statische Berechnungen zu gut ausgewählten Musterbeispielen. Das Buch ist durchsetzt mit einer Fülle anschaulicher, die Leitgedanken klar herausarbeitender Zeichnungen eigenen Entwurfs. Das Ganze läßt schlechthin keine Frage unbeantwortet, keinen fachlichen Wunsch unerfüllt. Auch das Künstlerische im baulichen Gestaltungswillen erfüllt, ja belebt die Darstellung und hebt sie auf eine hohe Stufe. Mit diesem Buche schenkt ein reicher Geist freigebig aus dem Schatze seines Wissens und seiner Erfahrung! Dr. Bloss.

*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.