

### Das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

(Fortsetzung).

Hierzu Tafel 29.

#### 4. Voranlaufendes amerikanisches Laufdrehgestell.

Wird ein Fahrzeug durch ein voranlaufendes amerikanisches zweiachsiges Laufdrehgestell geführt, dessen mittlen zwischen den Drehgestellachsen gelegener Drehzapfen seitlich fest mit dem Hauptgestell verbunden ist, so nimmt die erste Drehgestellachse, sobald sie sich an die Außenschiene anlegt, zwar in D das Hauptgestell zwangläufig mit, ist aber dennoch ebenso wie beim Helmholtz-Gestell, mit dem Hauptgestell nur kraftschlüssig verbunden, weil die zweite Drehgestellachse unter hohem Zapfenrückdruck  $-P_d$  nach außen ausweichen, als Rutschkupplung wirken, kann. Achse 2 verhält sich von vornherein etwas anders wie beim Helmholtz-Gestell, weil sie durch den Drehgestellrahmen gedreht und damit das Quergleiten eingeleitet wird. Nach Maßgabe dieses Ausweichens nimmt Achse 1 in D das Hauptgestell tatsächlich mit, erteilt ihm hier eine reduzierte Zentripetalbeschleunigung  $b_H$  und erfährt von ihm eine seiner reduzierten Masse  $M_r$  und  $b_H$  entsprechende Massenrückwirkung. Ganz allgemein (s. Abb. 19) dreht sich das Drehgestell von dem Augenblick an, in dem sich seine Achse 1 an die Außenschiene anlegt, winkelbeschleunigt um seinen Pol  $O_d$ , mit der Zentripetalbeschleunigung  $b = \frac{v^2}{R}$  seiner Vorder-

achse, beschleunigt das Hauptgestell in D mit  $b_H = b \frac{y_d - \frac{d_d}{2}}{y_d}$  und erfährt hier einen entsprechenden Massenrückdruck, während die Gleitdrehung des Drehgestells um seinen Reibungsmittelpunkt  $M_d$  geschieht.

$M_d$  rückt mit wachsendem Zapfenrückdruck  $-P_d$  nach vorn, mit ihm  $O_d$ , das im Augenblick des Anlegens von Achse 1 mit  $M_d$  zusammenfällt.  $O_d$  kann höchstens bis zum Punkte D vorrücken, denn bei dieser Lage wird das Hauptgestell gar nicht mehr vom Drehgestell aus winkelbeschleunigt, ist  $b_H = 0$ , so groß auch  $b$  sein mag, weicht Achse 2 ebensoviel nach außen aus, wie Achse 1 nach innen durch die Außenschiene abgelenkt wird. Der Lage von  $O_d$  und  $M_d$  in D im Augenblick des Anlegens von Achse 1 gehört daher der größte Zapfenrückdruck  $-P_{dmax}$  und damit auch das größtmögliche  $P_{100max}$  zu. Wir erhalten somit, mit  $x_d = \frac{d_d}{2}$ , durch Ansetzen der Momentengleichung um D, in Einheiten f. Q:

$$P_{100max} = 4 \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{\sqrt{\frac{d_d^2}{4} + s^2}}{\frac{d_d}{2}} \dots 10).$$

Im allgemeinen ist  $P_{100}$  erheblich kleiner, es stellt sich  $b_H$ ,

wie sein allgemeiner Ausdruck  $b \cdot \frac{y_d - \frac{d_d}{2}}{y_d}$ , der im Augenblick

des Anlegens von 1:  $b \cdot \frac{x_d - \frac{d_d}{2}}{x_d}$  heißt, erkennen läßt, immer

selbsttätig so ein, daß  $P_d$  und damit  $P_{100}$  erheblich schwächer zunehmen als  $b$ , indem Achse 2 um so mehr nach außen ausweicht, je größer  $b$  ist. In Abb. 20 links sind die für verschiedene  $x_d$  nach dem Minimumverfahren ermittelten  $P_d$  und  $P_{100}$  sowie  $\frac{b_H}{b}$  für den Augenblick des Anlegens von Achse 1

über  $x_d$  aufgetragen mit den Daten:  $\frac{Q_1}{Q} = 0,8$  und  $\frac{d_d}{s} = \frac{2,2}{0,75}$ , rechts daneben  $P_d$  und  $P_{100}$  über dem zugehörigen  $M_r \cdot b$ .  $M_r \cdot b$  und  $P_d$  stehen in folgender Beziehung zueinander:

$$P_d = P_d' + b \cdot M_r \cdot \frac{b_H}{b} \text{ oder } b \cdot M_r = \frac{P_d - P_d'}{\frac{b_H}{b}} \dots 11),$$

worin  $P_d'$  den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells bedeutet. Jedem  $P_d'$  gehört ein anderes  $P_d$  zu; in Abb. 20 sind  $P_d' = 1, 1,5, 2,0$  eingesetzt. Die Darstellung zeigt deutlich die günstige Selbsteinstellung des Systems;  $P_d$  und  $P_{100}$  nehmen sehr viel schwächer als  $M_r \cdot b$  oder, da  $M_r$  ziemlich konstant nach  $x_d$  ist, als  $b$ .

$b \cdot M_r$  ist in Einheiten f. Q aufgetragen und hat bei  $b = 0,5 \text{ m/sec}^2$  die Größenordnung von etwa 1.

Im weiteren Verlauf des Einfahrens schiebt sich der Pol  $O_d$  des Drehgestells schnell, der Pol O des Hauptgestells etwas langsamer nach hinten ins Unendliche, daher nehmen  $b_H$  und die zugehörige Massenrückwirkung des Hauptgestells allmählich ihre Werte des Beharrungszustandes an, d. h.  $b_H$  den größeren Wert  $b$ , während die Massenrückwirkung des Hauptgestells, bis  $O_d$  ins Unendliche gelangt ist, ebenfalls zu  $-$ , dann, bis O ins Unendliche gelangt ist, wieder etwas abnimmt. Punkt D beschreibt keinen Kreisbogen um den Krümmungsmittelpunkt C, sondern einen Übergangsbogen, dessen Halbmesser allmählich von  $\infty$  auf R abnimmt.

Wir haben also eine sehr günstige ganz selbsttätige allmähliche Einführung des Fahrzeugs in den Bogen, ohne weiteren Ruck nach dem nur kleinen beim Anlegen von Achse 1. Das ist der Grund, warum sich ein solches vorderes Drehgestell besonders gut zur Führung schnellfahrender Fahrzeuge in Bögen eignet.

Die Gefahr des Innenanlaufs von Achse 3, der vermieden werden muß, weil er auch bei kleinem  $v$  mit starker Anlauferscheinung, großem  $Y_0$ , erfolgen,  $Y_1$  stark erhöhen und einen heftigen Ruck in das Hauptgestell bringen kann, ist allerdings bei Regelspurkränzen dieser Achse auch hier sehr groß; es sind deshalb ihre Spurkränze zu schwächen oder sie ist seitenverschieblich anzuordnen; dies ist hier zulässig, weil die Achse zur Führung des Hauptgestells von außen nicht herangezogen wird. Bei fünf- und mehrachsiger Anordnung hat außer der dritten noch die vierte Achse starke Neigung zum Innenanlauf, der ebenfalls durch Schwächung der Spurkränze oder Seitenverschieblichkeit vermieden werden muß. Es führt dann allein vorne außen Achse 1, außerdem unter Umständen noch hinten innen die letzte Achse, trotzdem steigt  $Y_1$  infolge der Anschmiegun des Drehgestells an die Bahnkrümmung im weiteren Verlauf des Einfahrens im allgemeinen

nicht bedenklich hoch an. Hier kann die oben aufgestellte Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, erfüllt werden.

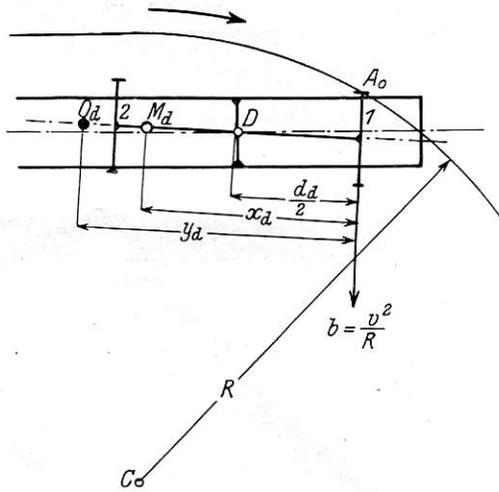


Abb. 19.

Bei großen Baulängen kann die Verschiebung der Achse 3, wenn diese seitlich fest im Hauptgestell ist, gegenüber dem Gleis so groß werden, daß eine sichere Auflage der schon spurkranzlosen Räder auf den Schienen nicht mehr erreicht

gestell und Hauptgestell in Punkt D wieder kraftschlüssig mit einer die Zapfenrichtkraft  $P_d$  liefernden Rückstellvorrichtung herzustellen. Man kann hierdurch außerdem erreichen, daß die Achse 1 sich noch sanfter außen anlegt als bei seitlich festem Zapfen; denn wie beim Helmholtz-Gestell tritt jetzt im Augenblick dieses Anlegens an die Stelle der zwar begrenzten Massenrückwirkung des Hauptgestells eine hiervon ganz unabhängige Rückstellkraft  $P_d$ , die bei Federrückstellung als  $S_0$  sehr klein gehalten werden kann. Beim weiteren Einfahren bewegt sich bei Federrückstellung  $D_d$  auf einem Übergangsbogen, dessen Halbmesser sich schneller als bei seitlich fester Verbindung auf  $R$  verkleinert, und  $D_H$  mit dem Hauptgestell zunächst geradeaus, bis der Ausschlag  $e_d$  des Punktes D so groß geworden ist, daß  $P_d$  den statischen Schwenkwiderstand des Hauptgestells überwindet. Von da an beginnt dies schwingend allmählich einzuschwenken. Bei großem  $b$  und in engen Bögen wird die Schwingung abgebrochen durch Anlegen der ersten im Hauptgestell seitlich festen Achse, zweckmäßig Achse 3, oder Erschöpfung des Zapfenspiels  $e_d$ . Auch hier ist aus baulichen und den gleichen Gründen wie oben im allgemeinen Abbruch durch Erschöpfung des seitlichen Zapfenspiels vorzuziehen; das Anlegen der Achse 3 geschieht mit sehr großem Überhang, also großem  $M_r$  und unmerklich verringertem Anlaufwinkel; der zu dämpfende, reduzierte und nach oben begrenzte, Stoß bei Zusammentreffen in D trifft Achse 1 bereits anliegend, also nicht im kritischen Augenblick. Im allgemeinen wird  $Y_1$  bei alleiniger Führung durch Achse 1 nicht zu hoch. Natürlich gilt das nur

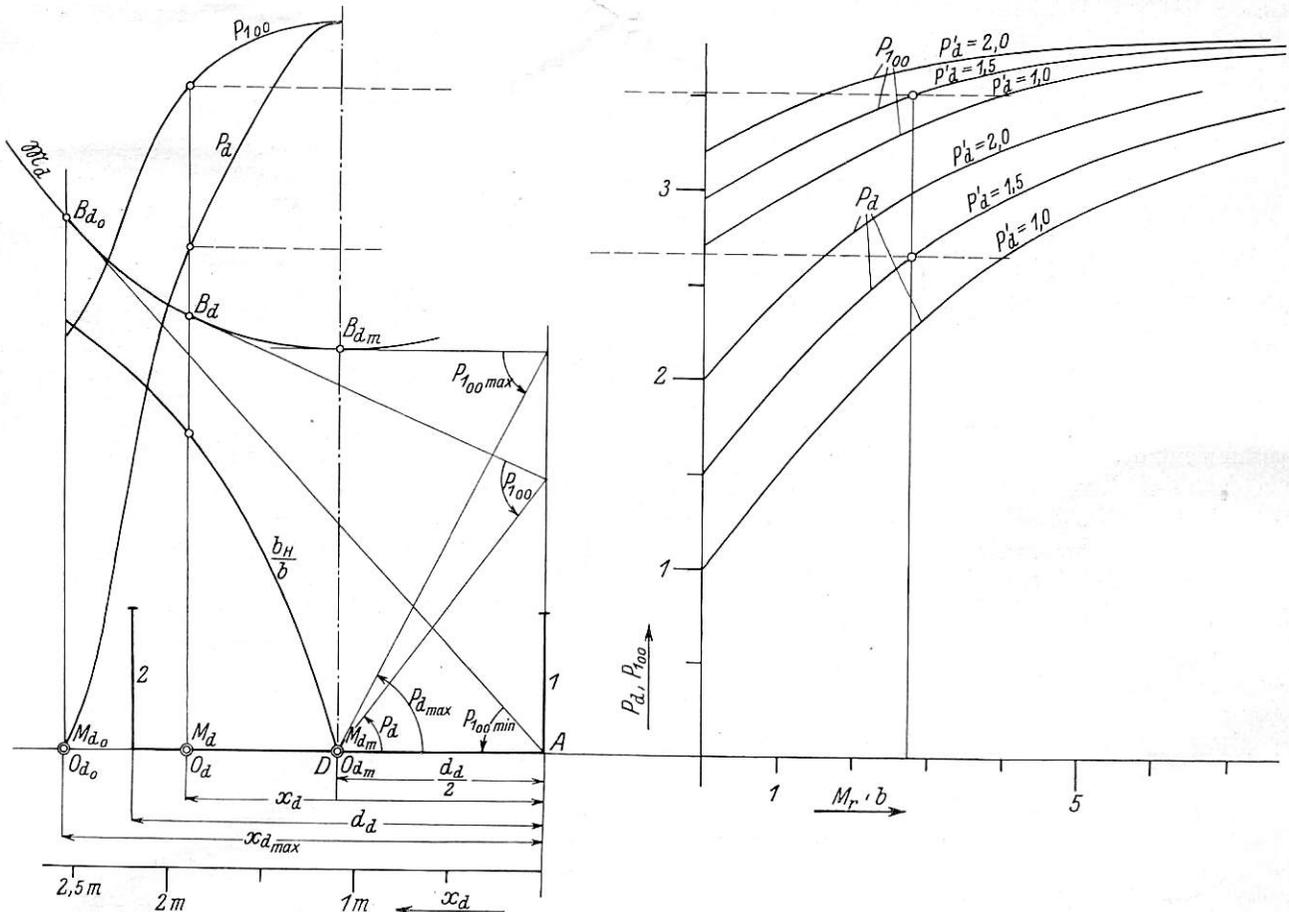


Abb. 20.

wird; dann und wenn man Bedenken trägt, beide Achsen 3 und 4 ganz spurkranzlos oder mit stark geschwächten Spurkranzen oder stark seitenverschieblich auszuführen, und Achse 1 vorne außen allein führen zu lassen, ist zur Vermeidung dieser Anstände die Verbindung zwischen Dreh-

für großes  $b$  und enge Bögen. Die oben genannten Forderungen und Rücksichten verlangen schon ein so großes seitliches Zapfenspiel, daß in flachen Bögen bei großem  $b$  die Schwingbewegung stets durch Anlegen von Achse 3 abgebrochen wird. Wegen Heranziehung der Achse 3 zur Führung von außen

ist hier die Forderung, daß nur seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbundene Radsätze führen sollen, nicht erfüllt.

Bei einer Rückstellvorrichtung mit konstantem  $P_d$  tritt dieser Außenanlauf von Achse 3 mit starker Anlauferscheinung und heftigem Ruck bei jedem R auf, unter Geradeauslaufen des Hauptgestells, also mit völlig unvermindertem Anlaufwinkel.

Zu bemessen ist die Federrückstellvorrichtung sinngemäß nach den gleichen Gesichtspunkten wie die Mittelstellvorrichtung bei der Schwenkachse. Wie beim Helmholtz-Gestell kann auch hier  $S_0$  größer als bei der Schwenkachse genommen werden, weil es nur z. T. auf die anlaufende Achse 1 entfällt. Innenanlauf der seitlich festen und zweckmäßig mit Regelspurkränzen zu versehenen, weil zur Führung herangezogenen, Achse 3 muß bei Federrückstellung möglichst vermieden werden; das erfordert aber bei großen Radständen, wie sie bei Schnellzuglokomotiven vorliegen, so kleines  $p$ , daß in flachen Bögen  $P_d$  nur klein wird und die Achse 3 bei deren Anlegen nur wenig entlastet. So kann großes  $p$  mit Innenanlauf von 3 u. U. angebracht sein. Die Abhängigkeit des  $P_d$  von R kann hier so ungünstig werden, daß eine Rückstellvorrichtung mit konstantem  $P_d$ , ohne die Mängel der Keilflächenanordnung, zweckmäßiger sein kann als eine Federstellvorrichtung. Ein Innenanlauf der Achse 3 ist dann nicht ganz so ungünstig wie bei Federrückstellung, weil  $P_d$  dabei nicht zunehmen kann. Genaueres darüber im Zahlenbeispiel.

### 5. Voranlaufendes Lotter-Gestell.

Beim Lotter-Drehgestell ist die Laufachse des Helmholtz-Gestells durch ein in seinem Drehpunkt  $D_1$  frei schwenkbar an das Vorderende der Deichsel angeschlossenes amerikanisches Drehgestell ersetzt, s. Abb. 21. Hier wirken also die Achsen 2 und 3 als Rutschkupplungen. Ist Drehzapfen  $D_1$  gegenüber dem Drehgestell,  $D_2$  gegenüber dem Hauptrahmen seitlich starr gelagert, so wird bei Zentripetalbeschleunigung der Achse 1 um  $b$  auf das Hauptgestell in  $D_2$  zwangsläufig übertragen die Zentripetalbeschleunigung:

$$b_H = b \cdot \frac{y_1 - d_1/2}{y_1} \cdot \frac{y_2 - d_2 + c}{y_2}$$

also im Augenblick des Anlegens von Achse 1 an die Außenschiene, mit  $y_1 = x_{d1}$ ,  $y_2 = x_{d2} = d_2$ , unter der stets erfüllten Voraussetzung, daß Achse 3 nicht ausweicht:

$$b_H = b \cdot \frac{x_{d1} - d_1/2}{x_{d1}} \cdot \frac{c}{d_2} \quad (12);$$

es wird also  $b$  und in gleichem Maße die Massenwirkung stark reduziert. Da im weiteren Verlauf des Einfahrens  $y_1$  und  $y_2$  zunehmen,  $y_1$  stark,  $y_2$  äußerst wenig, so wächst  $b_H$  solange, bis Achse 3, die erst etwas nach außen ausweicht, dann leicht nach innen einschwenkt, sich außen anlegt. Dies geschieht mit großem Überhang, großem  $M_r$ , und unmerklich verkleinertem  $\alpha_0$ . Im Augenblick dieses Anlaufbeginns springt  $y_2$  auf  $\infty$ ,  $b_H$  auf  $b$  oder, wenn  $O_{d1}$  noch nicht ins Unendliche gelangt ist, auf einen diesem naheliegenden Wert, um diesen dann im weiteren Verlauf bald zu erreichen; das Entsprechende gilt für den Massenrückdruck, der sich jetzt auf die zwei Achsen 1 und 3 verteilt. Es tritt eine starke Anlauferscheinung auf; das Hauptgestell erfährt einen kräftigen Ruck, und  $Y_{30}$  kann recht groß werden, begrenzt durch die Möglichkeit des Ausweichens von Achse 2. Dieser Sprung und Ruck ist um so geringer, je weiter in diesem Augenblick  $O_{d1}$  und  $O_{d2}$  schon nach hinten gerückt sind, also im allgemeinen, je größer der Abstand zwischen Achse 3 und 1 ist. Achse 1 legt sich hier wegen der größeren Übersetzung sanfter als beim amerikanischen Drehgestell an die Außenschiene an. Der Sprung der Massenwirkung bei Anlaufbeginn von Achse 3 ist hier nicht notwendig kleiner als der entsprechende beim Helmholtz-

Gestell, weil die Führung von  $D_1$  auf einem Übergangsbogen im Sinne einer Vergrößerung wirkt. Die Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, kann hier zwar erfüllt werden, aber in bezug auf Achse 3 nicht so gut wie in bezug auf Achse 1 beim amerikanischen Drehgestell wegen verschiedener Übersetzung,  $Y_{30}$  kann recht hoch werden.

Etwas sanfter läßt sich auch hier das Einfahren gestalten durch seitlich gegen eine Federrückstellvorrichtung verschiebliche Lagerung des Drehzapfens  $D_2$ . Abgesehen von der Sondermassenwirkung des Drehgestells, die hier nicht mehr ganz klein ist, ist der Führungsdruck  $Y_{100}$ , mit dem sich Achse 1 außen anlegt, dann wieder ganz unabhängig von  $b$  und  $M_r$ , nur durch einen Teil von  $S_0$  erhöht. Im übrigen ist die Führung eines solchen Fahrzeugs beim Einfahren grundsätzlich anders wie bei den bisher besprochenen Anordnungen mit Mittel- oder Rückstellvorrichtung. Während bei diesen im allgemeinen eine vordere, meist und zweckmäßig die erste hinter dem Drehgestell liegende Achse des Hauptgestells als seitlich fest und regelspurig zur Führung desselben von außen herangezogen wird, nur in engen Bögen nicht mitwirkt, darf hier keine der im Hauptgestell festen Achsen beim Einfahren aus der Geraden zum Außenanlauf kommen, d. h. zur Außenführung des Hauptgestells herangezogen werden, wenigstens nicht, wenn die außen anlaufende

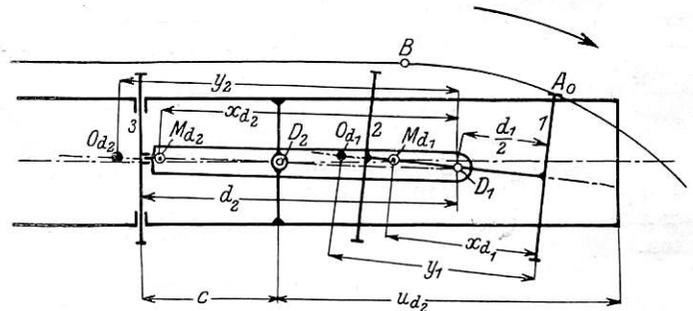


Abb. 21.

Achse zentripetal mit  $b_{max}$  beschleunigt wird; denn diese Achsen liegen entweder so dicht vor dem Reibungsmittelpunkt des Hauptgestells  $M$  und haben dann einen so großen Überhang, daß sie mit gefährlich großem  $Y_0$  sich anlegen würden, oder sie liegen gar hinter  $M$  und würden dann mit sehr großem  $Y_0$  das Fahrzeug sogar zunächst dem Bogenlauf entgegen herumschwenken. Die Gefahr des Außenanlaufs einer solchen Achse (4,5 oder 6) mit  $b_{max}$  ist am größten im flachsten noch mit  $b_{max}$  durchfahrenen Bogen vom Halbmesser  $R'$ . Wir müssen daher das Seitenspiel  $e_2$  von  $D_2$  so klein halten, daß das Hauptgestell nach Erschöpfung dieses Spieles bei  $D_2$  vom Drehgestell mitgenommen wird, bevor die feste Achse (4,5 oder 6) beim Einfahren in einen Bogen vom Halbmesser  $< R'$  sich geradeauslaufend außen anlegen kann. Diese Mitnahme geschieht mit Stoß, weil im Augenblick des Zusammentreffens das abgelenkte Drehgestell in Punkt  $D_2$  bereits eine gewisse Schwenkgeschwindigkeit besitzt, das geradeauslaufende Hauptgestell dagegen noch nicht; und während dieses bis zum Zusammentreffen in  $D_2$  die Zentripetalbeschleunigung 0 hatte, wird ihm hier an einem Punkte mit großem Überhang  $u_{d2}$  jetzt plötzlich nach dem Stoß entweder

$$b_H = \sim b \cdot \frac{x_{d1} - d_1/2}{x_{d1}} \cdot \frac{c}{d_2}$$

oder sogar  $b$  aufgezwungen, jenes, wenn Achse 3 sich noch nicht, dieses, wenn sie sich bereits angelegt hatte. Es erfährt daher das Hauptgestell im Augenblick des Zusammentreffens in  $D_2$  einen merklichen Ruck und übt auf die Achsen 1, 2, 3 eine entsprechende Massenrückwirkung aus. Der Stoß kann

aber wie gesagt, etwa durch Einbau eines Flüssigkeitspuffers, gedämpft werden.

Ist Achse 3 zum Außenanlauf gekommen vor Erschöpfung des Spiels von  $D_2$ , also vor diesem Zusammentreffen, und das ist in flachen Bögen der Fall, so legt sie sich an ohne Massenrückwirkung des Hauptgestells, erfährt diese erst eine Weile, nachdem sie sich angelegt hat, und sie legt sich wegen des großen  $R$  mit kleinem  $\alpha$  an, also fast ganz ohne Anlauferscheinung. Das Hauptgestell erfährt dann keinen weiteren Ruck außer demjenigen beim Zusammentreffen in  $D_2$ , bei dem seine Zentripetalgeschwindigkeit in diesem Punkte von  $\sim 0$  auf  $v \cdot \alpha_{D_2}$  und seine Zentripetalbeschleunigung von  $\sim 0$  entsprechend dem Stoß sprang und dann den Wert  $b$  annahm; dieser Stoß kann wie gesagt, gedämpft werden. Ist aber das Spiel schon erschöpft, bevor Achse 3 zum Außenanlauf kommt, so erfährt diese beim Anlegen eine Massenrückwirkung vom Hauptgestell, dessen Zentripetalgeschwindigkeit in Punkt  $D_2$  in diesem Augenblick plötzlich von  $\sim v \cdot \alpha_{D_1} \cdot \frac{c}{d_d}$  auf  $v \cdot \alpha_{D_2}$

springt, und dessen Zentripetalbeschleunigung von  $\sim b \cdot \frac{c}{d_d}$  aus entsprechend diesem Stoß springt, um dann den Wert  $b$  anzunehmen, bei verhältnismäßig großem Anlaufwinkel, weil dieser Fall in engen Bögen auftritt. Die „Anlauferscheinung“ kann also ziemlich stark sein und  $Y_{30}$  merklich erhöhen. In diesem Falle erfährt mithin das Hauptgestell zwei Rucke, den ersten bei Erschöpfung des Zapfenspiels, wobei dessen Zentripetalgeschwindigkeit in  $D_2$  von  $\sim 0$  auf  $v \cdot \alpha_{D_{10}} \cdot \frac{c}{d_d}$  sprang, und den zweiten bereits genauer gekennzeichneten im Augenblick des Anlegens von Achse 3; beide sind an sich schwächer als der, der in  $D_2$  auftritt bei Anlegen der Achse 3 vor Erschöpfung des Zapfenspiels, der aber gedämpft werden kann.

Während bei den bisher besprochenen Anordnungen die Rückstell- bzw. die Mittelstellkraft die Achse 3 bzw. Achse 2 entlastete, also beim Anlegen dieser Achsen möglichst groß sein sollte, belastet sie hier die Achse 3; und im Gegensatz zu jenen tritt hier ungünstigerweise der schon ohne Berücksichtigung der Anlauferscheinung größte Führungsdruck  $Y_{30}$  zusammen mit dem größten Anlaufwinkel, also der stärksten Anlauferscheinung, auf.

Das zulässige Seitenspiel  $e_2'$  des Zapfens  $D_2$  bestimmt sich daher auf folgende Weise. Es bezeichne:  $R'$  denjenigen größten Bogenhalbmesser, der noch mit der größten Zentripetalbeschleunigung  $b_{max}$  befahren wird,  $n$  die erste seitlich feste und regelspurige Achse des Hauptgestells, dann ist nach Abb. 22 für den Augenblick, in dem sich Achse  $n$  gerade außen anlegt:

$$u = \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'}, \quad v = u \cdot \frac{c}{d_2} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'}, \text{ also}$$

$$v = \frac{c}{d_2} \cdot \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'}$$

weiter nach Abb. 22

$$e_2' - v + f = \frac{(d_n + z_m)^2}{2R'} \text{ mit } z_m = \sqrt{2R' \cdot f};$$

mithin muß sein

$$e_2' \leq \frac{(d_n + \sqrt{2R' \cdot f})^2}{2R'} + \frac{c}{d_2} \cdot \frac{x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R'} + \frac{d_2 \cdot c - c^2}{2R'} - f \dots (13).$$

Das zulässige Höchstmaß des Spiels wächst also quadratisch mit  $d_n$ ; man sollte demnach  $d_n$  so groß wie möglich machen, die erste seitlich feste und regelspurige Achse des Hauptgestells möglichst weit zurück legen.

Weiter besteht zwischen demjenigen  $R=R''$ , bei dem Erschöpfung von  $e_2'$  und Außenanlegen von Achse 3 vom

Geradauszulauf aus zusammenfallen, nach Gl. 10a) meiner Arbeit von 1928 und der Abb. 23 die Beziehung:

$$e_2' = 2c \sqrt{\frac{f}{2R''} + \frac{c}{d_2} \cdot \frac{d_2^2 + x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4}{2R''}} \dots (14a),$$

oder, wenn man  $\frac{c}{d_2} (d_2^2 + x_{d_1} \cdot d_1 - d_1^2/4)$  mit  $A$  bezeichnet:

$$R'' = \frac{2c^2 \cdot f + e_2' \cdot A}{2e_2'^2} + \sqrt{\left(\frac{2c^2 \cdot f + e_2' \cdot A}{2e_2'^2}\right)^2 - \frac{A^2}{4e_2'^2}} \dots (14).$$

Bei größerem  $R$  legt sich Achse 3 an vor Erschöpfung von  $e_2'$ , bei kleinerem danach.

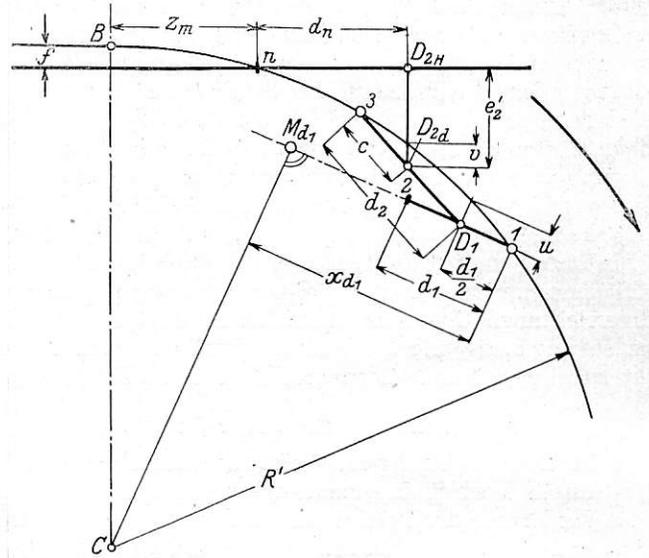


Abb. 22.

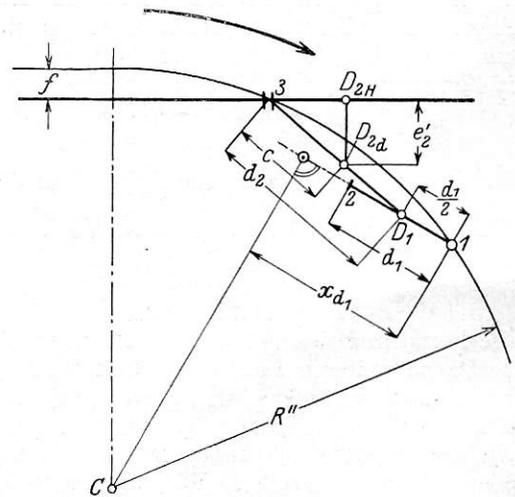


Abb. 23.

Infolge der notwendigen starken Beschränkung des Seitenspiels  $e_2$  tritt bei dieser Anordnung abweichend von der mit voranlaufendem Helmholtz-Gestell mit seitenverschieblichem Drehzapfen erstens stets ein Stoß und Ruck auf bei Zusammentreffen von Drehgestell und Hauptgestell, und werden zweitens der Massenrückdruck, das Anlegen der Kuppelachse, hier der Achse 3, mit starker Anlauferscheinung und der damit verbundene Ruck im Hauptgestell nur in flachen Bögen vermieden, legt sich in engeren diese Achse hart an; demgegenüber fällt das Außenanlaufen des Hauptgestells und der damit verbundene Ruck wenigstens in engeren Bögen, die mit großem  $b$  durchfahren werden, fort. Trotz der ungünstigen Anlaufverhältnisse der Kuppelachse des Gestells läßt sich durch die stärkere Übersetzung zwischen  $D_2$  und den

stets anlaufenden Achsen 1 und 3 eine geringe Höhe und ein günstiges Verhältnis ihrer kritischen Führungsdrücke zueinander erreichen.  $D_2$  hat hier einen größeren Überhang als die entsprechenden Punkte der vorher besprochenen Anordnungen. Die Forderung, daß nur Radsätze, die seitlich kraftschlüssig mit dem Hauptgestell verbunden sind, zur Führung herangezogen werden, ist hier in bezug auf Achse 1 und auf Achse 3 erfüllt, letzteres im Gegensatz zur Anordnung mit kraftschlüssig angeschlossenem vorderem Helmoltz- oder amerikanischen Drehgestell, aber in bezug auf Achse 3 nicht so gut, wie in bezug auf Achse 1 beim nicht seitenverschieblichen amerikanischen Gestell, aus dem gleichen Grunde wie oben; in bezug auf Achse n ist die Forderung nicht erfüllt.

Die Federstellkraft  $P_d$  ist nach ganz anderen Gesichtspunkten zu bemessen wie bei den bisher betrachteten Achsanordnungen. Sie soll bei Erschöpfung des Seitenspiels  $e_2$  möglichst etwas größer als zum Überwinden des statischen Schwenkwiderstandes des Hauptgestells erforderlich sein, damit wenigstens bei langsamer Fahrt erstens beim Einfahren in Bögen vom Halbmesser gleich oder kleiner  $R'$  das Hauptgestell noch kraftschlüssig und weich durch  $P_d$  und nicht fast zwangschlüssig und hart durch das Drehgestell geführt wird und zweitens das Hauptgestell erst beim Einfahren in ganz flache Bögen, deren Halbmesser erheblich größer als  $R'$  ist, zum Außenanlauf kommt.  $S_0$  kann wegen der großen Übersetzung hoch genommen werden. Rücksicht auf Innenanlauf von Achse 3 ist nicht zu nehmen, weil diese stets außen anlauft, wohl aber bei Lokomotiven mit mehr als vier Achsen auf Innenanlauf von Achse 4, der recht ungünstig sein würde und durch Schwächen ihrer Spurkränze vermieden werden muß, was auch schon zur Vermeidung ihres Außenanlaufs, Erzielung eines möglichst großen  $d_n$  (s. oben) notwendig ist. Bei Lokomotiven mit mehr als fünf Achsen gilt das Entsprechende für Achse 5, soweit hinter ihr noch seitlich feste vorhanden sind.

#### Bestimmung der Lage von $M_0$ .

Wo liegt nun im Augenblick des Anlaufbeginns eines bei A führenden Radsatzes der Reibungsmittelpunkt M des Fahrzeugs bzw. des Hauptgestells? Vorausgesetzt ist, daß es im übrigen frei läuft, daß also M nicht geometrisch festgelegt ist, und weiter, daß die Zugkraft Z gleich 0 ist. M fällt dann nach den obigen Ausführungen mit dem Pol O der Winkelbeschleunigung zusammen. Nach dem dem Minimumverfahren zugrunde liegenden Gesetz liegt M so, daß die sich aus dem Moment aller äußeren am Fahrzeug angreifenden Kräfte ergebende noch unbekannte Richtkraft ihren Mindestwert annimmt. An äußeren Kräften treten hier außer den statischen noch die dynamischen, durch die Beschleunigung des Fahrzeugs wachgerufenen, auf. Für eine bestimmte Lage von O können wir die Massenkräfte und ihre Momente um O oder auch M, das ja im betrachteten Augenblick mit O zusammenfällt, in folgender Weise angenähert rechnerisch erfassen. Wir nehmen an, daß die Masse des auf die Breite O zusammengeschrumpft gedachten Fahrzeugs sich gleichmäßig über seine Länge  $2l$ , von Pufferbohle bis Pufferbohle gerechnet, verteile\*), dann erhalten wir die schon oben durch Abb. 2 veranschaulichte zeichnerische Darstellung der Beschleunigungen bzw. Massenkräfte der Linie OH in Abb. 24.  $x_0, y_0$  bezeichnet wieder den Abstand des Anlaufpunktes A von  $M_0$  bzw.  $O_0$ . OH ist festgelegt durch  $O_0$  und die Ordinate  $A_0H = b = \frac{v^2}{R}$ , die bekannte Zentripetalbeschleunigung des anlaufenden Punktes oder Querschnitts A. Die Ordinaten der OH-Linie geben

dann nicht nur die Zentripetalbeschleunigungen der verschiedenen Querschnitte, sondern auch die auf die Längeneinheit des Fahrzeugs an diesen Querschnitten entfallenden Massenkräfte an, also am Querschnitt A die hier auf die Längeneinheit entfallende Kraft  $k = \frac{\Sigma Q v^2}{g R 2l}$ , wenn  $\Sigma Q$

das Gesamtgewicht der beschleunigten Fahrzeugmasse bedeutet. Der Inhalt der durch die verlängerte  $O_0H$ , durch UV und die Endordinaten begrenzten beiden Dreiecke stellt demnach die nach außen und nach innen gerichteten Massenkräfte  $S_1$  und  $S_2$  des Fahrzeugs dar. Diese haben die Ausdrücke:

$$S_1 = k \frac{(u + x_0)^2}{x_0} \cdot \frac{1}{2} = \frac{\Sigma Q v^2}{g R 4l} \cdot \frac{1}{x_0} (u + x_0)^2 \dots \dots \dots (15),$$

$$S_2 = k \frac{\{2l - (u + x_0)\}^2}{2x_0} = \frac{\Sigma Q v^2}{g R 4l} \cdot \frac{\{2l - (u + x_0)\}^2}{x_0} \dots \dots \dots (16);$$

und das Moment der Massenkräfte hat den Ausdruck:

$$M_m = S_1 \cdot \frac{2}{3} (u + x_0) + S_2 \cdot \frac{2}{3} \{2l - (u + x_0)\}.$$

Wir schätzen nun  $x_0$ , bestimmen danach  $S_1$  und  $S_2$ , setzen diese mit ihren aus Abb. 24 ersichtlichen Angriffspunkten, den Schwerpunkten der gekennzeichneten Dreiecke, genau wie die statischen Kräfte bzw. Widerstände in das Minimum-

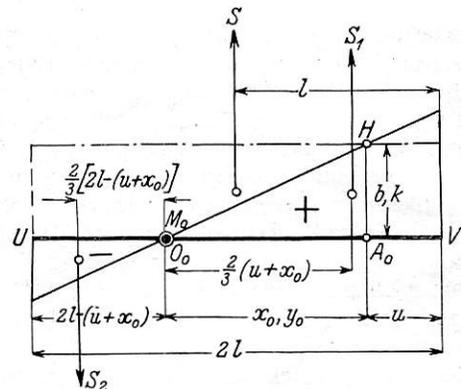


Abb. 24.

verfahren ein und prüfen nach, ob das hieraus gewonnene  $x_0$  mit dem geschätzten übereinstimmt. Wenn das nicht der Fall ist, muß das Verfahren mit anderem  $x_0$  wiederholt werden, bis Übereinstimmung erreicht ist. Damit ist  $M_0$  und  $O_0$  für den Augenblick des Anlaufbeginns festgelegt. Die zugehörige Richtkraft P und der Krümmungswiderstand W ergeben sich dann leicht aus dem in den angegebenen Arbeiten von 1913 und 1928 entwickelten Minimumverfahren. Sowohl  $S_1$  als  $S_2$  erhöhen die Richtkraft und den Führungsdruck,  $S_1$  schiebt den Reibungsmittelpunkt meistens etwas nach vorne, nur bei sehr großem Überhang, wenn  $S_1$  vor der anlaufenden Achse liegt, nach hinten,  $S_2$  stets nach hinten.

Während des Einfahrens dreht sich, wie gesagt, HO um H allmählich in die zu VU parallele Lage hinein, die sie am Ende des Einfahrens erreicht, um sie beim Durchfahren zu behalten. Dann ist die Massenkraft nur nach außen gerichtet, gleich der Fliehkraft  $S = \frac{\Sigma Q v^2}{g R}$ , und greift im Schwerpunkt des Fahrzeugs, also hier in der Mitte der Fahrzeuglängsachse, an. Ihre Größe und Lage ist mithin bekannt. Sie ist wie die statischen Kräfte in das Minimumverfahren einzuführen, das wieder  $x', P_1'$  und  $W'$  ergibt. Diese Größen x, P und W ändern sich während des Einfahrens allmählich von jenen auf diese Werte, und zwar sind die Richtkräfte und Führungsdrücke fast immer im Augenblick des Anlaufbeginns am größten, erheblich größer als am

\*) Eine andere Verteilung kann ohne Schwierigkeit in entsprechender Weise erfaßt werden.

\*) Der Index ' gilt für das Einfahrende.

Ende des Einfahrens, schon ohne Berücksichtigung der Anlauferscheinung, erst recht also unter Berücksichtigung dieser, abgesehen von ungewöhnlich kleinem Anlaufwinkel.

**Führungsdruck Y.**

Der Führungsdruck Y, das heißt die waagerechte Kraft, die vom anlaufenden Rad auf die Schiene und umgekehrt tatsächlich ausgeübt wird, — bei Einpunktberührung an dem einen, bei Zweipunktberührung an den zwei Berührungspunkten zusammen —, hat bekanntlich den Ausdruck:  $Y = -P \mp f(Q + \Delta Q) \cos \xi$ , worin  $\Delta Q$  die Änderung der Belastung des anlaufenden Rades und  $\xi$  den Winkel zwischen dem vom Anlaufpunkt zum Reibungsmittelpunkt gezogenen „Strahl“ und der Fahrzeuglängsachse bedeutet, unter der Voraussetzung, daß M auf dieser Achse liegt, welche Annahme hier immer gemacht ist; weiter gilt das obere Vorzeichen für den wichtigeren Fall des Anlaufs mit echter, das untere für den mit unechter Richtkraft. Da  $\Delta Q$  durch Massenkräfte sehr groß werden kann, darf es hier nicht vernachlässigt werden.

Im Anschluß an meine Arbeit von 1913 sei unter Berücksichtigung dieser Massenkräfte ein genauerer Ausdruck für  $\Delta Q$  aufgestellt, und zwar zunächst für eine vordere Drehgestellaufachse.  $\Delta Q$  sei ausgedrückt als Summe von  $\Delta Q_1$  und  $\Delta Q_2$ , und zwar bedeute:

$\Delta Q_1$  denjenigen Anteil von  $\Delta Q$ , der herrührt von dem alle Tragfedern des ganzen Fahrzeugs einer Seite, soweit sie nicht an Querausgleichhebel angeschlossen oder sonst querausgeglichen sind, gleichmäßig be- und entlastenden Kippmoment des ganzen aus Hauptgestell- und Drehgestellrahmen bestehenden Fahrzeugrahmen-Aggregats und der mit diesem fest verbundenen Teile, d. h. aller an diesem angreifenden äußeren waagerechten Querkräfte, wie Massenkräfte  $S_1, S_2$ , Fliehkraft, Tenderseitenkraft, Deichselendkraft  $P''$ , seitliche Schübe  $H'$  und  $H_d$  der im Haupt- oder Drehgestellrahmen seitlich festgelagerten Achsen auf diese Rahmen,  $H_d$  derjenigen Drehgestellachsen, die einen Radhalbmesser  $r$  haben;

$\Delta Q_2$  denjenigen Anteil von  $\Delta Q$ , der herrührt von dem das anlaufende betrachtete Rad im Auflagerpunkt belastenden, das Gegenrad entlastenden Moment des vom Drehgestellrahmen auf die betrachtete Laufachse ausgeübten waagerechten Seitenschubes  $H$  in bezug auf die Gleisebene.

In der schematischen Abb. 25 eines Fahrzeugs sind mehrere hintereinander liegende Schnitte, und zwar durch die betrachtete vordere Drehgestellachse vom Radhalbmesser  $r$ , durch den Drehgestelldrehzapfen und durch eine seitlich fest im Hauptgestell gelagerte Achse vom Radhalbmesser  $r + \Delta r$  gezeichnet;  $P_r$  und  $P_d$  sind in gleicher Höhe angenommen;  $P_r, P_d$  und  $P''$  sind in der Richtung eingetragen, in der sie am Drehgestell angreifen. Dann ist mit der vereinfachenden Annahme, daß alle Tragfedern die gleiche Federkonstante haben, nach der Momentengleichung der kippenden Kräfte um B:

$$\Delta Q_1 = \frac{1}{2s} \cdot \frac{1}{n} \{ (S_1 - S_2) h - T \cdot t + P'' \cdot g + H_d \cdot \Delta r \},$$

worin  $n$  die Zahl aller Fahrzeugachsen, soweit sie nicht an Querausgleichhebel angeschlossen oder sonst quer ausgeglichen sind, bedeutet.  $H_d$ , die Summe der Seitenschübe der im Drehgestellrahmen seitlich festgelagerten Achsen vom Radhalbmesser  $r$  auf diesen Rahmen, ist nach der Gleichung der waagerechten, am Drehgestellrahmen auftretenden, Querkräfte:  $H_d = P_r + P_d - P''$ . Weiter ist nach der Momentengleichung um  $AA'$  des anlaufenden Laufradsatzes:

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot H \cdot r, \text{ mit } H \text{ als dem waagerechten Schub, den der Drehgestellrahmen auf diesen Radsatz ausübt. Nach der Gleichung der waagerechten Querkräfte an diesem ist:}$$

$$H = P - f(Q + \Delta Q) \cos \xi - f(Q - \Delta Q) \cos \xi = P - 2fQ \cdot \cos \xi,$$

somit ist:

$$\Delta Q = \frac{1}{2s} \left\{ \frac{(S_1 - S_2) h - T \cdot t + (P_r + P_d) \Delta r - P'' (\Delta r - g)}{n} + r(P - 2fQ \cos \xi) \right\} \dots \dots \dots 17)$$

und, wenn man alle Kräfte in  $fQ$ -Einheiten ausdrückt:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{f}{2s} \left\{ \frac{(S_1 - S_2) h - T \cdot t + (P_r + P_d) \Delta r - P'' (\Delta r - g)}{n} + r(P - 2 \cdot \cos \xi) \right\} \dots \dots \dots 17a).$$

$P''$  ist vorhanden beim Krauss-Helmholtz- und beim Lotter-Gestell. Bei diesen gehört die Deichsel zum Drehgestell-

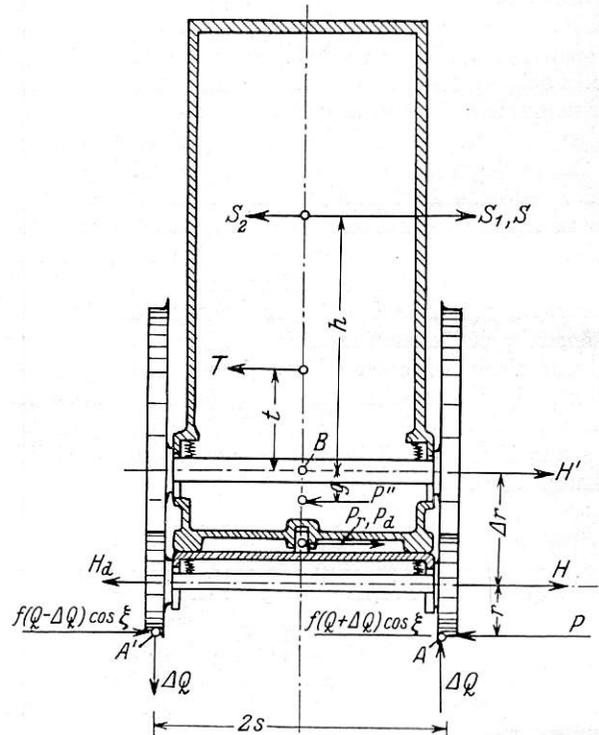


Abb. 25.

rahmen.  $P_d + P_r$  sind nur bei der Schwenkachse vorhanden. Beim Lotter-Gestell sind zwei Zapfendrucke  $P_{d1}$  und  $P_{d2}$  vorhanden, von denen  $P_{d1}$  eine innere Drehgestellkraft ist. Meistens ist das Moment aller dieser Kräfte so klein, daß es vernachlässigt werden kann.

Bei der Schwenkachse ist  $H = P_r + P_d$ , bei der Laufachse des Helmholz-Gestells  $= P_d - P''$ . Bei größerem  $P$  ist  $\Delta Q_1$  stets sehr klein gegenüber  $\Delta Q_2$ ; für eine querausgegliche Achse ist  $\Delta Q_1 = 0$ .

Für eine im Hauptgestell seitlich feste Achse vom Halbmesser  $r + \Delta r$  hat  $\Delta Q_1$  den gleichen Ausdruck wie oben, und nimmt in  $\Delta Q_2$  lediglich  $r$  den größeren Wert  $r + \Delta r$  an. Für eine im Hauptgestell seitlich verschiebliche Achse bleibt ebenfalls  $\Delta Q_1$  unverändert und wird  $\Delta Q_2 = 0$ . Für die Kuppelachse des Helmholz- oder Lotter-Gestells behält  $\Delta Q_1$  seinen obigen Ausdruck und wird

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2s} \cdot P'' \cdot (r + \Delta r - g) \dots \dots \dots 17b).$$

Für eine innen anlaufende Achse wird  $\Delta Q_1$  negativ.

+ $\Delta Q$  ist von wesentlichem günstigem Einfluß auf die Entgleisungssicherheit. Damit das anlaufende Rad nicht

entgleist, muß bei Einpunkttberührung, wie ich in meiner Arbeit von 1913 nachgewiesen habe, bei  $f=1/4$  und  $\beta_{\max}=60^\circ$  bei kleinem  $\xi$ , also großem  $x$ , der Führungsdruck  $Y$  kleiner als  $Q+1Q$  bleiben.

**B. Zahlenrechnung.**

Es soll das Verhalten einiger häufig vorkommender Lokomotivachsenordnungen beim Einfahren in Weichen und in andere Bögen zahlenmäßig untersucht werden, und zwar im Augenblick des Beginnes des Anlaufs der vorderen führenden Achse bzw. Achsen und bei Einfahrende. Die hauptsächlich der Untersuchung zugrunde gelegte Weiche sei ähnlich der bisherigen der Reichsbahn 1:9, mit  $R=190$  m, einer Spurerweiterung, die nach Abb. 1 der Taf. 29, welche die Spurrinne nach dem Royschen Verfahren verzerrt darstellt, allmählich von 0 auf 19 mm anwächst und an der Zungenspitze 9 mm beträgt; das Gesamtspiel ist überall um  $\sigma_0=11$  mm, das Spiel in der Geraden, größer. Die Weiche habe eine gebogene Zunge mit einer Überschneidung  $f_1$  von 12 mm und demgemäß einen Anfallwinkel von  $\sim 40'$ . Dann ergibt sich nach Abb. 26 für die von der Mittelstellung im geraden Gleis her anlaufende Achse:

$$z_m = \sqrt{2R(f_1 + \sigma_0/2)} = \sqrt{2 \cdot 190(0,012 + 0,0055)} = 2,58 \text{ m}$$

und ein Anlaufwinkel

$$\text{tg } \alpha_{0m} = \frac{z_m}{R} = \frac{2,58}{190,75} = 0,0135, \quad \alpha_{0m} = 47'.$$

Als größte Fahrgeschwindigkeit in dieser Weiche seien 35 km/h angenommen, d. h. 9,75 m/sec; dieser Wert bleibt noch ziemlich tief unter dem höchst zulässigen der Reichsbahn von 45 km/h. Dieser Geschwindigkeit gehört zu eine Zentripetalbeschleunigung  $b = \frac{v^2}{R} = \frac{9,75^2}{190} = 0,5 \text{ m/sec}^2$ . In flacheren

Bögen sind größere Höchstgeschwindigkeiten angenommen, und zwar sind sie so bemessen, daß  $b$  immer  $= 0,5 \text{ m/sec}^2$  bleibt. Danach ergibt sich der größte zugrunde zu legende Halbmesser  $R'$ , bei dem dies  $b$ , immer  $= 0,5 \text{ m/sec}^2$ , von einer Lokomotive noch mit der ihr vorgeschriebenen Höchstgeschwindigkeit  $v_{\max}$  erreicht wird, aus der Beziehung:

$$R' = \frac{v_{\max}^2}{b}. \text{ Für eine Lokomotive mit } v_{\max} = \frac{60}{3,6} = 16,7 \text{ m/sec}$$

z. B. ergibt sich mit  $b = 0,5 \text{ m/sec}^2$  ein  $R'$  der Untersuchung von  $\sim 550$  m. Bei Lokomotiven, die aus Hauptgestell und Drehgestell oder Schubachsen bestehen, ist die Masse der ganzen Lokomotive in der des Hauptgestells vereinigt gedacht, d. h. von den Sondermassenwirkungen des Drehgestells und der Schubachsen abgesehen. Die Rechnung ist ohne Anlaufzuschlag durchgeführt.

Damit die verschiedenen Anordnungen ohne weiteres verglichen werden können, haben alle die gleiche Achszahl 5 und das gleiche Gesamtgewicht  $\Sigma Q = 80$  t. Die Gesamtlänge  $2l$ , von Pufferbohle bis Pufferbohle gemessen, schwankt etwas nach der Achsanordnung und Aufgabe der Lokomotive;  $f$ , die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rad und Schiene, ist  $= 1/4$  gesetzt. Alle Kräfte seien wieder in  $fQ$ -Einheiten ausgedrückt. Als Tenderkupplung ist die der Reichsbahn mit keilförmigen seitenverschieblichen, durch eine Blattfeder in Pfannen gedrückten, Puffern vorgesehen; die Tenderfederkraft  $F$  sei konstant mit 5000 kg eingesetzt; demnach ist die größte Seitenkraft  $T$  zwischen Lokomotive und Tender

$$T = F \cdot \text{tg } (\alpha + \varrho) \text{ mit } \text{tg } \alpha = \frac{1}{3}, \quad \alpha = 18^\circ 30', \quad \varrho = 6^\circ = 2280 \text{ kg.}$$

Sie greife 1,075 m über S. O. an. Alle Längenmaße sind in Meter ausgedrückt.

**I. a) E-Lokomotive.**

Die Längenmaße und die Achsanordnung gehen hervor aus Abb. 2, Taf. 29. Der große Überhang von 2,5 m über die erste

Achse ergibt sich aus der Zylinderlage vor dieser. Wie üblich seien die erste und die letzte Achse seitenverschieblich, die zweite, dritte und vierte seitlich fest und regelspurig. Ganze Länge der Lokomotive  $2l = 11,0$  m, Triebraddurchmesser  $= 1,35$  m, Raddruck  $Q = 8$  t,  $fQ = 2000$  kg. Masse der

$$\text{Lokomotive } M = \frac{\Sigma Q}{g} = 8150 \text{ kg m}^{-1} \text{ sec}^2, \text{ Fliehkraft } S = \frac{\Sigma Q}{g} \cdot v^2 = 4075 \text{ kg} = 2,04 fQ.$$

Zunächst sei festgestellt, wie weit, um  $e_1$ , die erste Achse seitenverschieblich sein muß, damit sie nicht an der Führung der Lokomotive teilnimmt.  $e_1$  muß dann so groß sein, daß es bei Außenanlauf von Achse 2 und Innenanlauf von Achse 4 beim größten Spiel im Gleis  $\sigma_{\max}$  noch nicht ganz erschöpft ist, vorausgesetzt, daß  $M$  so weit hinten liegen kann, daß Achse 4 innen anläuft. Für diese Lage von  $M$  besteht nach Abb. 27 die Beziehung:

$$\frac{x^2}{2R} - \frac{(\pm x \mp b)^2}{2R} = \sigma_{\max}, \text{ oder } x = \frac{b^2 + 2R \cdot \sigma_{\max}}{2b} \quad \dots 18),$$

hier  $= 3,4$  m. Nach der weiter unten durchgeführten Untersuchung kann  $x$  so groß werden, Achse 4 also tatsächlich

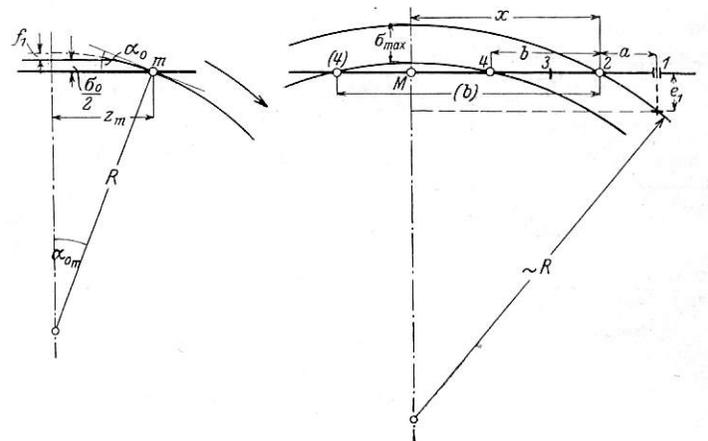


Abb. 26.

Abb. 27.

innen anlaufen. Man erhält dann für  $e$  aus Abb. 27 die Beziehung:

$$e_1 + \frac{x^2}{2R} \geq \frac{(x+a)^2}{2R}, \text{ also } e_1 \geq \frac{a^2 + 2xa}{2R} \quad \dots 19),$$

hier  $\geq 0,033!$ , also sehr groß. Zunächst sei mit diesem Wert von  $e$ , also Führung der Lokomotive vorne lediglich durch Achse 2 mit dem großen Überhang  $u = 4$ , gerechnet. Dazu gehört das untere  $\mathfrak{M}$ -Linienpaar der Abb. 2, Taf. 29. Nach Gl. 2) ist für die verschiebliche Achse 5 bis zu deren Anlaufbeginn zu  $\mathfrak{M}$

$$2fQ \cdot s \left(1 - \frac{s}{\sqrt{s^2 + x^2}}\right) \text{ zuzuschlagen; dem entspricht die}$$

obere mit  $\mathfrak{M}_0$  bezeichnete der beiden unteren  $\mathfrak{M}$ -Linien dieser Abbildung, während nach Anlagen von Achse 5 die mit  $\mathfrak{M}'$  bezeichnete untere der beiden unteren  $\mathfrak{M}$ -Linien gilt.

**a) Lokomotive ohne Tender.**

Mit welcher Richtkraft  $P_{20}$  und mit welchem Führungsdruck  $Y_{20}$  beginnt die zweite Achse der Lokomotive außen anzulaufen?  $x$  sei zu 3,5 m geschätzt; dann ist nach Gl. 15):

$$S_1 = \frac{80000}{9,81} \cdot \frac{9,75^2}{190} \cdot \frac{1}{2 \cdot 11} \cdot \frac{(4 + 3,5)^2}{3,5} = 3000 \text{ kg} = 1,5 fQ$$

und nach Gl. 16):

$$S_2 = \frac{80000}{9,81} \cdot \frac{9,75^2}{190} \cdot \frac{1}{2 \cdot 11} \cdot \frac{(11 - 7,5)^2}{3,5} = 650 \text{ kg} = 0,33 fQ.$$

Mit diesen Werten ist in Abb. 2 der Taf. 29 das Minimumverfahren

durchgeführt mit dem Linienzug EFGB<sub>0</sub>H,  $x_0 = 3,5$  m und  $P_{20} = \frac{23,2}{3,5} = 6,6 \text{ fQ} = 13200 \text{ kg}$ ;  $x_0$  war also richtig geschätzt.

$S_1$  ist recht groß, es greift bei dem sehr großen  $u$  sehr weit vorne in Höhe der ersten Achse an, schiebt daher  $M$  nach hinten und vergrößert  $P_{20}$  stark. Dies wird sehr groß! Zur Ermittlung von  $Y_2$  muß erst  $\Delta Q$  berechnet werden; es ist nach Gl. 17) mit  $T = 0, P_r = 0, P_d = 0, \Delta r = 0, r = 1,35/2, h = 1,2$ , in Einheiten  $fQ$ :

$$\Delta Q = (1,5 - 0,325) \cdot \frac{1,2}{1,5} \cdot \frac{1}{5} + (6,6 - 2 \cdot 0,977) \cdot \frac{1,35}{2 \cdot 1,5}, \text{ also}$$

$$\Delta Q = 0,188 + 2,1 \approx 2,3 \text{ oder}$$

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{2,3}{4,0} = 0,57, \text{ sehr hoch! Mithin ist}$$

$$Y_{20} = 6,6 - (1 + 0,57) \cdot 0,977 = 5,08 \cdot fQ = 10160 \text{ kg.}$$

Ohne Massenwirkung würde sich ergeben nach Abb. 2 der Taf. 29:  $x = 3,2, P_2 = \frac{13,6}{3,2} \approx 4,2 \text{ fQ} = 8400 \text{ kg}, \frac{\Delta Q}{Q} = 0,23,$

$Y_{20} = 3,0 \text{ fQ} = 6000 \text{ kg}$ ! Der Einfluß der Massenwirkung ist also sehr groß,  $Y_{20}$  steigt fast auf das Doppelte! Dabei ist zu beachten, daß die oben besprochene Anlauferscheinung, die nochmals  $P_{20}$  und  $Y_{20}$  erheblich erhöht, noch gar nicht berücksichtigt ist. In Wirklichkeit ist also, da  $M_r$  wegen des großen Überhanges groß ist,  $Y_{20}$  noch erheblich größer.

Für das Ende des Einfahrens oder den „Beharrungszustand“ erhält man mit  $S = 2,04 \text{ fQ}$ , am Schwerpunkt angreifend, aus der mit  $M'$  bezeichneten unteren der beiden unteren  $M$ -Linien der Abb. 2 der Taf. 29 mit dem Linienzug

$$IKB'L: x' = 2,7, P_2' = \frac{13,3}{2,7} = 4,9 \text{ fQ} = 9800 \text{ kg, weiter aus}$$

$$\text{Gl. 3): } \frac{\Delta Q}{Q} = 0,416, \text{ somit } Y_2' = 3,54 \text{ fQ} = 7080 \text{ kg.}$$

$P_2', Y_2'$  und  $x'$  sind also ziemlich viel kleiner als bei Beginn des Einfahrens und eine Anlauferscheinung tritt nicht auf! Sowohl zu Beginn als am Ende des Einfahrens läuft Achse 4 innen frei, letzteres, da  $x'$  mit 2,7 m kleiner als 3,4 m ist; ob sie dazwischen anläuft, hängt davon ab, in welcher Art das Spiel im Gleis von 11 mm sich auf 30 mm vergrößert. Genaueres darüber unten.

b) Lokomotive mit Tender.

Für die ganze Dauer des Einfahrens der Lokomotive kann mit positiver, d. h. von außen nach innen auf die Lokomotive ausgeübter, Tenderseitenkraft  $T$  gerechnet werden, die mit  $2280 \text{ kg} = 1,14 \text{ fQ}$  am Punkte  $U$  der Lokomotive in Höhe von 1,075 m über S. O. angreift.

Für den Anlaufbeginn der Achse 2 erhält man mit dem richtig zu 4,2 m geschätzten  $x_{0T}$ :  $S_{1T} = 1,48 \text{ fQ} = 2950 \text{ kg}, S_{2T} = 0,17 \text{ fQ} = 346 \text{ kg}$ , also etwas weniger als ohne Tender und zwar, weil  $x_{0T}$  etwas größer als  $x_0$  ist. Aus Abb. 2 der Taf. 29 mit der  $M_0$ -Linie erhält man dann mit dem Linienzug UNOPB<sub>0T</sub> Q

$$P_{20T} = \frac{30,2}{4,2} = 7,2 \text{ fQ} = 14400 \text{ kg! Weiter ergibt sich mit}$$

$$t = 0,40 \text{ nach Gl. 17a): } \frac{\Delta Q}{Q} = 0,625, Y_{20T} = 5,60 \text{ fQ} = 11600 \text{ kg!}$$

$$\text{und } \frac{Y_{20T}}{Q + \Delta Q} = \frac{5,60}{1,625 \cdot 4} = 0,86 \text{ ohne Berücksichtigung der „Anlauferscheinung“},$$

die hier fast in gleicher Größe auftritt wie oben. Für den Winkel  $\beta$  (s. Abb. 5 oben), erhalten wir nach dem schon von Boedecker aufgestellten Ausdruck:

$$\text{tg } \beta = \frac{Y + (Q + \Delta Q) \cdot f \cdot \cos \xi}{(Q + \Delta Q) - Y \cdot f \cdot \cos \xi} = 1,39, \beta = 54^\circ 20', \text{ ohne Berücksichtigung der „Anlauferscheinung“},$$

so daß wohl, da  $\beta$

höchstens auf  $60^\circ$  steigen darf, kaum noch eine Entgleisungssicherheit vorhanden ist, bei einer Fahrgeschwindigkeit, die noch ziemlich tief unter der höchstzulässigen liegt.

Für das Ende des Einfahrens würde man bei Freilauf von Achse 4 nach der  $M'$ -Linie der Abb. 2, der Taf. 29 erhalten

$$x_T' = 3,5 \text{ m, } P_2'T = \frac{22,1}{3,5} = 6,3 \text{ fQ} = 12600 \text{ kg, aber die vierte}$$

Achse legt sich schon vorher innen an, da  $x_T' = 3,5$  m größer ist als das oben für Innenanlauf bei  $\sigma_{\max} = 30$  mm ermittelte  $x = 3,4$  m; sie legt sich an mit beträchtlicher Anlauferscheinung und läuft weiterhin an mit unechter Richtkraft; ihr Anlauf erhöht daher auch  $P_2$  merklich; die Stellung des Fahrzeugs in dann geometrisch festgelegt. Aus Abb. 2, Taf. 29 erhält man in dort nicht gezeichneter Weise für  $x_T' = 3,4$  m,  $P_2'T' = 6,4 \text{ fQ} = 12800 \text{ kg}, P_4' = 0,43 \text{ fQ} = 860 \text{ kg}$ , weiter für Achse 2

$$\frac{\Delta Q}{Q} = 0,59, Y_2'T = 4,84 \text{ fQ} = 9680 \text{ kg, } \frac{Y_2'T}{\Delta Q + Q} = 0,76, \text{ für}$$

$$\text{Achse 4: } + \frac{\Delta Q}{Q} = 0,073, Y_4' = 0,94 \text{ fQ} = 1880 \text{ kg; } Y_{04}, \text{ der}$$

Führungsdruck, mit dem Achse 4 sich innen anlegt, ist wegen ihrer Anlauferscheinung erheblich größer. Der Unterschied der Kräfte bei Einfahrbeginn und -ende ist also nicht so groß wie bei der Lokomotive ohne Tender. Eine etwas weitere Spur oder etwas schwächere Spurkränze der vierten Achse würden hier günstigere Ergebnisse bringen.

Ohne Massenwirkung würde ebenfalls die vierte Achse innen anlaufen und es würde sich ergeben:

$$P_2 = 5,33 \text{ fQ} = 10660 \text{ kg, } \frac{\Delta Q}{Q} = 0,38,$$

$$Y_2 = 3,98 \text{ fQ} = 7960 \text{ kg, } \frac{Y_2}{Q + \Delta Q} = 0,72;$$

$$P_4' = 1,47 \text{ fQ} = 2940 \text{ kg, } \frac{\Delta Q}{Q} = 0,27,$$

$$Y_4' = 2,07 \text{ fQ} = 4140 \text{ kg, } \frac{Y_4'}{Q_4 + \Delta Q} = 0,41.$$

Der bisherigen Untersuchung liegt eine Seitenverschieblichkeit der ersten Achse von mindestens 33 mm zugrunde, die, wie gesagt, ungewöhnlich groß ist. Macht man die Achse,

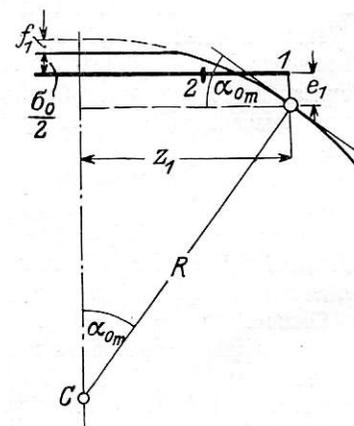


Abb. 28.

wie oft ausgeführt, nur 26 mm seitenverschieblich, so beginnt beim Einlauf in die Weiche Achse 1 nach Erschöpfung ihres Seitenspiels zu führen, bevor Achse 2 zum Anlauf kommt, und zwar beginnt sie anzulaufen mit dem kleineren  $u = 2,5$  m, aber einem größeren Anlaufwinkel  $\alpha_0$ . Für diesen erhalten wir aus der schematischen Abb. 28

$$\text{tg } \alpha_{0m} = \frac{z_1}{R} = \frac{\sqrt{2R} (f_1 + \sigma_0/2 + e_1)}{R} = \sqrt{\frac{2 (f_1 + \sigma_0/2 + e_1)}{R}}$$

also hier  $\text{tg } \alpha_{0m} = 0,0152$ ,  $\alpha_{0m} = 51'$ , gegenüber  $47'$  bei Führung durch die zweite Achse. Für diese Führungsart gilt das obere M-Linienpaar der Abb. 2 der Taf. 29. Aus ihr erhält man in gleicher Weise wie oben:

a) Lokomotive ohne Tender:

Für den Augenblick des Anlaufbeginns der Achse 1:  $S_1 = 1 \cdot fQ = 2000 \text{ kg}$ ,  $S_2 = 0,354 fQ = 707 \text{ kg}$ ,  $x_0 = 4,33 - 1,5 = 2,83 \text{ m}$ , von der zweiten Achse aus gerechnet, und  $P_{10} = 6,1 fQ = 12200 \text{ kg}$ , etwas kleiner als oben  $P_{20}$ ; dabei ist aber die Vergrößerung von  $\alpha_0$  zu beachten; für das Ende des Einfahrens mit dem Linienzug  $\text{ISB}_{1T}$  der Abb. 2 der Taf. 29:  $x' = 1,60 \text{ m}$ , von der Achse 2 aus gerechnet,  $P_{10} = 5,0 fQ = 10000 \text{ kg}$ , fast gleich dem  $P_{10}$  oben.

Ohne Massenwirkung würde man erhalten vor dem Innenanlauf von Achse 5,  $x = 4,2 - 1,5 = 2,7 \text{ m}$ ,  $P_1 = 4,8 fQ = 9600 \text{ kg}$ , etwas größer als oben  $P_2$ .

b) Lokomotive mit Tender:

Für den Beginn des Einfahrens:  $S_1 = 1,03 fQ = 2060 \text{ kg}$ ,  $S_2 = 0,265 fQ = 530 \text{ kg}$ ,  $x_{T0} = 3,3 \text{ m}$ , von Achse 2 aus,  $P_{1T0} = 7,0 fQ = 14000 \text{ kg}$ , ein wenig kleiner als bei Führung durch Achse 2.

Die Führung durch Achse 1 hat also die Wirkung, daß die Richtkraft zur Überwindung der statischen Widerstände etwas wächst, diejenige zur Überwindung der dynamischen dagegen etwas sinkt, dieses wegen Verkleinerung von  $u$ , wobei zu beachten ist, daß der Anlaufwinkel der führenden Vorderachse etwas wächst, und daß der Reibungsmittelpunkt erheblich weiter nach vorne fällt, wodurch zwar der Innenanlauf von Achse 4 vermieden, aber das Hinterende der Lokomotive weiter nach außen aus dem Gleis herausgeschwenkt wird, was, wie unten nachgewiesen wird, sehr ungünstig auf den Tender einwirken kann. Der Führungsdruck ändert sich wie die Richtkraft. Groß sind die Änderungen von  $P$  und  $Y$  nicht.

In Abb. 1 der Taf. 29 ist in der Verzerrung des Royschen Verfahrens dargestellt, welche Bahn durch die Spurrinne der Weiche 1:9 die Lokomotive beim Einfahren mit  $V = 35$  ungefähr beschreibt, und zwar die allein fahrende Lokomotive mit  $e_1 \leq 33 \text{ mm}$ , also Führung durch die zweite Achse,  $x_0 = 3,5 \text{ m}$ ,  $x' = 2,7 \text{ m}$ . Die Spurmaße sind in Millimeter angegeben. Die Lokomotive fährt aus der Mittelstellung des geraden Gleises ein. Die Bahn ist nach dem oben auf S. 465 angegebenen Verfahren punktweise ermittelt; dabei ist  $x$  allmählich von 3,5 aus etwas verkleinert, bis Achse 4 sich innen anlegt, was sie schon sehr bald nach Beginn des Einfahrens unter Anlauferscheinung, bei  $4_a$ , tut, um sich bald darauf bei  $4_b$  wieder abzulösen, da  $x'$  mit 2,7 kleiner als 3,4 wird. Solange sie innen anläuft, legt sie zusammen mit Achse 2 die Bahn des Fahrzeugs geometrisch genau fest. Durch eine kleine Erweiterung der Weichenspur könnte der ungünstige Innenanlauf vermieden werden. Die Bahnen der einzelnen Achsen sind in der Abbildung mit römischen Ziffern bezeichnet; Index  $0$  bedeutet den Beginn, ' das Ende des Einfahrens, a und b den Punkt des Innenanlaufbeginns und -endes von Achse 4. Das Hinterende der Lokomotive wird bei dem kleinen  $x$  weit nach außen geschwenkt, Achse 3 vor dem sehr ungünstigen Innenanlauf sicher bewahrt. Wenn durch Einwirkung eines Tenders, s. oben, Achse 4 mit der Innenschiene in Anlaufberührung bleibt, läuft Achse 3 ebenfalls noch frei und wird das Hinterende der Lokomotive weniger weit nach außen geschwenkt.

I.  $\beta$ ) Dreiachsiger Tender hinter einer Lokomotive I.  $\alpha$ )<sup>s</sup>

Es sei nur kurz sein Verhalten bei Beginn des Einfahrens untersucht. Längenmaße n. Abb. 3 der Taf. 29. Alle drei Achsen

seien seitlich fest. Raddruck des gefüllten Tenders  $Q_V = 7,65 \text{ t}$ , des stark geleerten  $Q_1 = 4,4 \text{ t}$ , also  $fQ_1 = 1100 \text{ kg}$ .

Ganze Länge  $2l = 7,0 \text{ m}$ . Es sei allein der ungünstige Betriebszustand stark geleerten Tenders betrachtet. Die Kraft  $T = 2280 \text{ kg} = 2,07 fQ_1$  kann den Tender vorne nach außen oder innen ziehen, im ungünstigeren Fall nach außen. Dies setzt voraus, daß unter Wirkung von  $T$  das Hinterende der bereits im Beharrungszustande des Durchfahrens befindlichen Lokomotive noch weiter nach außen ragt, als das Vorderende des einfahrenden Tenders. Läuft der Tender aus der Mittellage des geraden Gleises in einen tangential sich an die Gerade anschließenden Bogen von  $190 \text{ m}$  Halbmesser ein, so ragt unter der fast stets erfüllten Voraussetzung, daß  $T$  allein ihn nicht schwenken kann, daß er also bis zum Anlaufbeginn geradeausläuft, sein Vorderende nach den auf S. 464 gegebenen Beziehungen im Augenblick des Anlaufbeginns um  $14,7 \text{ mm}$  aus der Mitte nach außen; läuft er hart an der Außenschiene in den Bogen ein, so vermindert sich dieser Wert auf  $4,5 \text{ mm}$ . Die untersuchte Lokomotive ragt mit  $e_1 > 33 \text{ mm}$  bei positivem, sie nach innen ziehendem  $T$  und dem entsprechenden Innenanlauf der Achse 4 bei  $\sigma_{\text{max}} = 30 \text{ mm}$  zwar hinten nicht so weit nach außen, bei  $e_1 = 26 \text{ mm}$  und gleichem  $\sigma_{\text{max}}$  aber um  $10 \text{ mm}$ , und noch erheblich weiter, nämlich um  $38 \text{ mm}$ , wenn nicht die erste sondern die zweite Achse der Lokomotive seitenverschieblich ist und die seitlich feste und regelspurige dritte Achse innen anläuft; ebenfalls ragt sie natürlich weiter nach außen bei kleinerem  $\sigma_{\text{max}}$ . Die ungünstigere Richtung von  $T$  kann also sehr wohl im Augenblick des Anlaufbeginns der ersten Tenderachse auftreten. In Wirklichkeit kann ihr Auftreten noch durch „Schlinger“- und „Drehbewegungen“ der Lokomotive begünstigt werden, um so mehr, je kleiner die geführte Länge der Lokomotive ist. Mit dieser Voraussetzung erhalten wir für das richtig geschätzte  $x_0 = 4,35 \text{ m}$ :

$$S_1 = 725 \text{ kg} = 0,66 fQ_1$$

$$S_2 = 41 \text{ kg} = 0,038 fQ_1$$

und aus dem Minimumverfahren nach Abb. 3 der Taf. 29 mit dem

$$\text{Linienzug UCEFB}_0\text{G } P_{10} = \frac{29}{4,35} = 6,67 fQ_1 = 7335 \text{ kg, ferner nach}$$

$$\text{Gl. 17a) } \frac{\Delta Q_1}{Q_1} = \frac{1}{4} (0,083 + 0,253 + 1,555), \text{ mit } r = 0,5 \text{ m, } h =$$

$$= 0,6 \text{ m, } t = 0,575 \text{ m, } \frac{\Delta Q_1}{Q_1} = 0,473, \text{ mithin } Y_{10} = 5,2 fQ_1 =$$

$$= 5720 \text{ kg, } \frac{Y_{10}}{Q_1 + \Delta Q_1} = 0,88! \text{ und } \beta = 55^\circ 20', \text{ also außerordent-$$

lich hoch, ohne Berücksichtigung der nicht unerheblichen „Anlauferscheinung“, so daß unmittelbare Entgleisungsgefahr besteht, besonders da in Wirklichkeit  $Q_1$  noch kleiner,  $T$  und  $b$  noch größer werden und ungünstiger Winddruck auftreten kann. Im weiteren Verlauf des Einfahrens verliert sich diese ungünstige Stellung im allgemeinen allmählich, da das Vorderende des Tenders dabei weiter aus der Gleismitte nach außen schwenkt, um so mehr, je größer sein  $x$  ist.

II. 1-D-Lokomotive mit vorderer Schwenkachse.

Längenmaße und Achsanordnung nach Abb. 4 der Taf. 29. Die erste Achse ist eine Schwenkachse mit ideellem oder materiellem Drehpunkt in  $D$ , die letzte seitenverschieblich, die übrigen sind seitlich fest und regelspurig. Abstand der ersten von der zweiten Achse größer als bei I, schon weil hier die Zylinder dazwischen liegen; Gesamtlänge trotzdem etwas kleiner,  $2l = 10,1 \text{ m}$ , weil der Überhang über die erste Achse erheblich kleiner sein kann. Der Raddruck der gekuppelten Achsen 2 bis 5 ist  $Q = 8,3 \text{ t}$ , der Schwenkachse  $Q_1 = Q_d = 6,8 \text{ t}$ ,  $\frac{Q_d}{Q} = 0,82$ ,  $\Sigma Q = 80 \text{ t}$ . Der Triebraddurchmesser ist  $1,35$ , der Laufraddurchmesser  $1,00 \text{ m}$ ,  $V_{\text{max}} = 60$ .

Zunächst sei die Mittelstellvorrichtung ein mit Vorspannkraft  $S_0$  eingesetztes Federaggregat, das in Höhe der Achse 1 angreift, so daß  $P_r = S_0 + e \cdot p$  ist. Gewählt sei  $S_0 = 0,5 fQ = 1038 \text{ kg}$ ,  $p = 22 fQ/m = 45,6 \text{ kg/mm}$ . Die vom geraden Gleis in Mittelstellung in die Weiche 1:9 einlaufende Achse 1 legt sich mit ihrem Außenrad an die Außenschiene an mit dem bereits oben ermittelten Anlaufwinkel  $\alpha_{01m} = 47'$  und, unter Vernachlässigung der verhältnismäßig sehr kleinen Wirkung der kleinen Masse der Schwenkachse selbst, um D als  $M_d$  sich gleitend drehend, nach Abb. 4 der Taf. 29 oder nach Gl. 14) meiner Arbeit von 1928 mit der Richtkraft

$$P_{100} = P_r + P = S_0 + \frac{m \cdot B_{d00} \cdot D}{d_d} = 0,5 + \frac{3,51}{2} = 2,26 fQ = 4675 \text{ kg},$$

von dem nicht ganz  $\frac{1}{4}$  auf  $S_0$  entfällt. Weiter ist nach Abb. 4 der Taf. 29 oder Gl. 15) meiner angezogenen Arbeit  $P_{d00} = 0,22 fQ$ ,

also nach Gl. 17a)  $\frac{\Delta Q_d}{Q} = 0,065$  und  $Y_{100} = 1,26 fQ = 2620 \text{ kg}$ . Mit diesem kleinen Führungsdruck legt sich die Achse stets an die Schiene an, unabhängig von V, R und T.

$Y_{100}$  ist abhängig allein von  $S_0$ ,  $d_d$  und  $\frac{Q_d}{Q}$ . Die „Anlauferscheinung“ tritt nur in äußerst geringem Maße auf.

Beim weiteren Einfahren verhält sich die Lokomotive verschieden nach V, R und T. Wir setzen vorläufig voraus, daß sie geradeaus fährt, bis Achse 2 außen anzulaufen beginnt. Ob diese Voraussetzung überall zutrifft, muß die weitere Rechnung zeigen. Wie groß ist in diesem Augenblick des Anlegens von Achse 2 die Richtkraft  $P_{10}$ ?  $P_{10}$  ist  $= P_{r0} + P$ , beide sind abhängig von  $x_d$ , dem Abstand der Schwenkachse von ihrem Reibungsmittelpunkt  $M_d$ . Nach Gl. 17a) meiner Arbeit von 1928 ist

$$x_d = (z_m + d) \frac{d}{d_d} - \frac{d^2 + d_d^2}{2 d_d},$$

worin  $z_m$  die gleiche Bedeutung wie in Abb. 26 hat. Mit den vorliegenden Zahlenwerten ergibt sich  $x_d = -0,29 \text{ m}$ , weiter ist nach der gleichen Arbeit  $e = \frac{z_m + d + d_d + x_d}{R} \cdot d_d = 0,050 \text{ m}$ , also ist

$P_{r0} = 1,6 fQ$  und nach Abb. 4 der Taf. 29 oder nach Gl. 14) meiner angezogenen Arbeit  $P = 1,17$ , mithin  $P_{10} = 2,77 fQ = 5750 \text{ kg}$ .

Weiter erhalten wir in gleicher Weise wie oben  $P_{d0} = 0,58 fQ$ ,

$\frac{\Delta Q_d}{Q} = 0,195$ ,  $\frac{\Delta Q_d}{Q_d} = 0,237$  und den Führungsdruck  $Y_{10} =$

$= 2,34 fQ = 4850 \text{ kg}$ ,  $\frac{Y_{10}}{Q_d + \Delta Q_d} = 0,473$ .  $Y_1$  ist allmählich von 2620 auf 4850 kg gestiegen, beides sind die tatsächlich auftretenden Werte, da fast keine Anlauferscheinung auftritt; diese allmähliche Zunahme ist als günstig anzusehen. Dies  $Y_{10}$  gilt für beliebiges V, R und T, solange die Lokomotive bis zum Anlegen von Achse 2 geradeaus fährt.

Wie verhält sich nun Achse 2 in diesem Augenblick ihres Anlaufbeginns?

a) Lokomotive ohne Tender.

$V = 35 \text{ km/h}$ . Der Überhang  $u$  ist jetzt  $2,5 + 1,11 = 3,61 \text{ m}$ . Achse 5 liefert noch den erhöhten Beitrag zu  $\mathcal{M}$ , da sie noch nicht innen anläuft. Mit dem richtig geschätzten  $x_0 = 3,0 \text{ m}$  erhält man  $S_1 = 2940 \text{ kg} = 1,42 fQ$ ,  $S_2 = 820 \text{ kg} = 0,40 fQ$ , recht hoch! und mit den oben gewonnenen auch hier gültigen Werten  $P_{r0} = 1,6 fQ$ ,  $P_{d0} = 0,58 fQ$  aus dem Minimumverfahren nach Abb. 4 der Taf. 29 mit der  $\mathcal{M}_0$ -Linie und dem Linienzuge DEFGHB<sub>0</sub>I die Richtkraft  $P_{20} = \frac{9,1}{3,0} = 3,03 fQ = 6300 \text{ kg}$ ,

weiter mit  $h = 1,2$  nach Gl. 17a)  $\frac{\Delta Q}{Q} = 0,174$  und  $Y_{20} = 1,89 fQ = 3925 \text{ kg}$ . Dazu tritt hier noch eine Erhöhung durch die „Anlauferscheinung“.  $Y_{20}$  ist wohl unter ihrer Berücksichtigung etwas groß gegenüber  $Y_{100}$  und  $Y_{10}$ .

Ohne Massenwirkung, also für sehr kleines  $V \approx 0$  würde sich mit den gleichen Werten von  $P_1$ ,  $P_r$  und  $P_d$  nach dem Minimumverfahren ergeben:  $x = 2,50 \text{ m}$ ,  $P_2 = 0,480 fQ = 1000 \text{ kg}$ , sehr klein; der Einfluß der Massenwirkung ist also sehr groß. Da dies  $P_2$  der Kleinstwert ist, der zu Beginn des Einfahrens überhaupt auftritt, so läuft das Lokomotivhauptgestell unter allen Umständen geradeaus, bis Achse 2 sich außen anlegt; die oben auf S. 469 erörterten Schwingungen treten also nicht auf.

Für das Ende des Einfahrens, also für das Durchfahren der Weiche nachdem sich Achse 5 innen angelegt hat, ist zunächst  $x'$  zu schätzen und dann durch das Minimumverfahren zu kontrollieren. Man erhält mit dem richtig geschätzten  $x' = 1,90 \text{ m}$ :  $x_d' = -0,46$ ,  $e = 0,042$ ,  $P_r' = 1,41$ ,  $P_d' = 0,54$ ,  $P = 1,38$ , also  $P_1' = 2,79$ ,  $Y_1' = 2,18 fQ = 4525 \text{ kg}$ , weiter mit  $S = 4075 \text{ kg} = 1,97 fQ$  und nach dem Minimumverfahren mit der  $\mathcal{M}'$ -Linie und dem gestrichelten Linienzuge DE'KLB'N die Richtkraft  $P_2' = 1,22 fQ = 2540 \text{ kg}$ ,

$\frac{\Delta Q}{Q} = \sim 0$ ,  $Y_2' = 0,29 fQ = 603 \text{ kg}$ , also erheblich kleiner als zu Beginn des Anlaufs von Achse 2. Die „Anlauferscheinung“ tritt nicht auf. Diese Verteilung des Gesamtführungsdruckes auf die Achsen 1 und 2 kann wohl noch als einigermaßen günstig bezeichnet werden. Der erhebliche Unterschied der  $Y_2$  bei Einfahrtanfang und -ende erklärt sich aus der sehr ungünstigen weit vorgeschobenen Lage von  $S_1$ .  $P_1$  ist fast unverändert geblieben,  $Y_1$  nur ganz wenig gesunken, nämlich von  $2,34 fQ$  auf  $2,18 fQ$ . Die Einfahrwirkung wird fast nur von der zweiten Achse aufgenommen. Die vierte Achse läuft hinten innen nicht an, da  $x' = 1,9$  kleiner als  $3,4$  ist. Zwischen Einfahrtbeginn und Ende kann sie zum Anlauf kommen.

Für sehr kleines  $V = \sim 0$  würde sich ergeben:  $x' = 2,37$ ,  $x_d' = -0,35$ ,  $e = 0,048$ ,  $P = 1,25$ ,  $P_r' = 1,55$ ,  $P_d' = 0,56$ ,  $P_1' = 2,8$ ,  $P_2' = 0,26$ , also  $P_1$  fast unverändert,  $P_2'$  ganz erheblich kleiner als bei Massenwirkung, die sich allein an Achse 2 äußert, auch noch erheblich kleiner als ohne Massenwirkung vor Innenanlauf von Achse 5.

Ob Forderung 3, Nichtanlauf von Achse 3 innen, erfüllt ist, kann durch Aufzeichnung der Bahnen, die die Lokomotive ohne Massenwirkung und bei größtem  $x$  beim Einfahren beschreibt, festgestellt werden. Die Bahn des Fahrzeugs ohne Massenwirkung ist in verzerrter Darstellung aufgezeichnet in Abb. 5 der Taf. 29, mit  $x_0 = 2,5$ , das allmählich auf  $x' = 2,37$  abnimmt. Danach hat die Bahn von Achse 3 überall noch ziemlich viel Spiel gegenüber der Innenschiene, ist Forderung 3 also sicher erfüllt. Achse 4 streift einmal gerade eben innen an. Das größte  $x = 3,0$ , aber allmählich abnehmend auf  $1,9$ , hat nach obiger Rechnung die allein mit  $V = 35$  einfahrende Lokomotive; hierbei dürften die Bahnen von 3 und 4 der Innenschiene etwas näher liegen, unter stärkerem Anlaufen von 4, aber ohne Anstreifen von 3. Der Innenanlauf von 4 kann durch leichte Schwächung ihrer Spurkränze oder kleine Spurerweiterung vermieden werden. Im übrigen fährt die Lokomotive nach Anlegen von Achse 2 vollkommen frei in die Weiche ein, erfährt also nach diesem Anlegen abgesehen von dem Innenanlauf von Achse 4 keinen Ruck mehr. Weiter zeigt Abb. 5 der Taf. 29, daß die Seitenverschieblichkeit von Achse 5 nur klein zu sein braucht. Würde man diese Achse seitlich fest und regelspurig machen, so würde M weiter nach hinten rücken, damit die Bahnen von 3 und 4 weiter nach innen; Achse 4 würde, wenn regelspurig, innen anlaufen

mit noch stärkerer Anlauferscheinung und weiterhin unechter Richtkraft, und sogar 3 könnte zum Innenanlauf kommen, doch hätte diese Anordnung den Vorzug, daß das Hinterende der Lokomotive nicht so weit nach außen geschwenkt wird, also nicht so leicht in die ungünstige Stellung zum angehängten Tender kommt.

b) Lokomotive mit Tender.

$T=2280 \text{ kg} = 1,1 \text{ fQ}$ . Für den Augenblick des Anlegens von Achse 2 mit  $V=35 \text{ km/h}$  erhält man mit dem richtig geschätzten  $x_T = 4,4 \text{ m}$ :

$S_1 = 2950 \text{ kg} = 1,42 \text{ fQ}$ ,  $S_2 = 200 \text{ kg} = 0,10 \text{ fQ}$ , weiter mit den gleichen Werten wie für die Lokomotive ohne Tender für  $P_r$  und  $P_d$  aus dem Minimumverfahren nach Abb. 4 der Taf. 29, mit dem strichpunktierten Linienzuge DEFOP.QSB<sub>0T</sub>T die Richtkraft  $P_{20T} = 3,61 \text{ fQ} = 7500 \text{ kg}$ , weiter mit  $t = 0,4$ ,

$h = 1,2$  nach Gl. 17a)  $\frac{\Delta Q}{Q} = 0,23$ ,  $Y_{20T} = 2,41 \text{ fQ} = 5000 \text{ kg}$ , tatsächlich noch vergrößert durch die „Anlauferscheinung“, also noch etwas größer als  $Y_{10} = 4850 \text{ kg}$  und erheblich größer als  $Y_{100}$ . Die Verteilung des Führungsdruckes auf Achsen 1 und 2 ist nicht günstig. Für sehr kleines  $V = \sim 0$  würde man nach dem Minimumverfahren erhalten  $x = 3,50 \text{ m}$ ,  $P_{20T} = 1,80 \text{ fQ} = 3740 \text{ kg}$ ;  $P_2$  und auch  $Y_2$  werden also bei Vorhandensein eines Tenders durch die Massenwirkung nicht so stark erhöht wie bei der alleinlaufenden Lokomotive.

Für den Beharrungszustand des Durchfahrens der Weiche 1:9 mit  $V=35$  und mit Anlauf von 5 erhält man mit dem richtig geschätzten  $x' = 2,9 \text{ m}$ :  $x_d' = -0,21$ ,  $e = 0,055$ ,  $P_r' = 1,7$ ,  $P' = 0,98$ ,  $P_d' = 0,59$ ,  $S = 1,97$ , also  $P_{1T}' = 2,68$  und  $Y_{1T}' = 2,33$ , aus dem Minimumverfahren  $P_{2T}' = 2,55 \text{ fQ} = 5300 \text{ kg}$ ,  $\frac{\Delta Q}{Q} = 0,147$ ,  $Y_{2T}' = 1,44$ , demgemäß  $Y_1$  gar nicht,  $M_2$  erheblich kleiner als zu Beginn des Anlaufens von Achse 2, die Massenwirkung wird auch hier allein von Achse 2 aufgenommen. Achse 4 läuft nicht innen an, da  $x' = 2,9$  kleiner als 3,4 ist. Für sehr kleines  $V$  würde man erhalten:  $x = 3,2$ ,  $x_d = -0,13$ ,  $e = 0,059$ ,  $P_r' = 1,79$ ,  $P' = 0,89$ ,  $P_d' = 0,61$ , also

$P_1' = 2,68 \text{ fQ} = 5560 \text{ kg}$ ,  $P_2' = 1,17 \text{ fQ} = 2440 \text{ kg}$ . Auch hier läuft Achse 4 noch nicht innen an, weil  $x = 3,2 < 3,4$  ist. Der Einfluß der Massenwirkung ist also bei Vorhandensein eines Tenders kleiner als ohne diesen.

Die Voraussetzung der Rechnung, daß Achse 2 geradeaus läuft, bis sie mit der Außenschiene in Anlaufberührung tritt, ist überall erfüllt, denn wir erhalten überall aus der Berechnung positive Werte für  $P_2$ . In nachstehender Tabelle 1 sind die wichtigsten Berechnungsergebnisse zusammengestellt. \* bedeutet, daß die Anlauferscheinung merklich auftritt.

Die Absolutwerte der Führungsdrücke  $Y_1$  und  $Y_2$  sind danach bei  $R = 190$  klein; zur richtigen Beurteilung der Anordnung muß aber noch das Verhalten der Lokomotive beim Einfahren in flachere Bögen festgestellt werden. Dem  $V_{\text{max}} = 60$  der vorliegenden Anordnung gehört ein  $R'$ , das

noch mit  $b = 0,5 \text{ m/sec}^2$  durchfahren wird, zu von  $\frac{60^2}{3,6^2} \cdot \frac{1}{0,5} \cong$

$\cong 550$ . Es sei ein sich tangential an die Zulaufgerade anschließender Kreisbogen von diesem Halbmesser ohne Überhöhung der Außenschiene angenommen, dann erhält man für den Augenblick des Anlegens von Achse 2 von Gleismittelstellung aus:  $z_m = 2,46$ ,  $a_m = 15'$ , also einen sehr kleinen Anlaufwinkel, eine schwache „Anlauferscheinung“, weiter  $e = 0,011$ , mithin  $P_r = 0,74$  und, da  $P$  unverändert  $= 1,17$  bleibt,  $P_{10} = 1,17 + 0,74 = 1,81$ ,  $Y_{10} = 1,42$  gegen 2,34 für  $R = 190 \text{ m}$ , Weiche 1:9.  $P_d$  bleibt  $= 0,58$ ,  $x_d = -0,29$ . Für die Lokomotive ohne Tender erhält man ferner für den fraglichen Augenblick in der gleichen Weise wie oben:  $x_0 = 3,25$ ,  $P_{20} = 4,5$ ,  $Y_{20} = 3,4$  gegenüber 1,89 und für die Lokomotive mit Tender:  $x_{0T} = 4,0$ ,  $P_{20T} = 5,1$ ,  $Y_{20T} = 3,8$ , mit schwacher „Anlauferscheinung“, gegenüber 2,41 für die Weiche 1:9 mit erheblich stärkerer „Anlauferscheinung“. Es hat also  $Y_{10}$  zwar ab-,  $Y_{20}$  aber erheblich zugenommen, während  $Y_{100}$  unverändert geblieben ist; die Verteilung des Führungsdruckes auf die Achsen 1 und 2 ist ungünstiger geworden. Auch diese Werte sind in der Tabelle 1 eingetragen. Hiernach dürfte  $S_0$  richtig bemessen sein,  $p$  aber etwas klein; größeres  $p$  würde eine Abnahme von  $Y_{20}$  bei gleichzeitiger Zunahme von  $Y_{10}$

Tabelle 1.

			$P_1$	$Y_1$	$P_2$	$Y_2$	$P$	$P_d$	$P_r$	$\frac{(z_m)}{x}$	$x_d$	$e_{\text{mm}}$		
Weiche 1:9, R = 190	Lokomotive ohne Tender	V = 35	Anlegen von 1	2,26	1,26	0	—	1,76	0,22	0,5	—	-2,0	0	
		V = 35	Anlegen von 2	2,77	2,34	3,03	1,89*	1,17	0,58	1,60	(2,58)	3,0	-0,29	50
			Beharrungszustand	2,79	2,18	1,22	0,29	1,38	0,54	1,41	1,90	—	-0,46	42
		V = 0	Anlegen von 2	2,77	2,34	0,48	—	1,17	0,58	1,60	(2,58)	2,50	-0,29	50
	Beharrungszustand		2,8	—	0,26	—	1,25	0,56	1,55	2,37	—	-0,35	48	
	Lokomotive mit Tender	V = 35	Anlegen von 2	2,77	2,34	3,61	2,41*	1,17	0,58	1,60	4,4	—	-0,29	50
			Beharrungszustand	2,68	2,33	2,55	1,44	0,98	0,59	1,70	2,90	—	-0,21	55
		V = 0	Anlegen von 2	2,77	2,34	1,80	—	1,17	0,58	1,60	(2,58)	3,50	-0,29	50
Beharrungszustand			2,68	—	1,17	—	0,89	0,61	1,79	3,20	—	-0,13	59	
R' = 550	Lokomotive ohne Tender V = 60	Anlegen von 2	1,81	1,42	4,5	3,4*	1,17	0,58	0,74	(2,46)	3,25	-0,29	11	
	Lokomotive mit Tender V = 60	Anlegen von 2	1,81	1,42	5,1	3,8*	1,17	0,58	0,74	(2,46)	4,0	-0,29	11	

zur Folge haben, ohne das wichtigere  $Y_{100}$  zu ändern. Viel höher darf man allerdings  $p$  auch nicht nehmen, weil dann  $Y_{10}$  zu groß werden könnte und Forderung 3 nicht sicher erfüllt würde, d. h. Achse 3 zum Innenanlauf kommen könnte. Mit der Vergrößerung von  $p$  ist eine kleine Abnahme von  $x$  verbunden, die zu weiterem Ausschwenken des Hinterendes der Lokomotive nach außen führt, also  $T$  die ungünstige Richtung geben kann. Nach der obigen Rechnung für  $V = 35$ ,  $R = 190$ , durchfährt die Lokomotive mit Tender bei positivem  $T$  die Weiche mit  $x = 2,9$ , dabei ragt ihr Hinterende aus der Mitte nach außen um 11,8 mm, so daß ein Tender mit den oben eingeführten Massen unter ungünstigen Umständen schon nach außen gedrückt und zur Entgleisung gebracht werden kann.

Den Nachteil, daß die Verteilung des Führungsdruckes auf Achse 1 und 2 abhängig ist von  $R$ , hat, wie oben gesagt, eine Mittelstellvorrichtung mit konstantem  $P_r$  nicht.

Mit  $P_r = 1 f Q = 2075$  kg legt sich die Schwenkachse an die Außenschiene an mit  $P_{100} = P_r + P = 1 + 1,76 = 2,76$  und mit  $Y_{100} = 1,75 = 3630$  kg gegenüber 2620 kg bei der Federrückstellvorrichtung, und legt sich bei  $b = 0,5$  m/sec<sup>2</sup> und beliebigem  $R$  die zweite Achse der allein fahrenden Lokomotive an mit  $P_{20} = 4,1$ , die der mit Tender fahrenden Lokomotive mit  $P_{20T} = 4,5$ , also mit hohen Werten, und es tritt in engen Bögen noch eine starke, diese Werte merklich erhöhende „Anlauferscheinung“ an der zweiten Achse auf. Diese Werte lassen sich nur durch Erhöhung von  $P_r$  ermäßigen, die wie gesagt bei der Keilflächenvorrichtung schwierig ist und eine Zunahme von  $P_r$ ,  $Y_1$  — auch  $Y_{100}$  — zur Folge hat. Infolge der Veränderlichkeit der Keilflächenreibungsziffer wird bei dieser Vorrichtung  $Y_{100}$  tatsächlich noch etwas größer als oben angegeben, wenn  $P_r = 1$  den Bewegungswert bedeutet.

(Schluß folgt.)

## Rangiertechnik.

Von Prof. Dr. Ing. Ammann, Karlsruhe.

(I. Fortsetzung.\*)

Hierzu Tafel 30 und 31.

Die „Abstandsbremmung“ dient dazu, bis zum Ende der Gefahrzone die Laufzeitunterschiede der unmittelbar aufeinanderfolgenden mit verschiedenen Widerständen ablaufenden Wagen möglichst auszugleichen und damit die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen u. U. zu steigern, bzw. auch bei ungünstigem Wetter auf großer Höhe zu halten.

Die Gefahr, daß zwei oder gar drei Wagen längere gemeinsame Wege haben, ist bei modernen Weichenentwicklungen und bei zweckmäßiger Gleisbestimmung sehr gering. Die Wege der meisten Wagen trennen sich schon an den ersten Verteilungsweichen; nach den Untersuchungen von Reichsbahnoberrat Wagner\*\*) liegen ca. 64% aller Trennungen in der ersten Weiche, während auf die hintersten Weichen weniger als 1% entfallen. Die nachstehende Abhandlung soll zeigen, bei welchen Zerlegungsgeschwindigkeiten der Einfluß selbst solcher auf längeren gemeinsamen Wegen selten vorkommenden ungünstigen Wagenfolgen durch Abstandsbremmung ausgeglichen werden kann.

Als ungünstigste Wagenfolgen sind z. B. bei einer Gleisentwicklung nach Ablaufplan I (Taf. 30) solche ins Auge zu fassen, bei denen Fahrzeuge nach den Zweiggleisen der weitest entfernten Weichen  $a_4$ ,  $a_5$ ,  $a_6$ , sowie — wenn der zur dargestellten Entwicklung symmetrische Teil der Anlage noch dazugenommen wird — nach den Zweiggleisen der symmetrisch liegenden Weichen  $a_3$ ,  $a_2$  und  $a_1$  je unmittelbar hintereinander dieselbe Weiche durchlaufen und zwar in der Reihenfolge Schlechtläufer — Gutläufer — Schlechtläufer, wobei die Schlechtläufer für ein und dasselbe Zweiggleis bestimmt sind, der Gutläufer für das andere. Die Wahrscheinlichkeit dieser Wagenfolge ist beispielsweise bei den 28 Gleisen dieser Entwicklung nur  $\frac{3}{351\,232}$  oder rund  $\frac{1}{120\,000}$ . Die Wahrscheinlichkeit, daß einem Schlechtläufer in eines der genannten Zweiggleise ein Gutläufer in das andere folgt, ist unter gleichen Verhältnissen bereits  $\frac{3}{2936}$  oder rund  $\frac{1}{1000}$ \*\*\*). Trotz der ge-

ringen Wahrscheinlichkeit des erstgenannten Falles soll den Untersuchungen über die Abstandsbremmung dieser erste ganz ungünstige Fall zugrunde gelegt werden, der also etwa bei 120 000 Abläufen einmal zu erwarten ist.

Für die Durchführung der Abstandsbremmung bestehen nun verschiedene Möglichkeiten: Man kann an einer einzelnen

Betrachtung ist die Wahrscheinlichkeit dafür, daß aus einer Rangierabteilung ein Einzelwagen zum Ablauf kommt  $\frac{1}{2}$ ; die Wahrscheinlichkeit dafür, daß dieses Ereignis dreimal hintereinander eintritt ist  $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{8}$ . Es ist also mit der Wahrscheinlichkeit  $\frac{1}{8}$  zu erwarten, daß überhaupt drei Einzelwagen hintereinander ablaufen. Die Wahrscheinlichkeit dafür, daß der erste Wagen nach einem der zwölf in Betracht kommenden Gleise bestimmt ist, beträgt:  $\frac{12}{28}$ . Nachdem eines dieser zwölf Gleise durch ein Fahrzeug besetzt ist, muß zur Herstellung des betrachteten Falles der nächste Wagen für das Nachbargleis bestimmt sein; es ist also jetzt nur noch die Wahrscheinlichkeit  $\frac{1}{28}$  dafür vorhanden, daß von 28 Gleisen das nunmehr bestimmte Gleis besetzt wird. Nach diesem Ablauf muß der dritte Wagen wieder in das Gleis, das zuerst besetzt worden ist, wofür die Wahrscheinlichkeit  $\frac{1}{28}$  vorliegt. Im ganzen ergibt sich also die Wahrscheinlichkeit  $w_3'$  für das Zusammentreffen drei solcher Einzelwagenabläufe:

$$w_3' = \frac{1}{8} \cdot \frac{12}{28} \cdot \frac{1}{28} \cdot \frac{1}{28} = \frac{3}{43\,904}$$

Faßt man dagegen nur die Folge von zwei Wagen nach den bezeichneten Gleisen ins Auge, so ergibt sich für das Eintreten dieses Ereignisses die Wahrscheinlichkeit  $w_2'$  zu:

$$w_2' = \frac{1}{4} \cdot \frac{12}{28} \cdot \frac{1}{28} = \frac{3}{784}$$

Soll nun die oben besprochene Gefahr wirklich auftreten, so muß unter diesen drei Wagen der erste ein Schlechtläufer, der zweite ein Gutläufer und der dritte wieder ein Schlechtläufer sein. Es ergibt sich also die Wahrscheinlichkeit  $w_3$  für diese Folge von drei Wagen nach den oben bezeichneten Gleisen zu:

$$w_3 = \frac{3}{43\,904} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{3}{351\,232}$$

Für die Aufeinanderfolge eines Schlechtläufers ins äußerste Gleis und eines Gutläufers ins vorletzte Gleis oder diese Aufeinanderfolge von Wagen umgekehrt ins vorletzte und dann ins äußerste Gleis ist die Wahrscheinlichkeit  $w_2$ :

$$w_2 = \frac{3}{784} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{3}{2936}$$

\*) Der erste Teil dieser Untersuchungen ist im Heft 12 vom 15. Juni 1930 veröffentlicht.

\*\*) Verkehrstechnische Woche 1927, Heft 27, S. 313.

\*\*\*) Diese Zahlen finden sich durch folgende Überlegung: Für den hier besprochenen ungünstigsten Fall sind zunächst nur Einzelwagen zu betrachten, während Gruppenabläufe auszuscheiden sind. Nach den in der Abhandlung „Über die Häufigkeit der Weichenstellungen in der Verteilungszone einer Ordnungsgruppe“ (Verkehrstechn. Woche, Heft 9, 1930) angestellten

Stelle zwischen Ablaufpunkt und Ende der Gefahrzone in den freien Ablauf durch Bremsen eingreifen, oder man kann an zahlreichen hintereinandergelegenen Stellen dies tun, also einmalig oder mehrfach gestaffelt auf Abstand bremsen.

Für die einmalige Abstandsbremung kommt entweder eine Bremse kurz hinter dem Ablaufpunkt: eine Bergbremse, oder eine Bremse am Fuße der eigentlichen Ablauframpe innerhalb der Weichenzone: eine Talbremse, in Betracht. Diese beiden Ausführungsformen sollen zunächst behandelt werden.

Auf Ablaufplan I ist eine Ablaufanlage für 28 Ordnungsgleise mit zwei Ablaufgleisen und nächstmöglich an den Ablaufpunkt herangerückten ersten Verteilungsweichen (15 m) dargestellt, wie sie bei Verwendung von Talbremsen in Frage kommt. Die darunter befindlichen Zeitweglinien sind für gutes und schlechtes Wetter, für freien und durch Talbremse beeinflussten Ablauf bei 1 Sek. Umstellzeit der Weichen unter

Angabe der Sperrzeiten  $(t_s = \frac{9,5}{v} + 1)$  an jeder Stelle des

Ablaufprofils ermittelt. Für eine Umstellzeit von 2,5 Sek. die bei Neuanlagen nicht mehr vorkommen sollte, wurden die Wagenfolgezeiten  $T_0$  dadurch näherungsweise gewonnen, daß man zu den für 1 Sek. Umstellzeit gewonnenen Sperrzeiten  $t_s$  und Wagenfolgezeiten  $T_0$  den Mehrbedarf von  $1\frac{1}{2}$  Sek. zuschlug und damit  $v_0$  berechnete. Auf Ablaufplan II (Taf. 30) wurden entsprechend die Verhältnisse für Bergbremung bei gutem und schlechtem Wetter untersucht, wobei das Ablaufprofil die Zahl der Ordnungsgleise, die Länge der Gefahrzone und im wesentlichen auch die Weichenentwicklung gleich gewählt sind wie in Ablaufplan I, um vergleichbare Ergebnisse zu erlangen. Da aber die erste Verteilungsweiche bei Bergbremung weiter vom Ablaufpunkt entfernt liegen muß, ist hier nur ein Ablaufgleis dargestellt, wobei die erste Verteilungsweiche unterhalb des Ausrundungsbogens am Fuß der Steilrampe liegt. Für den freien Ablauf gelten auch für diesen Gleisplan die diesbezüglichen Figuren und Angaben des Ablaufplanes I, so daß Ablaufplan II nur den durch die Bergbremse beeinflussten Ablauf zeigt.

### 1. Die Bergbremse zur Abstandsregelung.

Theoretisch ist die Lage in der Nähe des Ablaufpunkts im Bereich der kleinen Ablaufgeschwindigkeiten sehr günstig, da hier mit wenig Bremsarbeit, also mit schwächeren bzw. kürzeren Bremsen stark auf die Laufzeit eingewirkt werden kann, ohne die Laufweiten wesentlich zu beeinflussen. Untersucht man die Zu- und Ablaufverhältnisse auf dem Ausrundungsbogen und der anschließenden Steilrampe des Ablaufberges, so erkennt man leicht, daß mit einer sogenannten „Rückhaltebremse“ unmittelbar am Ablaufpunkt nicht viel zu leisten ist. Man kann mit einer solchen wohl einen Gutläufer hinter einem Schlechtläufer etwas zurückhalten. Bei einer Zuführungsgeschwindigkeit  $v_0 = 1,5$  m/sec, die mit der Abstandsbremung ja angestrebt wird, kann bei Einzelablauf durch Zurückhalten des Gutläufers, wenn eine Beeinflussung des nachfolgenden Schlechtläufers vermieden werden soll, höchstens ein Laufzeitunterschied von etwa 1 Sek. \*) aus-

\*) Für tiefe Temperatur und Gegenwind liege der Ablaufpunkt des Gutläufers ( $w = 6,2\%$ ) um  $\frac{6,2}{1000} \cdot 300 = 1,86$  m, der

Ablaufpunkt des Schlechtläufers ( $w = 12\%$ ) um  $\frac{12 \cdot 300}{1000} = 3,60$  m

von dem mit dem Radius  $R = 300$  m ausgerundeten Scheitel entfernt. Um die Rückhaltezeit zu berechnen, ist zu überlegen, daß wenn der Schlechtläufer unbeeinflusst ablaufen soll, er sich an seinem natürlichen Ablaufpunkt beschleunigen muß. Der Schwerpunkt des voranlaufenden Gutläufers ist in diesem Augenblick  $9 + 3,60 = 12,60$  m vom Scheitel entfernt. Der Gutläufer läuft durch die Rückhalteeinrichtung gebremst noch Puffer an Puffer

geglichen werden. Wie aus den Untersuchungen (Ablaufplan I) hervorgeht, sind aber bei schlechter Witterung Laufzeitunterschiede von etwa 5,5 Sek. auszugleichen. Aber auch die vorhandene Ausgleichsmöglichkeit kann oft nicht einmal voll ausgenutzt werden mit Rücksicht darauf, daß man an den ersten Verteilungsweichen genügenden Zeit- und Raumabstand zwischen dem zurückgehaltenen Wagen und dem Nachläufer sicherstellen muß.

Die Anwendung einer Rückhaltebremse ist zur Leistungssteigerung mittels Abstandsbremung daher ungeeignet.

Wesentlich günstiger ist die Wirkungsweise von unterhalb des Ausrundungsbogens im oberen Teil der Steilrampe eingebauten Gleisbremsen — in der Literatur \*\*) als „Gipfelbremsen“ bezeichnet, besser aber „Rampenbremsen“ genannt — für die Regelung der Laufzeitunterschiede. Ablaufplan II zeigt die Anordnung einer solchen Bremse in einer Ablauframpe. Hier kann auch bei hoher Zerlegegeschwindigkeit durch Verzögerung des Gutläufers auf der Steilrampe sehr stark auf die Laufzeitunterschiede eingewirkt werden, ohne den flüssigen Ablauf zu stören und die Laufweite des Gutläufers zu stark zu beeinflussen. Ablaufplan II zeigt, daß mit einer solchen Bremse der Laufzeitunterschied zwischen Gut- und Schlechtläufer für jeden in Betracht kommenden Punkt der Ablaufanlage auch bei hohen Zerlegungsgeschwindigkeiten und ungünstigen Witterungseinflüssen vollständig ausgeglichen werden kann. Sie zeigt ferner, daß mit Hilfe einer solchen Rampenbremse die Zerlegungsgeschwindigkeit bei gutem Wetter gegenüber freiem Ablauf mit 1,50 bzw. 1,21 m/sec auf 2,25 bzw. 1,64 m/sec gesteigert werden und daß bei ungünstigem Wetter die Zerlegungsgeschwindigkeit noch auf 2,0 bzw. 1,50 m/sec gehalten werden kann, daß damit also theoretisch glänzende Ergebnisse zu erzielen sind.

Wenn danach diese Rampenbremse für die Abstandsbremung theoretisch auch sehr günstig erscheint, so lassen sich diese Vorteile heute leider nicht ausnützen, da man an dieser Stelle des Laufweges — und das gilt in gleicher Weise für die vorher besprochene Rückhaltebremse und für die später zu besprechende Beschleunigungseinrichtung — die Lauffähigkeit der Wagen noch nicht richtig beurteilen kann, was auf subjektivem Wege erfahrungsgemäß erst nach längerem Laufweg gelingt. Man kann also bei allen drei genannten Einrichtungen nur rein schematisch einwirken, den schweren Wagen als Gutläufer, den leichten als Schlechtläufer behandeln, eine individuelle Behandlung der Wagen nach ihrer wirklichen Lauffähigkeit ist heute weder bei der Rückhaltebremse,

mit dem Schlechtläufer. Die Laufzeit  $t_0'$  des Gutläufers ist bis zu diesem Punkt, wenn die Zuführungsgeschwindigkeit  $v_0 = 1,5$  m/sec beträgt:

$$t_0' = \frac{12,60}{1,5} = 8,4 \text{ Sek.}$$

Würde der Gutläufer ungebremst laufen, so wäre die Laufzeit bis zum selben Punkt des Ablaufprofils:

$$t = t_0 + t_1$$

$$t_0 = \frac{s_0}{v_0} = \frac{1,86}{1,50} = 1,24 \text{ Sek.}$$

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{\lambda_3}} \cdot \arcsin \frac{s_1}{v_0} \cdot \sqrt{\lambda_3}$$

(vergl. Raab, „Die zweigestaffelte Abstandsbremung“, Verkehrstechnische Woche, Heft 9, 1930.)

Für

$$\lambda_3 = \frac{g}{\beta \cdot R} = \frac{9,81}{1,04 \cdot 300}; \quad s_1 = 22,60 - 1,86 = 10,74; \quad v_0 = 1,5$$

erhält man:

$$t_1 = 6,05 \text{ Sek.}$$

Mithin ist

$$t = 1,24 + 6,05 = 7,29 \text{ Sek.}$$

und die Rückhaltezeit

$$\Delta t = 8,4 - 7,29 = 1,12 \text{ Sek.}$$

\*\*) Raab: „Die zweigestaffelte Abstandsbremung“, Verkehrstechnische Woche, Heft 9 vom 26. Februar 1930.

noch bei der Rampenbremse oder der Beschleunigungseinrichtung möglich. Sie wird zu erreichen sein, wenn es gelingt, auf der vor der Bremse gelegenen kurzen Steilrampenstrecke, auf der sich die Wagen unter dem Einfluß der Schwerkraft beschleunigen, mit Apparaten die Lauffähigkeit der Wagen objektiv und einwandfrei zu bestimmen. Nach dieser Richtung sind heute bereits Arbeiten im Gange. Sollten diese zu Erfolgen führen, so kann für die Abstandsbremung die Rampenbremse Bedeutung erlangen.

## 2. Talbremse als Abstandsbremse.

Die Abstandsbremung muß in diesem Fall im Bereich der hohen Ablaufgeschwindigkeiten erfolgen, so daß die Laufzeitunterschiede nur auf Kosten der Laufweite wesentlich verändert werden können und für diese Bremsung bei hoher Laufgeschwindigkeit schwere und kräftige Balkenbremsen erforderlich werden. Beachtet man aber, daß in den bei modernen Anlagen seltenen Fällen dieser Abstandsbremung in der Regel nur der Gutläufer abzubremsen ist und zwar nur soweit, daß er am Ende der Gefahrzone etwa ebenso schnell wie der ungebremste Schlechtläufer läuft, also nach der Abstandsbremung immer noch weiter läuft, als alle ungebremsten Schlechtläufer, die im allgemeinen die Stelle des Zusammenlaufs der Wagen in den Ordnungsgleisen bestimmen, so erkennt man, daß die lediglich zur Abstandshaltung verringerte Laufweite einen störenden Einfluß auf den Betrieb kaum ausüben kann. Daß eine sonst mögliche Laufwegbremsung durch die Abstandsbremung nicht beeinflusst wird, wurde schon dargelegt (vergl. Organ, Heft 12 vom 15. Juni 1930, S. 297). Da man bei modernen Ablaufanlagen, wie vorher gezeigt, schon wegen der Laufwegbremsung in der Verteilungszone Balkenbremsen verwendet, können diese meist ohne weiteres auch zur Abstandsbremung mitbenützt werden, so daß dann für Abstandsbremsen keine besonderen Mehrkosten entstehen.

Mit der Untersuchung in Ablaufplan I wird nun der Nachweis erbracht, daß diese Talbremse sich zur Abstandsbremung vorzüglich eignet. Es kann daraus abgelesen werden, daß mit einer solchen Talbremse die Zerlegungsgeschwindigkeit bei gutem Wetter von 1,50 bzw. 1,21 m/sec auf 2,25 bzw. 1,65 m/sec, bei schlechtem Wetter von 0,45 bzw. 0,41 m/sec auf 1,40 bzw. 1,14 m/sec gehoben werden kann. Die erreichbaren Zerlegungsgeschwindigkeiten sind bei gutem Wetter jenen bei der Rampenbremse errechneten gleich, bei schlechtem Wetter bleiben sie hinter jenen zurück, sind aber, insbesondere bei einer Weichenumstellzeit von 1 Sek. für sehr hohe Anforderungen vollständig ausreichend. Da an der Stelle der Talbremse nun die wirklichen Laufverhältnisse der Wagen schon mit genügender Sicherheit beurteilt werden können, besteht bei ihrer Verwendung zur Abstandsbremung tatsächlich auch die Möglichkeit, die Bremsung richtig durchzuführen und die errechneten Zerlegungsgeschwindigkeiten bzw. entsprechenden Leistungen zu erzielen. Man erkennt, daß auf modernen Ablaufanlagen, bei denen rasche Weichenumstellung sichergestellt ist und die Abstandsregelung mit Talbremsen vorgenommen wird, auch bei ungünstigem Wetter nahezu die gleiche Zerlegungsgeschwindigkeit eingehalten werden kann (1,4 m/sec), wie sie bei gutem Wetter praktisch eingehalten wird. Die Erfahrungen in den Rangierbahnhöfen Hamm, Bremen und Hochfeld-Süd bestätigen dieses Ergebnis theoretischer Berechnung vollauf in der Praxis, obgleich die Bremsen hier der kombinierten Aufgabe — zugleich auf Abstand und Laufweite zu bremsen — dienen. Die Zerlegezeit unterscheidet sich in diesen Bahnhöfen bei gutem und schlechtem Wetter nur ganz unwesentlich, nur die Beidrückzeiten werden größer infolge der verminderten Lauffähigkeit der Wagen,

was dann durch vermehrte Beidrückarbeit ausgeglichen werden muß. Die vorzügliche Eignung der Talbremsen zur Abstandsregelung ist hiermit theoretisch und praktisch nachgewiesen.

Wenn so die Talbremse alle Anforderungen, die an eine Abstandsbremse bezüglich Ermöglichung bzw. Aufrechterhaltung großer Zerlegeleistungen gestellt werden können, erfüllt, so läßt sie selbst in diesen seltenen, für die Wagenfolge allerungünstigsten Fällen noch Laufwegbremsung zu, wie aus den Abbildungen  $A_b$  und  $A_c$ , sowie  $B_b$  und  $B_c$  des Ablaufplans I zu entnehmen ist.  $A_b$  und  $B_b$  zeigen das zur Abstandswahrung erforderliche Mindestbremsmaß,  $A_c$  und  $B_c$  das ohne Beeinflussung des nachfolgenden Schlechtläufers mögliche Größtbremsmaß bei den angegebenen Zerlegungsgeschwindigkeiten. Selbst bei einer Zerlegungsgeschwindigkeit von 2,25 m/sec, die in der Praxis bei Einzelwagenablauf nicht erreicht wird, könnte immer noch außer der Abstandsbremung eine Vorbremung auf Entfernungen von der Gleisbremse von 700 bis 300 m in den Ordnungsgleisen so vorgenommen werden, daß die Wagen mit Geschwindigkeiten von 0 bis 3 m/sec in diese Zone einlaufen; bei den praktisch angewandten Zerlegungsgeschwindigkeiten von etwa 1,5 m/sec ist der Spielraum viel größer. Dabei ist nicht berücksichtigt, daß in einem Teil der der Berechnung zugrunde gelegten seltenen Fällen der ungünstigsten Aufeinanderfolge von drei Wagen der dritte Wagen (Schlechtläufer) auch etwas abgebremst werden kann, wodurch dann auch für den voranlaufenden Gutläufer ein stärkeres Bremsmaß zulässig wird und damit die durch die Vorbremung beherrschte Zone wesentlich nach den vorderen Spitzen der Gleise zu verlängert wird. Bei schlechtestem Wetter (Frost und Gegenwind) und 1,4 m/sec Zerlegungsgeschwindigkeit beherrscht man in gleicher Weise trotz der Abstandsbremung durch Laufwegbremsung den ganzen vorderen Teil der Ordnungsgleise, der bei solchem Wetter mit Rücksicht auf die Schlechtläufer allein in Frage kommt, bis etwa 135 m hinter die Gleisbremse. Wird dann einmal bei gutem Wetter vor einer dieser seltenen Abstandsbremungen, für die die Wahrscheinlichkeit nur  $\frac{1}{120000}$  ist, auch noch eine

starke Laufwegbremsung erforderlich, so wird — da dann u. U. schon der Schlechtläufer gebremst werden muß — ein oder der andere Wagen etwas zu kurz oder falsch laufen und von der Rangierlokomotive nachbehandelt werden müssen; dies kann in diesen seltenen Fällen, wie die Erfahrung beweist, ruhig in Kauf genommen werden.

Die Praxis an modernen Ablaufanlagen mit täglichen Belastungen von 3000 bis 4200 Wagen, die ohne Vergrößerung des Zerlegetempos durch Ausnützung der Zwischenzeiten zwischen den einzelnen Zerlegungen auch auf 5000 bis 6000 Wagen gesteigert werden könnten, zeigt nämlich, daß die kombinierte Abstands- und Laufwegbremsung mit Talbremsen als Vorbremsen bei dieser Belastung bzw. dem dort gebräuchlichen Zerlegetempo (50 Wagen in 6 Minuten) noch gut durchgeführt werden kann. Wenn trotz dieser feststehenden Tatsache vorstehend auf theoretischem Weg hierfür der Nachweis nochmals erbracht wurde, so geschah dies, weil eigentümlicherweise von verschiedenen Seiten diese Tatsachen einfach ignoriert werden und auf „theoretischem“ Weg versucht wird, die Wirklichkeit wegzubeweisen, indem man Fälle, die, wie die Wahrscheinlichkeitsrechnung zeigt, äußerst selten eintreten und dann nur eine kleine, leicht zu behobende Störung ergeben, unzulässig verallgemeinert und sie als ausschlaggebend hinstellt. Die Tatsache, daß kombinierte Abstands- und Laufwegbremsung mit hochwertigen Talbremsen bei richtiger Ausgestaltung vom Gleis- und Profilplan heute hohen Ansprüchen genügt, sollte gerechterweise nicht mehr bestritten werden.

Mit Trennung von Abstands- und Laufwegbremsung durch Anordnung zweier Talbremsenstaffeln könnte theoretisch noch eine Leistungssteigerung erzielt werden; betrieblich und wirtschaftlich ist diese Trennung aber einer Bremstafel mit kombinierter Bremsung unterlegen, solange man mit ihr auskommen kann.

Sollten zukünftig noch höhere Anforderungen für die Zerlegeleistung, insbesondere in bezug auf Wetterunempfindlichkeit und desgleichen auf weitergehende Erfüllung der kombinierten Aufgabe gestellt werden, so wird m. E. dem in vollkommener Weise durch die Talwärtsverlegung der zentralen Talbremsenreihe um eine Weichenstaffel entsprochen, wobei dem störenden Einfluß der verlängerten freien Ablaufzone bis zu den Talbremsen durch eine möglichst automatisch wirkende Rampenbremse zwecks  $\Delta t$  Ausgleich begegnet werden müßte.

nisse zentrale Bremsung nicht durchführbar ist, oder aus dem Vorhandensein und der Verwendung schwach wirkender Bremsen, die zur Erzielung größerer Bremsleistungen eine große Länge erfordern, die nur auf mehrere hintereinandergelegene Bremsen aufgeteilt unterzubringen ist. Dieser letztere Grund führte insbesondere in Frankreich und Amerika zu zahlreichen Anlagen mit mehrfach gestaffelter Bremsung.

In Frankreich wurde die Hemmschuhgleisbremse mechanisiert und für zentrale Bedienung eingerichtet. Es wurden dort zwei verschiedene Systeme, das von Deloison und das von Cadis verwendet\*). Die Hemmschuhgleisbremse ist stets eine Schwachbremse, bei deren Verwendung für größere Bremsarbeiten sehr lange Bremswege, also mehrere hintereinanderliegende Bremsen erforderlich werden. Ihre Verwendung führte also zwangsläufig zur mehrfach gestaffelten Bremsung, für die als Beispiel in Abb. 11 der Bahnhof Lille-La Déliverance

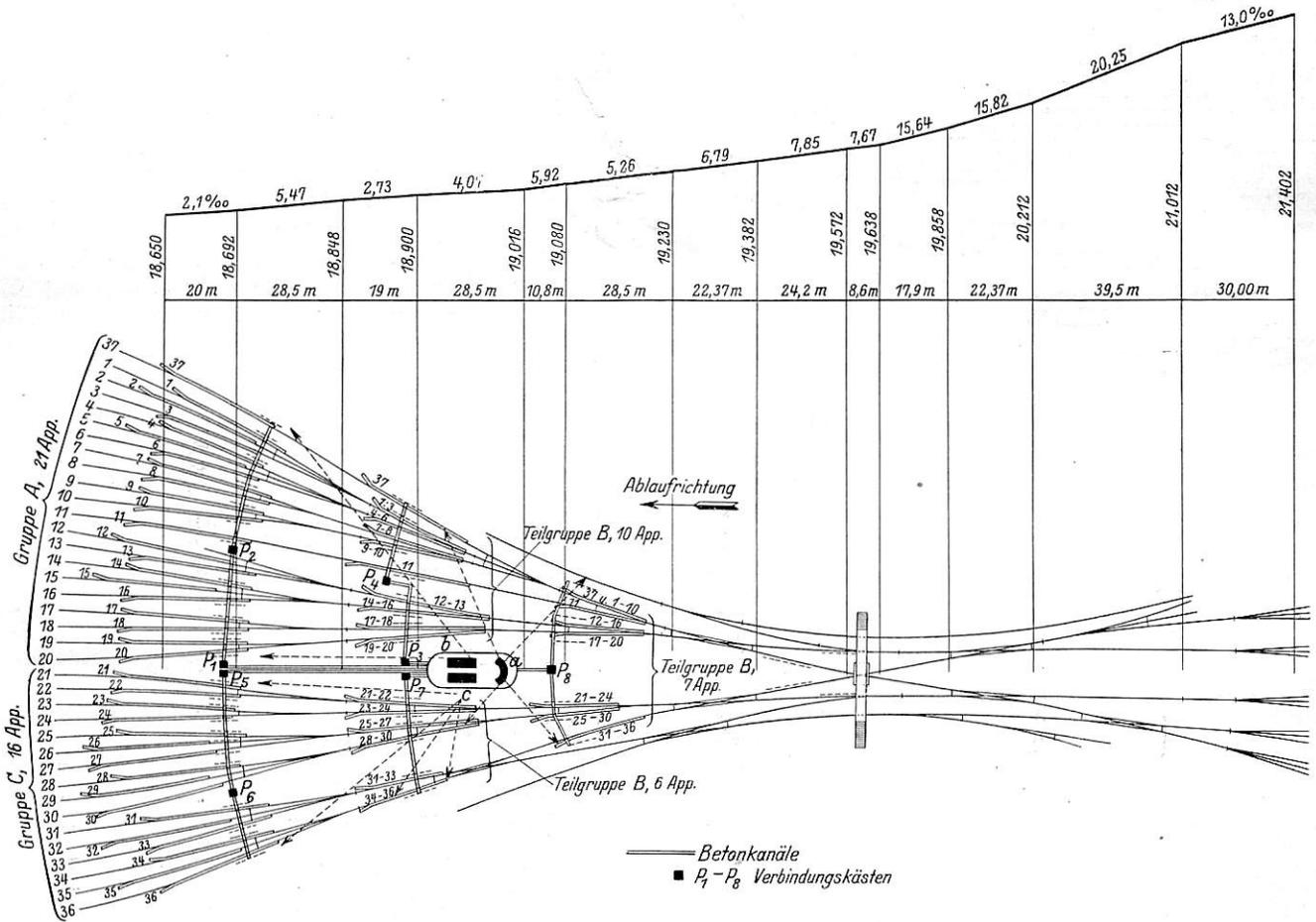


Abb. 11. Rangierbahnhof La Déliverance.

Die zweite Art der Abstandsbremsung ist die mehrfach gestaffelte Bremsung mit zahlreichen hintereinandergelegenen Bremsen, die in der Regel neben der Abstandsbremsung gleichzeitig zur Laufwegbremsung dienen. Es leuchtet ohne weiteres ein, daß man auch mit dieser Bremsung arbeiten kann, theoretisch müßte durch eine kontinuierliche Bremsung sogar ein vollständiger Ausgleich der Laufzeitunterschiede trotz verschiedener Laufwiderstände und hohe Leistungsfähigkeit zu erzielen sein; praktisch wird leider dieses Ziel meist nur sehr unvollkommen — insbesondere auf Kosten der Laufwegbremsung — und stets nur mit hohen Kosten erreicht.

Die mehrfach gestaffelte Bremsung entwickelte sich überall, wo sie heute verwendet wird, entweder aus den besonderen Ablaufverhältnissen auf längeren Flachrampen (Gefällsbahnhöfe), auf denen ohne Änderung der Gefällsverhält-

gezeigt sei, in dem 63 mechanisierte Hemmschuhgleisbremsen eingebaut sind, die durch drei Bremswärter von einem zentralen Bremssturm aus bedient werden. Daß ich mechanisierte Hemmschuhgleisbremsen an sich für Zwecke der fernbedienten Abstands- und Laufwegbremsung als von der technischen Entwicklung der deutschen Balkenbremsen überholt ansehe, habe ich schon früher ausgeführt. Daß solche Anlagen auch nach der Seite der Bau- und Betriebskosten nicht befriedigen, zeigen die Ausführungen von Dr. Frohne in dem oben erwähnten Aufsatz im Organ, wo er die jährlichen Kosten der Bremsen-Anlage in La Déliverance nach deutschen Preisen auf rund 120 000 *R.M.*, die Anlagekosten zu 472 000 *R.M.* berechnet. Das ist unvergleichlich viel mehr als eine Anlage nach deutschem Muster mit zentraler Bremsung für gleiche Leistung

\*) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1929, Heft 13. Siehe auch Abb. 16 dieses Aufsatzes.

erfordert. Selbst wenn man sicherheitshalber die m. E. etwas hohen Ansätze Dr. Frohnes für die Gleisbremsen auf zwei Drittel heruntersetzt, so daß man zu 320 000 *R.M.* Anlagekosten und etwa 90 000 *R.M.* Jahreskosten käme, wäre die Anlage noch erheblich teurer als eine entsprechende deutsche

In Amerika steht die Hanauerbremse\*) als zentralbediente Balkenbremse in Gebrauch, die mit verhältnismäßig geringen Bremsdrücken arbeitet, um die bei diesem nicht gewichtsautomatischen Bremssystem bestehende Entgleisungsgefahr zu vermeiden. Diese Bremsen erfordern für die sichere Abbremsung von 1 m Geschwindigkeitshöhe etwa 20 m Länge. Als Beispiel einer solchen Anlage ist in Abb. 12 der Gleis- und Profilplan des Rangierbahnhofs St. Louis gegeben, bei dem für 26 Richtungsgleise zweiseitige Hanauerbremsen in einer Länge von 510 m und einseitige von 10 m eingebaut sind; die 52 Gleisbremsen werden von vier Bremstürmen aus bedient. Die Kosten dieser Bremsanlage beliefen sich auf 450 000 Dollar, ein gewaltiger Betrag im Vergleich mit den Kosten zentralisierter deutscher Anlagen (Bremsanlage in Hamm rund 160 000 *R.M.*).

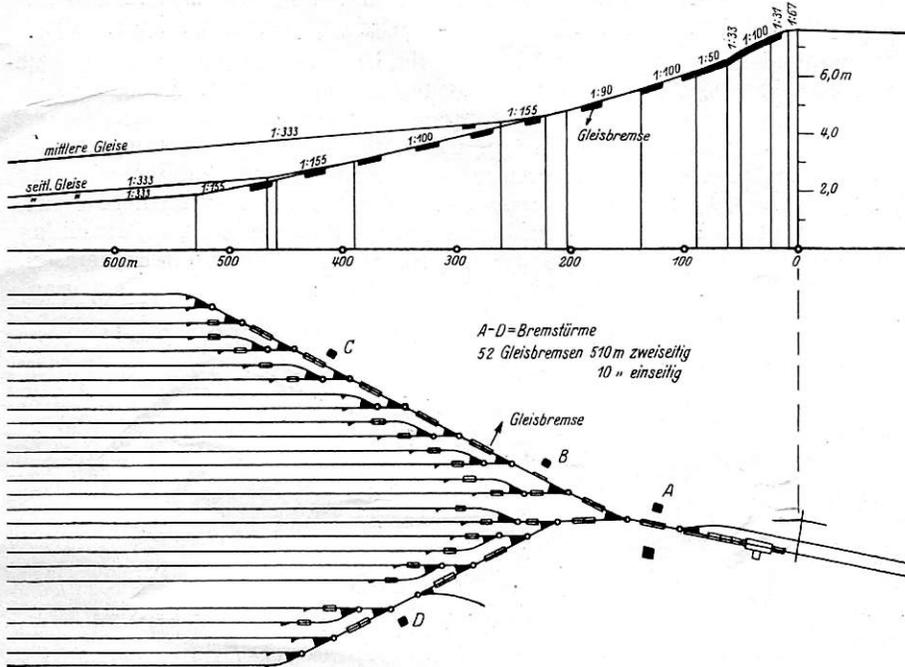


Abb. 12. Gleis- und Profilplan des Rangierbahnhofs St. Louis.

Abb. 13 zeigt noch eine ganz neue amerikanische Anlage, den Rangierbahnhof Proviso bei Chicago, der Ende 1929 eröffnet wurde. Man erkennt an seinem Gleisplan deutlich, daß die in Deutschland entwickelten Grundsätze über Streuung und Büschelung der Gleise mit kurzer Weichenentwicklung hier vorbildlich geworden sind. Die 59 Richtungsgleise sind aus neun Strängen mit Weichen 1:8 ausgezeichnet entwickelt, wobei die Gefahrzone ca. 360 m vom Ablaufpunkt entfernt endet. In jedem Laufweg liegen in vier

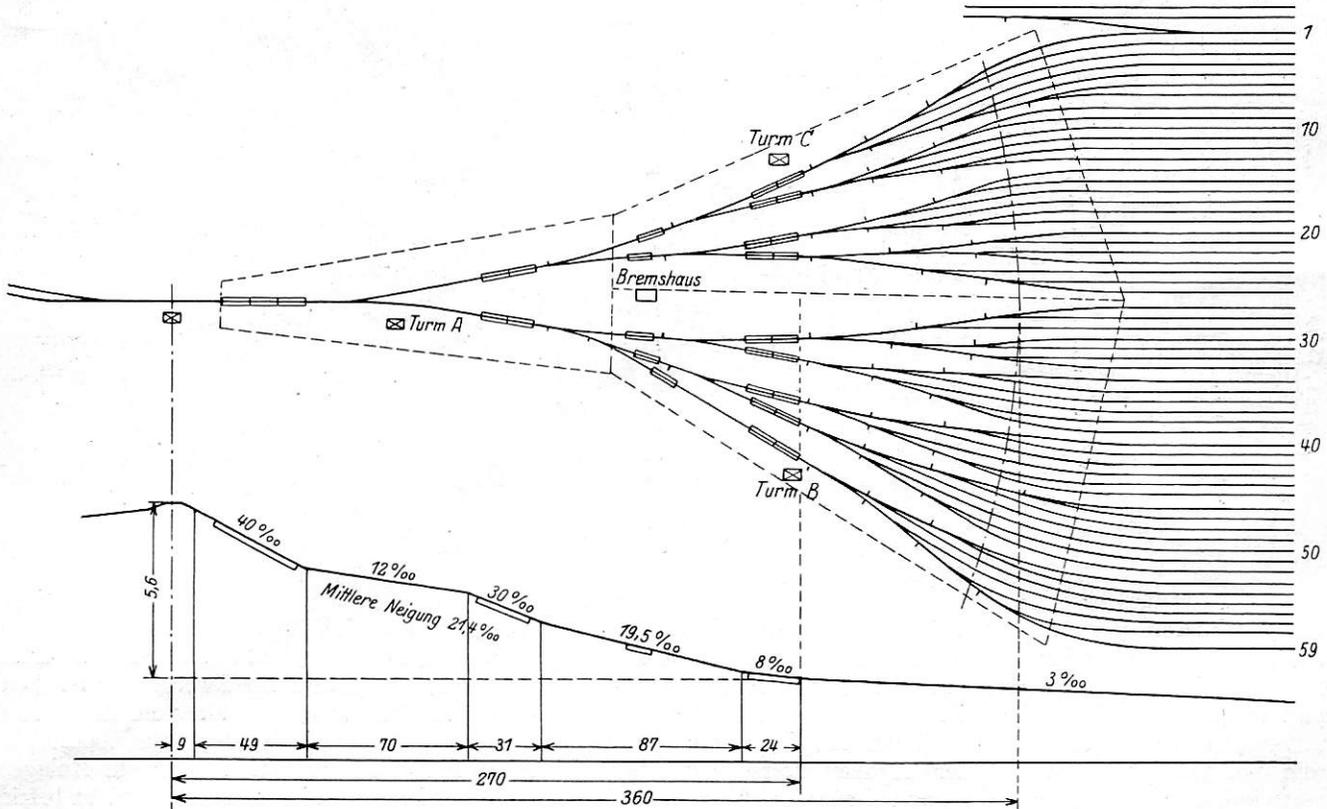


Abb. 13. Rangierbahnhof Proviso bei Chicago.

Anlage mit Zentralbremsen. Dabei ist bei der französischen Anlage sowohl die Quantität und Qualität der Hemmschuhbremsung als auch die Leistungsfähigkeit der Anlage geringer als bei den neueren deutschen Anlagen.

\*) Verkehrstechnische Woche, Heft 10, 1928. Siehe auch Abb. 19 dieses Aufsatzes.

Staffeln acht elektrisch angetriebene Hanauergleisbremsen von je 12 m Länge, zusammen also 96 m Länge, die  $8 \times 12 \times 0,05 = 4,8$  m Bremshöhe abbremsen können, was unter Berücksichtigung eines Laufweges von 270 m bis zur letzten Bremse und eines Laufwiderstandes von 3 kg/t der bei 5,6 m Berghöhe vorhandenen Geschwindigkeitshöhe entspricht

( $5,6 - 270 \times 0,003 = 4,8$  m). Die Bedienung erfolgt von drei Bremstürmen aus. Die Profilausbildung ist eine Flachrampe von  $21,4\text{‰}$  durchschnittlicher Neigung, die unterteilt ist in eine stärkere geneigte Anfangsstrecke zum „Starten“ der Wagen und stärkere Neigung in den vorderen Gleisbremsen, damit bei Fehlbremungen die Wagen in den Bremsen nicht hängen bleiben. Die Anlage soll in 24 Stunden 3400 Wagen leisten, einmal sollen sogar 100 Wagen in einer reinen Zerlegezeit von 20 Minuten verarbeitet worden sein. Für die kritische Bewertung fehlt leider die Angabe des Gruppenfaktors, infolgedessen kann eine Umrechnung auf deutsche Verhältnisse unter alleiniger Bezugnahme auf die Wagenlänge u. U. unzutreffend sein. Da 360 m Gleisbremsen und drei Bremstürme mit drei Stellwerken vorhanden sind, muß mit erheblich größerem Anlage- und Bedienungsaufwand und einem Mehrfachen des Unterhaltungsaufwandes deutscher zentralisierter Anlagen gerechnet werden. In jeder Bremsstaffel sind bei der amerikanischen Anlage Abstands- und Laufwegbremsung vereinigt; die hohen Zerlegeleistungen werden infolgedessen doch sehr stark auf Kosten der Laufwegbremsung gehen, was um so bedenklicher ist, als in den stark geneigten Richtungsgleisen ( $3\text{‰}$ ) keine Nachbremsung mehr stattfindet. Die Zulässigkeit dieser Betriebsform mag ihre Erklärung in der Zentralpufferkupplung und der robusten Bauart der amerikanischen Güterwagen finden. Besonderer Wert ist offenbar auf große Betriebstüchtigkeit des Ablaufbergs auch bei schlechtem Wetter gelegt, da der 5,6 m hohe Ablaufberg selbst Wagen mit einem mittleren Widerstand von  $16\text{‰}$  noch sicher durch die Weichenzone von 360 m hindurchbringt; in Deutschland rechnet man ungünstigstenfalls hierfür nur mit 12 bis  $13\text{‰}$ .

Ganz allgemein kann gesagt werden, daß die Bedienung mehrfach gestaffelter Bremsen unter allen Umständen wegen der längeren Beobachtungsdauer und mehrmaligen Bremsung jedes einzelnen Wagens unter sonst gleichen Verhältnissen erheblich mehr Personal als Zentralbremsen mit einmaliger Beobachtung und einmaliger Bremsung erfordert, also höhere Betriebskosten ergibt, daß die Unterhaltungskosten der zahlreichen Bremsen erheblich höher sind als bei wenigen Zentralbremsen und daß die Anlagekosten bei Verwendung von Hanauerbremsen ein Mehrfaches\*) derjenigen von deutschen gewichtsautomatischen Bremsen betragen und höchstens bei mechanisierten Hemmschuhbremsen etwa gleich werden können, wobei aber die Leistungen beschränkt und die Qualität der Bremsung geringer ist als bei Zentralbremsung mit hochwertigen Balkenbremsen. Der Einbau der vielen Gleisbremsen verlängert die Gefahrzone, ihre Benutzungsweise beeinträchtigt die Güte der Laufwegbremsung. Das Überschneiden der Verantwortlichkeit der Bremswärter macht es bei Unfällen schwer, den Schuldigen zu ermitteln.

Es sei hier angeführt, daß auf der Tagung des internationalen Eisenbahnkongresses in Madrid folgende Konklusion\*\*) gefaßt wurde:

\*) Der höhere Aufwand ist in Amerika tragbar, da durch die Mechanisierung die zahlreichen vorher vorhandenen Wagenbegleiter (car-riders) wegfallen und daher auch große Ersparnisse erzielt werden.

\*\*) Railway Age 1930, Heft 23, S. 1369.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. I.XVII. Band. 22. Heft 1930.

„Je größer das Ausmaß, bis zu dem die Bremskraft mit der nötigen Elastizität ihrer Anwendung konzentriert werden kann, um so weniger Bedienungspersonal ist nötig für einen schnellen Ablaufbetrieb, da dann ein Bremsler, statt einen Wagen oder Wagengruppe durch eine Folge von Bremsen beobachten zu müssen, seine Aufmerksamkeit dem nächstfolgenden Wagen oder Wagengruppe schneller zuwenden kann.“

Mit der deutschen Entwicklung der Ablaufanlagen in einmaliger Bremsung durch hochwertige Balkenbremsen in Verbindung mit gut ausgebildeten Gleis- und Profilplänen und betriebstüchtigen Ablaufbergen ist man nach allem vorher Ausgeführten ganz offenbar auf dem besten Weg zur Erreichung hoher betrieblicher Leistungen unter Wahrung von Wirtschaftlichkeit und Sicherheit. Daß man dies auch

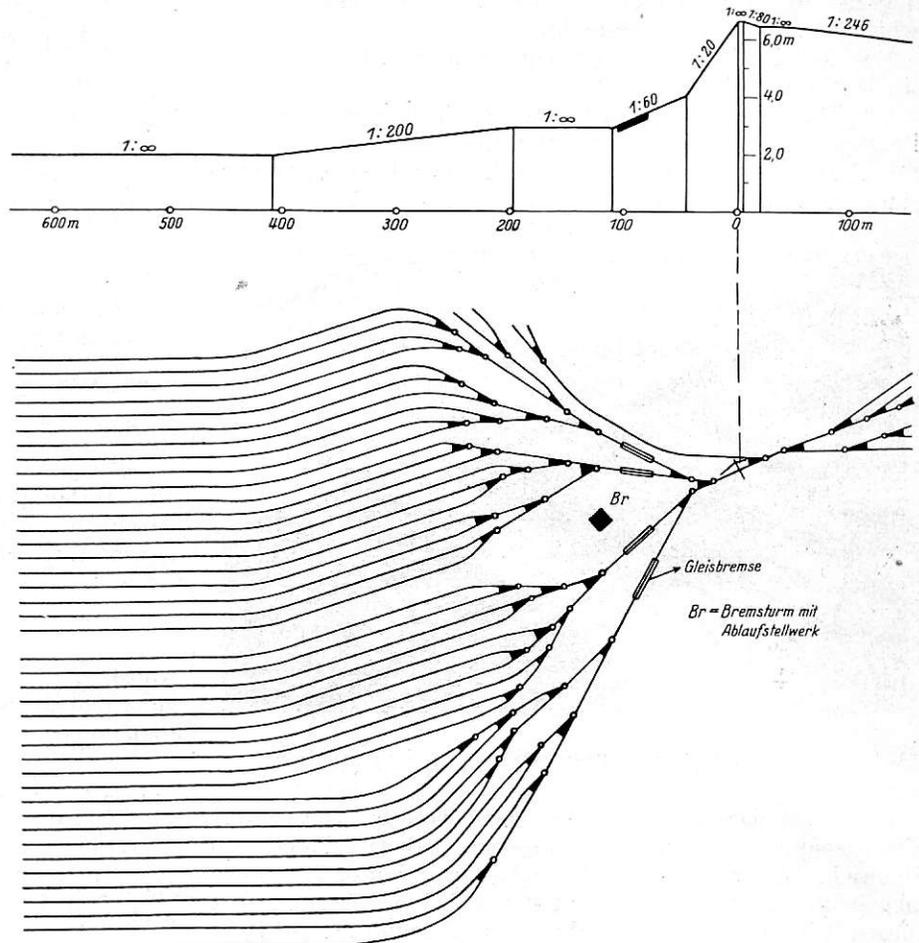


Abb. 14. Rangierbahnhof Whitemote (England).

schon im Ausland erkannt hat, beweisen die nach deutschem Muster erbauten Rangierbahnhöfe in Whitemore (Abb. 14) (England), Muttenzerfeld (Schweiz) und Mailand (Italien).

Wo man in der Lage ist — bei Neubauten und vielen Umbauten — diesen Weg zu beschreiten, sollte man bei dem heutigen Stand der Technik, solange es die Bergbelastung zuläßt, einmalige Bremsung mit Vereinigung von Laufweg- und Abstandsbremsung wählen, und diese nur, wo man damit nicht mehr durchkommt, nach Abstandsbremsung und Laufwegbremsung trennen. Wo bei schlechtem Gleis- und Profilplan damit nicht anzukommen ist, wird diejenige Bremsanordnung die beste sein, die mit der Mindestzahl von Bremsstaffeln auskommt.

### 5. Was kann man mit Beschleunigungsvorrichtungen erreichen?

Die aus der Unterschiedlichkeit der Fahrzeugwiderstände resultierende Verschiedenheit ihrer Lauffähigkeit, die sich bei

dem Zerlegungsgeschäft im freien Ablauf sowohl dadurch auswirkt, daß die Fahrzeuge für ein- und denselben Laufweg verschieden große Zeiten benötigen, als auch dadurch, daß die Laufwege ungleich ausfallen müssen, kann außer durch Bremsen, die im wesentlichen den Gutläufern Energie abnehmen, auch in umgekehrter Richtung durch Vorrichtungen beeinflusst werden, die den Schlechtläufern Energie zuteilen. Solche Vorrichtungen werden mit Rücksicht auf ihre kinetische Wirkung als „Beschleunigungsvorrichtungen“ oder „Beschleunigungsantriebe“ bezeichnet.

Es soll im folgenden untersucht werden, in welcher Weise solche Beschleunigungseinrichtungen beim Zerlegungsgeschäft Verwendung finden können und welche Vorteile ihr Einsatz gegenüber dem „freien“ und dem „durch Bremsen beeinflussten“ Ablaufbetrieb bringen kann. Dabei sind drei verschiedene Aufgaben zu betrachten.

- Die Beeinflussung der Fahrzeuge mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel.
- Die Vergrößerung der Laufweiten, bzw. Ersatz fehlender Berghöhe durch Beschleunigungsantriebe.
- Die Abstandsreglung mit Hilfe von Beschleunigungseinrichtungen.

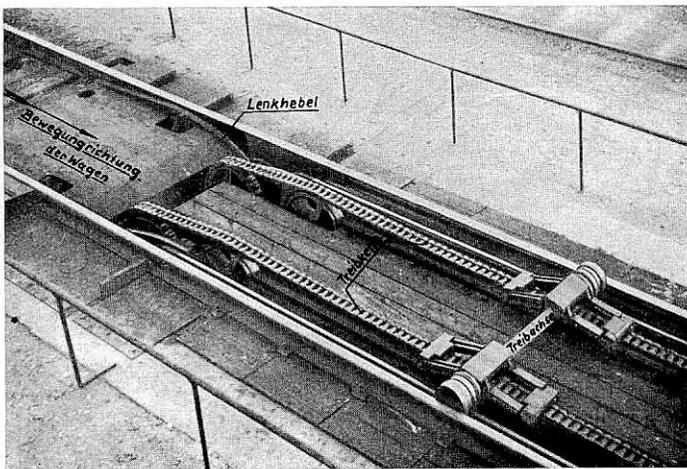


Abb. 15. Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich.

Beschleunigungsvorrichtungen sind praktisch ausgeführt als sogenannte „Beschleunigungsantriebe“ Bauart Pösentrup-Heinrich. Sie werden im Ablaufgleis kurz hinter der Stelle eingebaut, wo der freie Ablauf der Fahrzeuge beginnt und führen schlecht laufenden Fahrzeugen Energie zu mit Hilfe eines endlosen Kettenantriebes, der zwischen den Schienen der Gleise eine Welle mit Druckrollen trägt, die hinter die Spurkränze der Räder fassen und auf dem durch den Kettenantrieb festgelegten Wege eine beschleunigende Kraft auf das Fahrzeug abgeben (vergl. Abb. 15).

- Beeinflussung der Fahrzeuge mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel.

Der Beschleunigungsantrieb kann wegen der Schwierigkeiten, die für die bauliche Ausbildung (Massenbeschleunigung, Kraftschluß am Fahrzeug) vorliegen, nicht im Bereich der hohen Geschwindigkeiten, also etwa am Fuß der Steilrampe, eingebaut werden. Es ist daher jedenfalls vorläufig nicht möglich, diese Einrichtung z. B. an Stelle einer Talbremse, die zur Laufwegbremsung der Fahrzeuge auf das für sie bestimmte Laufziel dienen kann, zu verwenden. Die Unmöglichkeit des Einsatzes eines Beschleunigungsantriebes zur Laufwegreglung an Stelle einer Vorbremse innerhalb der Weichenzone liegt aber nicht nur in dem Umstande begründet, daß der Antrieb vorläufig nicht für hohe Geschwindigkeiten gebaut

werden kann, sondern auch darin, daß mit der Einrichtung — ihres Charakters als „Antrieb“ wegen — eine an der Einsatzstelle des Antriebes vorhandene zu hohe Geschwindigkeit nicht reduziert werden kann, während eine Gleisbremse umgekehrt die Reduktion jeder beliebigen praktisch vorkommenden Geschwindigkeit bis auf den Wert Null vorzunehmen gestattet.

Eine Beeinflussung der Fahrzeuge durch einen Beschleunigungsantrieb innerhalb der Weichenzone mit Rücksicht auf ein bestimmtes Laufziel, die einer Laufwegbremsung durch eine Talbremse gleichwertig wäre, ist demnach nicht möglich.

- Vergrößerung der Laufweiten, bzw. Ersatz fehlender Berghöhe durch Beschleunigungsantriebe.

Die neueste Beschleunigungsanlage befindet sich auf dem Bahnhof in Osnabrück. Nach Literaturangaben\*) beträgt die dort installierte Leistung  $64 \text{ kW} = 6520 \frac{\text{mkg}}{\text{sec}}$ . Nimmt man zunächst an, daß diese dauernd zur Verfügung steht und in jedem Moment voll ausgenutzt wird, dann ist die Kraft  $K$ , mit der das Fahrzeug künstlich beschleunigt werden kann als Funktion der Geschwindigkeit gegeben durch die Gleichung:

$$K = \frac{6520}{v}$$

Die Gesamtbeschleunigung  $b$  ergibt sich für einen Schlechtläufer mit  $g' = 8,9$ , einem Laufwiderstand von  $12\text{‰}$ \*\*\*) und einer Neigung der Steilrampe von  $\frac{1}{30} = 0,0333$  zu:

$$b = \frac{8,9}{10} \left[ \frac{6,52}{v} + 0,033 \cdot 10 - 0,012 \cdot 10 \right] = 0,89 \left[ \frac{6,52}{v} + 0,283 \right] \frac{\text{m}}{\text{sec}^2}$$

Die Auslaufgeschwindigkeit  $v_a$ , mit der das Fahrzeug den Beschleunigungsantrieb verläßt, findet sich für den 11,27 m langen Weg aus der Gleichung:

$$s = \int_{v_e}^{v_a} \frac{v}{b} \cdot dv,$$

wobei  $v_e$  die Einlaufgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist, die zu  $1,5 \text{ m/sec}$  angenommen wird. Mit den obigen Werten findet man:

$$11,27 = \frac{1}{0,89} \int_{1,5}^{v_a} \frac{v \, dv}{\left[ \frac{6,52}{v} + 0,283 \right]} = \frac{1}{0,89} \int_{1,5}^{v_a} \frac{v^2 \, dv}{[6,52 + 0,283 v]}$$

Nach Auswertung des Integrals und Auflösung der Gleichung nach  $v$  findet man  $v_a = 6,83 \text{ m/sec}$ .

Zu dieser Untersuchung ist zu bemerken, daß sich wohl die Leistung des Antriebs trotz der hierfür vorgesehenen besonderen Steuerungsart kaum so vollkommen der Wagensgeschwindigkeit anpassen können. Die Endgeschwindigkeit wird also praktisch unter der berechneten liegen und kann im Dauerbetrieb das in der Literatur\*) angegebene Maß von  $7 \text{ m/sec}$  in dem bezeichneten Falle nicht erreichen. Nur bei Aufzehrung der Energie der Schwungmassen der Antriebsmaschine wird dies im Einzelfalle vielleicht möglich sein.

Die dem Fahrzeug durch den Antrieb unter den zunächst gemachten Voraussetzungen zugeführte Energie ergibt sich aus folgender Überlegung: Würde das Fahrzeug frei ablaufen,

\*) Vergl. Kaempff, Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich. (Verlag Guido Hackebeil, ohne Angabe des Erscheinungsjahres.)

\*\*) Kaempff legt seinen Untersuchungen einen Laufwiderstand von  $13,4\text{‰}$  zugrunde. (Vergl. die Abhandlung „Über Ablaufberge und die Überlegenheit der Beschleunigungsvorrichtung“. Verkehrstechnische Woche 1926, Hefte 8, 9 und 10.)

so würde es am Ende der 11,27 m langen Strecke die Geschwindigkeit  $v_a$  erreichen, die sich errechnet aus:

$$11,27 = \frac{v_a^2 - 1,5^2}{2b_0};$$

da die natürliche Beschleunigung unter dem Einfluß der Schwerkraft  $b_0=8,9$  (0,033 - 0,012) = 0,187 ist, findet man:  
 $v_a = 2,09$  m/sec.

Die vom Beschleunigungsantrieb geleistete Arbeit  $A'$  würde mithin betragen:

$$A' = \frac{10}{2 \cdot 8,9} [6,83^2 - 2,09^2] = 23,80 \text{ mt.}$$

Rechnet man die wirklich übertragene Arbeit zu 80%, so ist:  
 $A = A' \cdot 0,8 = 23,80 \cdot 0,8 = 19,05$  mt.

Die der Leistung des Antriebs entsprechende Zusatzberghöhe  $\Delta H$  ist daher für einen 10-t-Wagen bestenfalls:

$$\Delta H = \frac{19,05}{10} = 1,905 \text{ m.}$$

Setzt man voraus, daß stets die Antriebsnutzleistung von 19,05 mt übertragen wird, so ergibt sich:

- für einen 20-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,952 m
- für einen 30-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,635 m
- für einen 40-t-Wagen eine Zusatzberghöhe von 0,476 m.

Legt man konstante Laufwiderstände  $w$  zugrunde, so berechnet sich die Laufweitenvergrößerung  $\Delta L$  aus der Gleichung:

$$\Delta L = \frac{\Delta H}{w}.$$

Mit einem Beschleunigungsantrieb kann daher die Laufweite der Wagen gegenüber freiem Ablauf vergrößert werden um folgende Maße:

für einen 10-t-Wagen mit  $w = 12^0/00$  (schlechtes Wetter):

$$\Delta L = \frac{1,905}{0,012} = 159 \text{ m,}$$

für einen 20-t-Wagen mit  $w = 9^0/00$ :

$$\Delta L = \frac{0,952}{0,009} = 105,8 \text{ m,}$$

für einen 30-t-Wagen mit  $w = 6^0/00$ :

$$\Delta L = \frac{0,635}{0,006} = 105,8 \text{ m,}$$

für einen 40-t-Wagen mit  $w = 3^0/00$  (gutes Wetter):

$$\Delta L = \frac{0,477}{0,003} = 159 \text{ m.}$$

Ist demnach eine Vergrößerung der Laufweite in gewissen Grenzen durch Beschleunigungsantriebe möglich, so fehlt zu seiner richtigen Einstellung an seiner Einsatzstelle noch die Kenntnis der wirklichen Lauffähigkeit der Wagen, wie sie an der Talbremse vorhanden ist. Mit letzterer läßt sich also in allen Fällen, wo betriebstüchtige Ablaufberge vorhanden sind, eine genauere und umfassendere Regelung der Laufweiten durchführen als mit Beschleunigungsantrieben. Der Einbau eines Beschleunigungsantriebs kommt daher nur dort in Frage, wo die richtige Ausgestaltung der Zerlegungszone nach Gleisplan und Längenprofil (betriebstüchtiger Ablaufberg, Steilrampe) unter Einsatz einer Talbremse unmöglich oder insgesamt zu teuer ist.

#### c) Abstandsregelung mit Hilfe von Beschleunigungseinrichtungen.

Wie es mit kurz unterhalb des Scheitels angeordneten regulierbaren Bremsen möglich ist, eine Abstandsregelung durch Hemmung der Gutläufer durchzuführen, kann umgekehrt die kurz unterhalb des Ablaufpunkts eingebaute regulierbare Beschleunigungseinrichtung zur Abstandsregelung in der Weise dienen, daß den Schlechtläufern kinetische Energie zugeführt wird. Besteht also theoretisch die Möglichkeit guter Abstands-

regelung sowohl für Rampenbremse wie für Beschleunigungsantrieb, so lassen beide bisher doch, wie schon früher gezeigt, nur eine schematische, keine individuelle Bremsung zu, da man bis heute die Lauffähigkeit der Wagen am Berggipfel noch nicht beurteilen kann. Die Abstandsregelung durch Beschleunigungsantrieb ist daher heute derjenigen mit Talbremse ebenso unterlegen, wie jene mit Rampenbremse und außerdem entstehen bei Verwendung des Beschleunigungsantriebs noch höhere Betriebs- und Unterhaltungskosten als beim Einsatz einer Rampenbremse.

Für die Beurteilung der mit der Beschleunigungseinrichtung erzielbaren größten Zerlegungsleistung ist festzustellen, nach welchem Zeitabstand der Antrieb wieder arbeitsbereit wird, nachdem ein Fahrzeug beschleunigt worden ist. Zieht man die Aufeinanderfolge von zwei oder mehr zu beschleunigenden Schlechtläufern in Betracht, so ist die Zeit von 10 Sek. \*) für den Umlauf der Beschleunigungsvorrichtung zuzüglich etwa 1 Sek. für die jeweilige Neueinstellung des Antriebs hierfür maßgebend; die durch die Beschleunigung der Wagen zwischen Gut- und Schlechtläufern auftretenden Laufzeitunterschiede wirken bei den in Betracht kommenden Zerlegungsgeschwindigkeiten noch nicht störend. Hieraus geht ohne weiteres hervor, daß der Antrieb bei 9 m langen Wagen leistungssteigernd nur wirken kann bis zu Zerlegungs-

geschwindigkeiten von höchstens  $v_0 = \frac{9}{11} = 0,82$  m/sec. Diese

Zerlegungsgeschwindigkeit bleibt weit zurück hinter jener, die bei richtiger Ausbildung des Gleisplans und des Längenprofils und Einsatz guter Talbremsen erreicht werden kann. Auch hier ist also die erreichbare Leistungssteigerung eng begrenzt, aber doch für manche Fälle ausreichend.

Aus diesen Betrachtungen ergibt sich, daß man durch den Einsatz eines Beschleunigungsantriebs da, wo man einen betriebsuntüchtigen (zu niedrigen) Ablaufberg hat und diesen nicht umbauen kann oder will, einen teureren Ersatz fehlender Berghöhe bieten und die Laufweiten

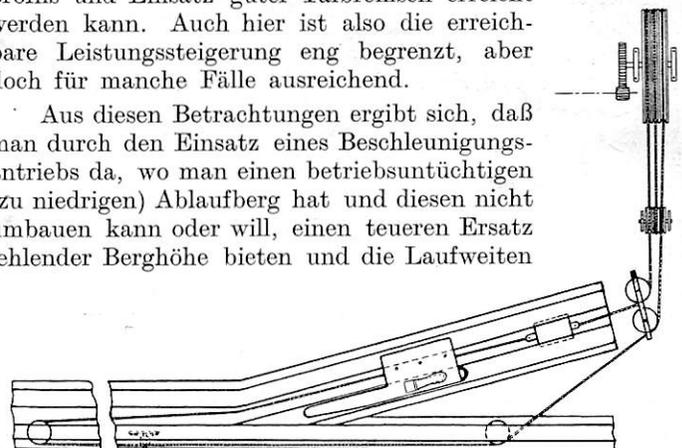


Abb. 16a. System der Hemmschuhgleisbremse Deloison.

der Wagen entsprechend vergrößern, also die Betriebstüchtigkeit der Anlage etwas steigern kann, nicht aber die Zerlegungsgeschwindigkeit einer bestehenden Anlage und damit ihre Leistungsfähigkeit wesentlich (über 0,7 bis 0,8 m/sec) heben kann. Bei der Entscheidung über den Einbau einer solchen Anlage muß man sich daher genau klarmachen, was man unter den vorliegenden Verhältnissen damit erreichen kann und was die Verbesserung wirklich kostet. Dabei sind neben den Anlage- und Unterhaltungskosten auch die Betriebskosten (Stromkosten) in Betracht zu ziehen, die bei der mit starken Motoren (64 kW) ausgerüsteten Anlage nicht unbedeutlich sind. Beschleunigungsantriebe stellen daher stets nur Notbehelfe bei bestehenden unmodernem Anlagen dar, mit denen man Krankheitserscheinungen wohl mildern, die Krankheit selbst: die unrichtig angelegte Zerlegungsanlage, aber nicht beseitigen kann.

\*) Vergl. Kaempff, Beschleunigungsantrieb Bauart Pösentrup-Heinrich. (Verlag Guido Hackebeil, ohne Angabe des Erscheinungsjahres).

## 6. Nach welchen Gesichtspunkten sind Gleisbremsen zu wählen?

In den Abb. 16a, b; 17a, b; 18a, b; 19a, b sind dargestellt: die Hemmschuhgleisbremse Deloison, die zweiseitige Thyssen-

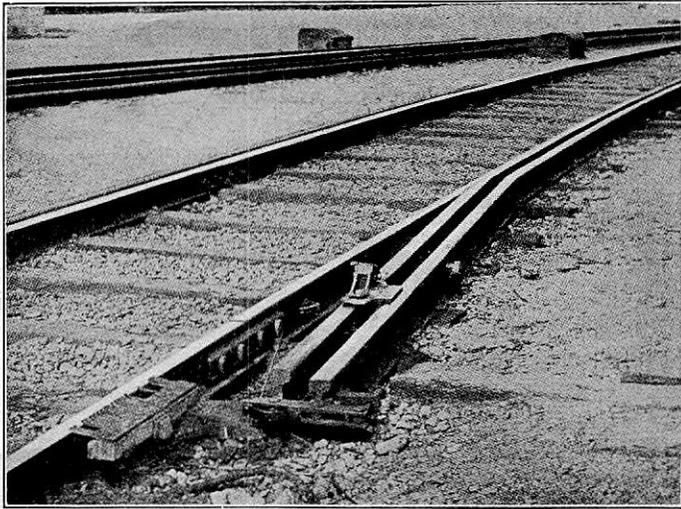


Abb. 16 b. Hemmschuhgleisbremse Deloison, Gesamtbild.

bremse, die Wirbelstrombremse und die Hanauerbremse, die als typische Vertreter der verschiedenen Arten von Gleisbremsen angesprochen werden können. Die Jordanbremse ist neuerdings auf Gewichtsautomatik umgebaut worden, Erfahrungen mit dieser neuen Konstruktion liegen mir noch nicht vor, weshalb sie hier nicht mitbehandelt wird. Von der Thyssenbremse sind bei der Reichsbahn 21 Stück ein-

Nachstehend sollen die Forderungen, die an Gleisbremsen zu stellen sind, zusammengestellt und — soweit mir Unterlagen zur Verfügung stehen — nachgeprüft werden, wie weit sie von den verschiedenen Gleisbremsen erfüllt werden.

Gleisbremsen sollen Bremsarbeit leisten (quantitative Forderung) und zwar unter möglicher Schonung von Wagen und Ladung (qualitative Forderung) und zu möglichst billigem Preis (ökonomische Forderung).

### a) Quantitative Forderung:

Die von den einzelnen Gleisbremsen zu fordernde Arbeit geht aus ihren örtlichen und betrieblichen Aufgaben hervor. Teils müssen sie in der Lage sein, die Ablaufgeschwindigkeit der Wagen nur um ein bestimmtes Maß zu verringern, teils diese vollständig auf Null herabzusetzen, also die Wagen auf Halt zu bremsen. Letztere Forderung wird oder sollte doch an alle Talbremsen, die als Vorbremsen dienen, gestellt werden, um in Fällen von Entgleisung oder Zusammenstößen in den Weichenstraßen im Ablauf begriffene Wagen, die nicht mehr an den ersten Verteilungsweichen abgelenkt werden können, festzuhalten, und um in Fällen, in denen man die Bremsung anfangs zu schwach bemessen haben sollte, eine Kraftreserve zum Ausgleich zu besitzen. Die geforderte Geschwindigkeitsverminderung oder Haltbremsung muß bei allen vorkommenden Wagen und unter allen, auch ungünstigsten Verhältnissen möglich sein. Man drückt die geforderte Bremsleistung am besten und klarsten aus durch die abgebremste Geschwindigkeitshöhe oder Bremshöhe  $H_b$ : das „Bremssoll“.

$$H_b = \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g} \pm \Delta A_b.$$

$v_e$  bedeutet die Einlauf-,  $v_a$  die Auslaufgeschwindigkeit der Wagen in bzw. aus der Gleisbremse,  $\Delta A_b$  die Beschleunigungs-

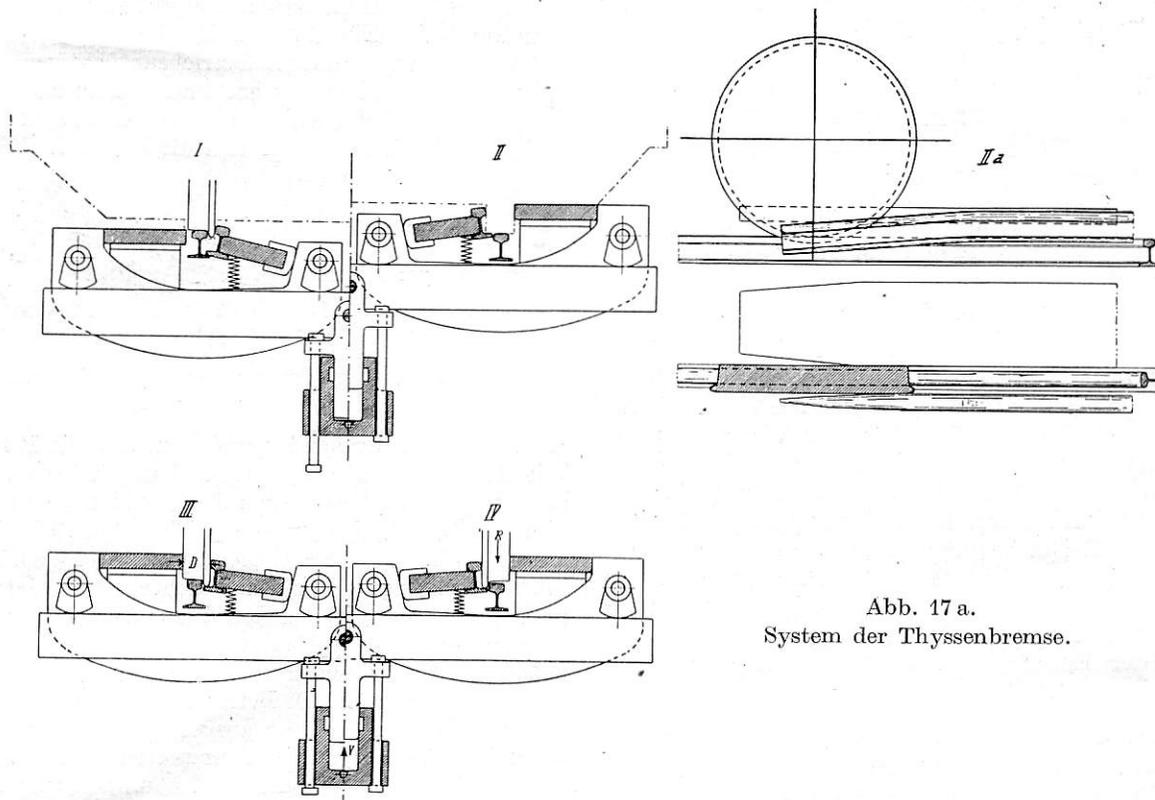


Abb. 17 a.  
System der Thyssenbremse.

gebaut und z. T. schon jahrelang im Betrieb erprobt, an Private und ins Ausland sind 26 Stück geliefert. Von der Wirbelstrombremse ist erst eine Ausführung im Rangierbahnhof Magdeburg-Buckau im Betrieb, die nachstehenden Angaben beziehen sich daher auf diese erste Versuchsausführung, was zu berücksichtigen ist.

(+) bzw. Verzögerungs-(—)Arbeit innerhalb der Bremse bei ungebremstem Ablauf der Wagen\*).

Soll die Bremse gerade ausreichen, um die Wagen bis zu

\*) Legt man die Bremse in eine Neigung, die etwa dem mittleren Laufwiderstand der Wagen entspricht, so kann genügend genau  $\Delta A_b = 0$  gesetzt werden.

ihrem Ende auf Halt zu bremsen, so wird  $H_b = H - h_w$ , also gleich der Höhe  $H$  des Ablaufbergs über dem Ende der Bremse vermindert um die Widerstandshöhe  $h_w$  des Weges  $l$  vom Ablaufpunkt bis ans Ende der Bremse  $h_w = l \times w$ .

Unabhängig von ihren sonstigen Eigenschaften muß jede Gleisbremse unter allen Umständen das verlangte „Bremsoll“  $H_b$  erfüllen, das der Eisenbahnfachmann in jedem Fall eindeutig angeben kann und das auch einwandfrei nachgeprüft werden kann. Angebot und Abnahme von Gleisbremsen wären daher in erster Linie auf dieses „Bremsoll“ abzustellen. Mit der Angabe, daß eine Bremse eine gewisse Bremsarbeit  $A$  in mt leistet, kann man ohne weiteres nichts anfangen, da diese Angabe erst brauchbar wird, wenn sie zu dem Wagengewicht in Beziehung gesetzt wird. Erst wenn die bei Maximalbremsung noch sicher zu leistende Bremsarbeit  $A_{max}$  in Beziehung zum größten vorkommenden Wagen bzw. Achsgruppengewicht  $G_{max}$  gebracht wird, hat man das „Bremsist“  $h_{b,max}$ , das dem geforderten „Bremsoll“  $H_b$  gegenübergestellt werden kann.

$$h_{b,max} = \frac{A_{max}}{G_{max}} \geq H_b.$$

Das auf 1 m Bremsenlänge bezogene „Bremsist“

$$\frac{h_{b,max}}{L} = h_b^1{}_{max}$$

gibt einen guten Vergleichsmaßstab für die quantitative Leistung verschiedener Bremsen und ermöglicht es dem Eisenbahnfachmann, der sein Bremsoll  $H_b$  kennt, rasch und sicher die in jedem Fall erforderliche Bremsenlänge  $L$  aus der Gleichung:

$$L = H_b : h_b^1{}_{max}$$

zu bestimmen und nach Lieferung und Einbau der Bremse das „Bremsist“  $h_b^1{}_{max}$  für 1 m Bremsenlänge leicht nachzuprüfen.

Diese Nachprüfung kann auf folgende Art erfolgen: Mit den betriebsfertigen Bremsen werden im normalen Ablaufbetrieb eine größere Anzahl Maximalbremsungen durchgeführt, die Bremsarbeiten  $A_{max}$  einzeln bestimmt und aus ihnen die zugehörigen  $h_b^1{}_{max}$  berechnet.

Die maximale Bremsarbeit einer Vollbremsung ergibt sich einfach aus der Gleichung:

$$A_{max} = \frac{\Sigma G}{2g} (v_e^2 - v_a^2) *.$$

Da weiter bei Durchlaufbremsung die Gleichung besteht:

$$A_{max} = \Sigma G \cdot L \cdot h_b^1{}_{max}$$

folgt hierfür:

$$h_b^1{}_{max} = \frac{A_{max}}{\Sigma G \cdot L},$$

wobei  $\Sigma G$  = Gesamtgewicht des Wagens bzw. der Wagengruppe ist.

Bei Haltbremsung, bei der also der Wagen oder die Wagengruppe innerhalb der Bremse zum Stehen kommt, ist  $v_a = 0$ :

$$A_{max} = \frac{\Sigma G}{2g} \cdot v_e^2.$$

Da hierbei aber nur ein Teil der Bremsenlänge ausgenutzt wurde, muß man die Bremswege  $l$  und die Gewichte der

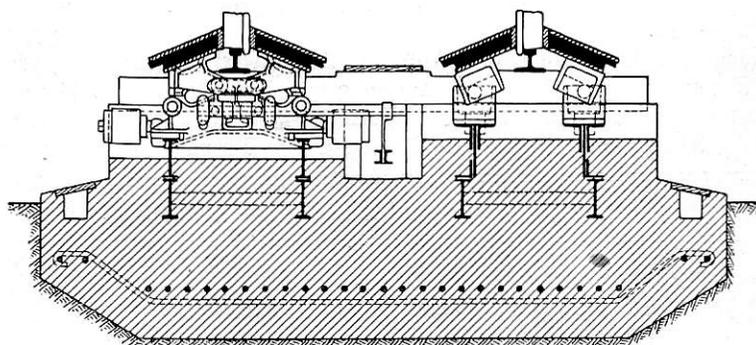
\*)  $\Delta A_b$  ist gemäß Fußnote S. 504 gleich Null gesetzt.

einzelnen Achsen bei der Berechnung von  $h_b^1{}_{max}$  berücksichtigen und erhält:

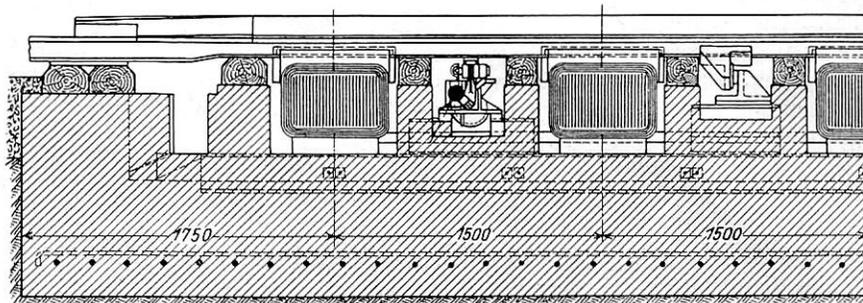
$$h_b^1{}_{max} = \frac{A_{max}}{\Sigma(1 \times G)}.$$



Abb. 17 b. Thyssenbremse Gesamtbild.



Querschnitt



Längsschnitt

Abb. 18 a. Wirbelstrombremse.

Die so aus Versuchen ermittelten Werte  $h_b^1{}_{max}$  trägt man zweckmäßig graphisch über dem zu jedem  $h_b^1{}_{max}$  zugehörigen Achsgewicht auf und zeichnet — nach arithmetischer Mittelbildung — jeweils die Linie der Mittelwerte ein.

In den Abb. 20, 21 und 22, Taf. 31 ist gezeigt, wie solche graphischen Darstellungen für verschiedene bekannte Gleisbremsen aussehen werden. Die Darstellung soll vor allem das Verfahren klarlegen, wie sich die aus der Konstruktion

ergebenden Unterschiede im „Bremsist“ bei verschiedenen Gleisbremsen feststellen lassen, und soll die auftretenden Streuungen anschaulich zeigen. Die in Abhängigkeit von den Achsgewichten angegebenen Mittelwerte von  $h_{b1max}$  (strichpunktlierte Mittellinie) entsprechen etwa den bekanntgewordenen Leistungen der bisher ausgeführten Gleisbremsen der angegebenen Art. Bei gewichtsautomatischen Bremsen (Thyssenbremse, Hemmschuhbremse) steigt bei der Maximalbremsung die Bremskraft  $B$  linear mit dem Achsgewicht bis zu einem von diesem abhängigen Höchstwert (Abb. 23, Taf. 31). Die Mittellinie für  $h_{b1max}$  muß daher parallel zur Abszissenachse verlaufen (Abb. 20 und 21), d. h.  $h_{b1max}$  ist für alle Achsgewichte konstant. Bei nicht gewichtsautomatischen Bremsen (Hanauerbremse, Wirbelstrombremse) ist die Bremskraft  $B_{max}$  bei Maximaleinstellung konstant (Abb. 24, Taf. 31\*), da sie nur von dem Streuungsmaß, nicht aber vom Wagengewicht abhängig ist; die Mittelwerte von  $h_{b1max}$  nehmen bei ihnen mit zunehmendem Achsgewicht hyperbolisch ab (Abb. 22, Taf. 31).

Für die Bemessung der Bremsenlänge ist nun nicht der kleinste Mittelwert von  $h_{b1max}$ , sondern der Kleinstwert von  $h_{b1max}$  maßgebend, mit dem bei ungünstiger Bandagenbeschaffenheit im Betrieb — von ganz ausgefallenen Fällen abgesehen — gerechnet werden muß. Erfahrungsgemäß liegen diese Kleinstwerte  $h_{b1max/min}$  bei allen bekannten Balkenbremsen bei verschiedenem Bandagenmaterial bis zu einem Drittel unter den entsprechenden Mittelwerten. Um den maßgebenden Kleinstwert  $h_{b1max/min}$  zu erhalten, vermindert man die aus den Versuchen sich ergebenden kleinsten Mittelwerte von  $h_{b1max}$  — bei gewichtsautomatischen Bremsen also das für alle Achsgewichte gleiche  $h_{b1max}$ , bei nicht gewichtsautomatischen Bremsen das  $h_{b1max}$  für das größte Achsgewicht — um 30 bis 33%.

Nach den Mittellinien der Abb. 20, 21 und 22, Taf. 31 ergeben sich beispielsweise für Achsgewichte von 20 t, wie sie heute zugelassen sind, folgende Werte  $h_{b1max}$ ;  $h_{b1max/min}$  (bei 33% Abzug) und  $L^1$  (Bremsenlänge für 1 m Bremshöhe):

	$h_{b1max}$	$h_{b1max/min}$	$L^1$
Hemmschuhgleisbremse			
gem. Abb. 21 2 gleichschwere Achsen	0,063	0,044	22,8 m
4 „ „	0,040	0,028	35,8 m
6 „ „	0,022	0,015	66,7 m
Thyssenbremse			
gem. Abb. 20 (beliebig viele Achsen)	0,298	0,20	5,0 m
Wirbelstrombremse			
gem. Abb. 22 (beliebig viele Achsen)	0,13	0,09	11,1 m
Wirbelstrombremse (neuer Entwurf)	—	0,11	9,0 m
Hanauerbremse (besonders ermittelt, beliebig viele Achsen)			
Amerika:	0,07	0,05	20,0 m
Deutschland:	0,13	0,09	11,1 m

Die Werte  $h_{b1max/min}$  bieten ein einwandfreies Maß für die quantitative Leistung der Gleisbremsen.

Aber nicht nur die Bremsquantität, sondern auch ihren Preis muß der Eisenbahnfachmann, der eine Bremse wählen soll, kennen. Dieser Preis wird zweckmäßig, um vergleichbare Resultate zu erhalten, auf gleiche Leistung bezogen, also z. B. auf 1 m sicher abzubremsende Geschwindigkeitshöhe, für die die erforderlichen Bremslängen in der vor-

\*) In Wirklichkeit ist mit zunehmendem Gewicht ein leichtes Ansteigen der mittleren Bremskraft für eine Achse festzustellen, was darauf zurückzuführen ist, daß die volle Bremskraft erst ca. 3 m hinter dem Einlauf vorhanden ist. Die geringere Ausnutzung der Bremse auf der Einlaufstrecke wirkt bei leichteren Wagen stärker auf das Mittel als bei schweren wegen des kürzeren Gesamtbremsweges.

stehenden Tabelle enthalten sind. Nach den ungefähren heutigen Preisen der verschiedenen Bremsarten, die natürlich bei der lebhaften Entwicklung auf diesem Gebiet nicht feststehen und sich noch erheblich ändern können, würde für 1 m abzubremsende Geschwindigkeitshöhe etwa zu zahlen sein:

Bremsenart	Erforderliche Länge für 1 m Bremshöhe m	Vergleichspreis für 1 m Bremshöhe $\mathcal{R}M$
Einseitige Hemmschuhgleisbremse für maximal sechs Achsen . . .	66,7 *)	10 000
Einseitige Thyssenbremse für beliebig viele Achsen . . . . .	14,0	10 000
Zweiseitige hydraulische Thyssenbremse für beliebig viele Achsen .	5,0	15 000
Zweiseitige Wirbelstrombremse (Magdeburg) für beliebig viele Achsen . . . . .	11,1	80 000
Zweiseitige Wirbelstrombremse (neuer Entwurf) für beliebig viele Achsen . . . . .	9,0	45 — 40 000
Zweiseitige Hanauerbremse für beliebig viele Achsen:		
a) in Amerika . . . . .	20,0	75 000
b) in Deutschland . . . . .	11,1	27 000

Die Anlagekosten für die gleiche Arbeitsleistung würden nach diesen Ansätzen also z. B. bei der neuen Wirbelstrombremse heute nahezu 2,6- bis 3mal so viel betragen als bei der Thyssenbremse. Ob für die gleich große Bremsleistung bei der einen Bremse ein höherer Preis angemessen ist als bei einer anderen, wird davon abhängen, wie sie den neben den quantitativen Forderungen an sie zu stellenden qualitativen Forderungen und jenen an die Wirtschaftlichkeit ihres Betriebs gerecht wird.

b) Qualitative Forderungen:

Bezüglich der Qualität der Bremsen und der Bremsung sind folgende Forderungen aufzustellen:

a) Die Länge der Bremse soll bei ihrem Einbau in die Gleisanlage keine nennenswerte Verlängerung der Gleisentwicklung und damit der Gefährzone bedingen. Der Einbau und Ausbau selbst darf keine größeren Schwierigkeiten bereiten.

β) Die Bremswirkung je Achse soll möglichst gleichmäßig auf dem gesamten Bremsweg bleiben, um gute Ausnutzung der Bremse zu erzielen.

γ) Die auftretende Höchstverzögerung — nicht die gemittelte! — darf mit Rücksicht auf die Vermeidung von Ladungsverschiebungen einen Höchstwert nicht überschreiten.

δ) Die Bremse muß so eingerichtet sein, daß ein Entgleisen der Wagen in ihr ausgeschlossen ist.

ε) Der Einlauf in die Bremse muß möglichst stoßfrei erfolgen, die Bremskraft soll rasch auf ihren vollen Wert ansteigen.

ζ) Die Bremse muß so kräftig gebaut sein, daß Betriebsstörungen infolge Schadhafwerdens möglichst vermieden werden.

η) Die Bremse muß auf die Steuerung sehr rasch reagieren, um feinfühlig Bremsung sicherzustellen.

θ) Die Wagen dürfen bei der Bremsung nicht beschädigt oder unzulässig beansprucht werden.

Zu a) Die für gleiche Bremsleistung erforderlichen Bremslängen sind in der vorangegangenen Tabelle gegeben. Man

\*) Für diese Länge sind mindestens drei Einheiten von Hemmschuhgleisbremsen erforderlich.

sieht daraus, daß insbesondere bei Hemschuhbremsen und Hanauerbremsen die Unterbringung der großen Bremsenlängen Schwierigkeiten bereitet und die Gefahrzone wesentlich verlängert. Bei den Balkenbremsen erfordert die Thyssenbremse nur etwa die Hälfte der Länge einer Wirbelstrombremse, diese wiederum nur etwa die Hälfte einer Hanauer (in USA.) und letztere etwa ein Drittel einer Hemschuhbremse.

Da alle diese Bremsen auch einseitig ausgebildet werden können, besteht die Möglichkeit, sie z. T. in die Weichen einzubauen, wodurch an Länge der Gleisentwicklung u. U. gespart werden kann. Dieser Einbau einseitiger Bremsen sollte mit Rücksicht darauf, daß Weichen an sich schon empfindlichere Stellen im Gleis darstellen, m. E. auf die Fälle beschränkt werden, wo dadurch besondere Vorteile erreicht werden. Ein- und Ausbau der gebräuchlichen Bremsarten ist in einem freien Gleisstück ohne besondere Schwierigkeiten möglich; vorteilhaft sind Bremsen, bei denen besondere Fundamente entbehrlich sind.

Zu  $\beta$ ): Je gleichmäßiger die volle Bremskraft je Achse über die ganze Bremsenlänge wirkt, desto größer ist bei gleicher Bremskraft die Bremswirkung. Abb. 25, Taf. 31 zeigt zwei Extreme einander gegenübergestellt; man erkennt daraus die Überlegenheit des Bremsdiagramms a gegenüber b. Bei gleicher Größtbremskraft ergibt auf gleiche Länge ebenfalls die gleichmäßig verteilte gegenüber der zu einer Spitze ansteigenden Bremskraft die bessere Bremsung (Abb. 26, Taf. 31); bei verschiedener Bremsenlänge die höhere mittlere Bremskraft (Abb. 27, Taf. 31), soweit dabei die Forderung unter  $\gamma$  erfüllt bleibt. Die letzte Abbildung zeigt die Bremsdiagramme der Thyssen- und Wirbelstrombremse, bezogen auf die Bremsung einer Achse eines 33-t-Wagens, wobei die Bremskräfte den früheren Abb. 23 und 24 entnommen sind. Die beiden Bremsdiagramme zeigen gleichmäßigen Verlauf der Bremskraft, aber einen erheblichen Unterschied in der Größe der Bremskraft und des Bremsweges.

Zu  $\gamma$ ): Entsprechend den Bremskraftdiagrammen in Abb. 23 und 24, Taf. 31 ergeben sich bei Vollbremsung die auftretenden mittleren Verzögerungen  $b$   $m/sec^2$  nach Abb. 28, Taf. 31. Die mittlere Verzögerung ist bei der Thyssenbremse im wesentlichen — von der Streuung abgesehen — für alle Wagengewichte konstant und — da die Bremskraft während der einzelnen Bremsung nahezu konstant ist — gleich der höchsten bei einer bestimmten Bremsung vorkommenden Verzögerung. Bei der Wirbelstrombremse ist gemäß Abb. 24, Taf. 31 die mittlere Bremskraft bei Vollbremsung konstant anzusetzen; die Verzögerungskurve verläuft hyperbolisch; bei leichter beladenen Wagen können daher, wenn versehentlich die Bremse auf Vollbremsung eingestellt wird, unzulässige Verzögerungen (Abb. 28, Taf. 31) auftreten, ohne daß dies — wie bei Pufferanprall — sofort festgestellt werden kann. Man ist daher bei der Wirbelstrombremse in dieser Beziehung viel mehr auf das richtige Arbeiten des Bremsers angewiesen, als bei der Thyssenbremse, bei der gemäß Abb. 29 und 30, Taf. 31 bei keiner Einstellung die durch das Achsgewicht begrenzte Höchstbremskraft und Höchstverzögerung überschritten werden kann.

Zu  $\delta$ ): Entgleisungen an der Gleisbremse würden zu starken Störungen des Ablaufbetriebs führen und müssen unter allen Umständen vermieden werden. Bei Balkenbremsen, deren Anpreßdruck vom Gewicht der Wagen unabhängig ist, kann bei zu starker Bremsung unter Umständen ein Aufsteigen des Rades und Entgleisen der Fahrzeuge eintreten. Diese Entgleisungsgefahr ist wohl auch der Grund, weshalb die Jordanbremse\*), die, — wie heute noch die Hanauerbremse —, früher nach obigem System gebaut war, neuerdings auf Gewichtsautomatik umgestellt wurde. Bei gewichtsautomatischen Bremsen (Thyssenbremse) ist ein Entgleisen der

\*) Verkehrstechnische Woche 1930, Heft 9, S. 142.

Wagen dadurch ausgeschlossen, daß Bremskraft und Verzögerung durch das Wagengewicht begrenzt sind und keine unzulässigen Werte erreichen können. Ebenso sind bei der Wirbelstrombremse Entgleisungen von Leichtachsen auch bei starker Bremsung nicht vorgekommen und nach der Kraftwirkung auch nicht zu erwarten.

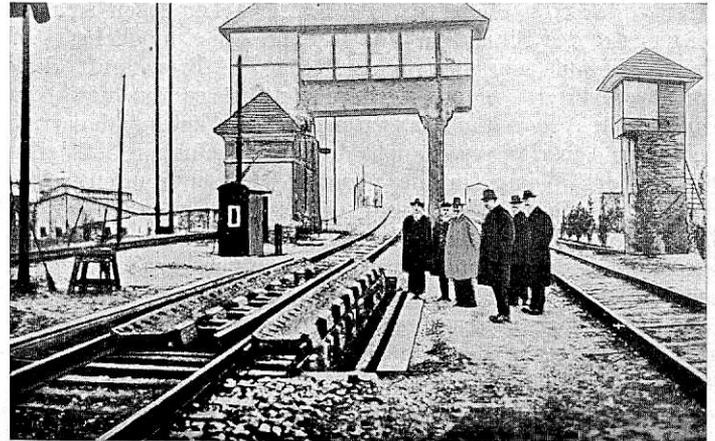


Abb. 18 b. Wirbelstrombremse, Gesamtbild.

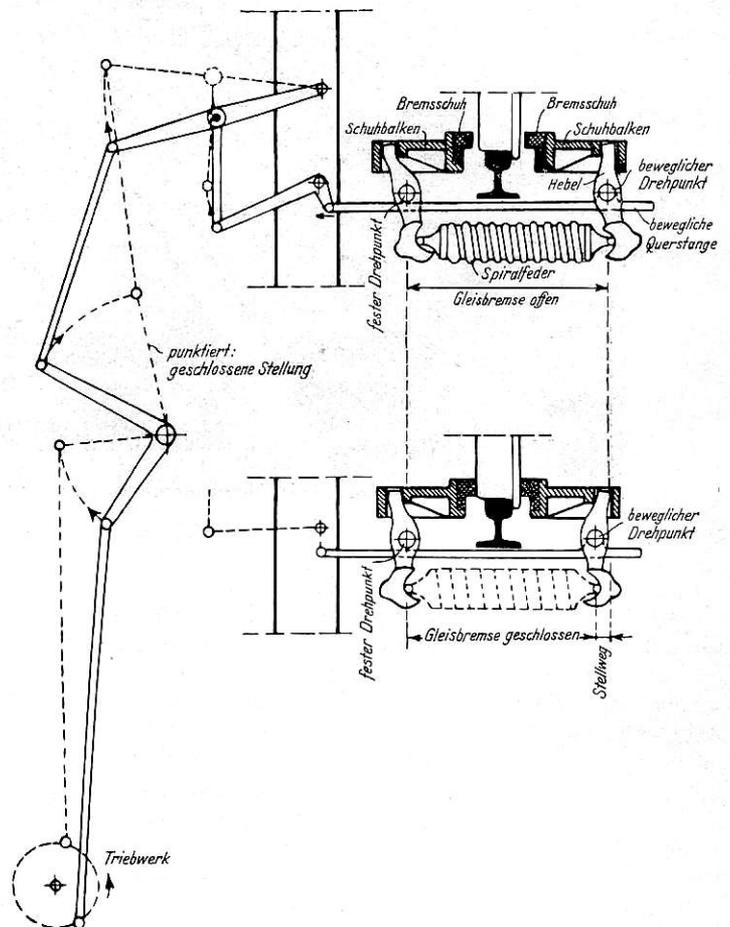


Abb. 19 a. System der Hanauerbremse.

Zu  $\epsilon$ ): Ein möglichst stoßfreier Eintritt in die Balkenbremse muß durch entsprechende Gestaltung ihres Einlaufs und die Art ihres Inkrafttretens sichergestellt werden. Bei der Wirbelstrombremse müssen von den eintretenden Rädern die magnetisch gegeneinandergezogenen Bremsbalken gewissermaßen aufgeschnitten werden. Beim Eintritt wirkt zunächst die Bremse nur als Reibungsbremse infolge magneti-

scher Anpressung der Bremsbalken an die Räder, erst auf einem Weg von etwa 3 m entwickelt sich die volle Wirbelstrombremskraft. Durch günstige Gestaltung des Einlaufs erfolgt trotz des erforderlichen Aufschneidens der Eintritt der Achsen in die Bremse ohne merklichen Stoß, die Bremse erfüllt somit die Bedingung unter  $\epsilon$ ).

Die in die Thyssenbremse eintretenden Fahrzeuge finden diese vollständig offen vor, die Bremsbacken legen sich erst während des Einlaufens an, was für einen möglichst stoßfreien Einlauf sehr günstig ist. Da die Bremskraft dabei von 0 auf ihren vollen Wert ansteigt, ist es nur nötig, das Einlaufstück so schlank auszubilden, daß kein schlagartiges Schließen eintritt, was auch durchaus gelungen ist. Der Einlauf der Wagen in die neueren Thyssenbremsen erfolgt vollkommen einwandfrei und erfüllt die unter  $\epsilon$  gestellte Bedingung. Das Geräusch, das beim Einlauf der Wagen entsteht, hat keine Stöße auf die Achsen zur Ursache, sondern seinen Grund darin, daß sich die ganze Bremse bewegt und erst der Belastung entsprechend einstellen muß. Das hat aber, wie die ganze Bewegung der Bremse während des Wagen-

änderungen von 20 zu 20 Atmosphären  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{12}$  Sekunden erfordern, das Öffnen aus Maximalstellung in  $\frac{1}{3}$  Sekunden erfolgt. Sie genügt also den höchsten in dieser Beziehung zu stellenden Anforderungen.

Bei der Wirbelstrombremse erfordert die Schließzeit 0,75 bis 1,0 Sekunden, die Lösezeit 0,1 Sekunden, Druckänderungen 0,5 Sekunden.

Zu  $\vartheta$ ): Die praktische Erfahrung mit den in Verwendung stehenden Balkenbremsen hat gezeigt, daß solche Beschädigungen nicht auftreten. Das von Dr. Ing. Gottschalk ausgebildete Berechnungsverfahren\*) über die Beanspruchung der Wagenachsen bei ungleichen Bandagenstärken und der Bremsen läßt einen einwandfreien Nachweis der auftretenden Beanspruchungen zu. Letztere bleiben bei den verwendeten Balkenbremsen in zulässigen Grenzen.

Auch für die qualitativen Forderungen sollte man durch Versuchsmessungen an den vorhandenen und an allen neuen Bremsen Meßzahlen festlegen, um zu einwandfreier Beurteilung zu kommen. Es läßt sich durch Messung der Verlauf der Änderung der Wagengeschwindigkeit in den Bremsen, der

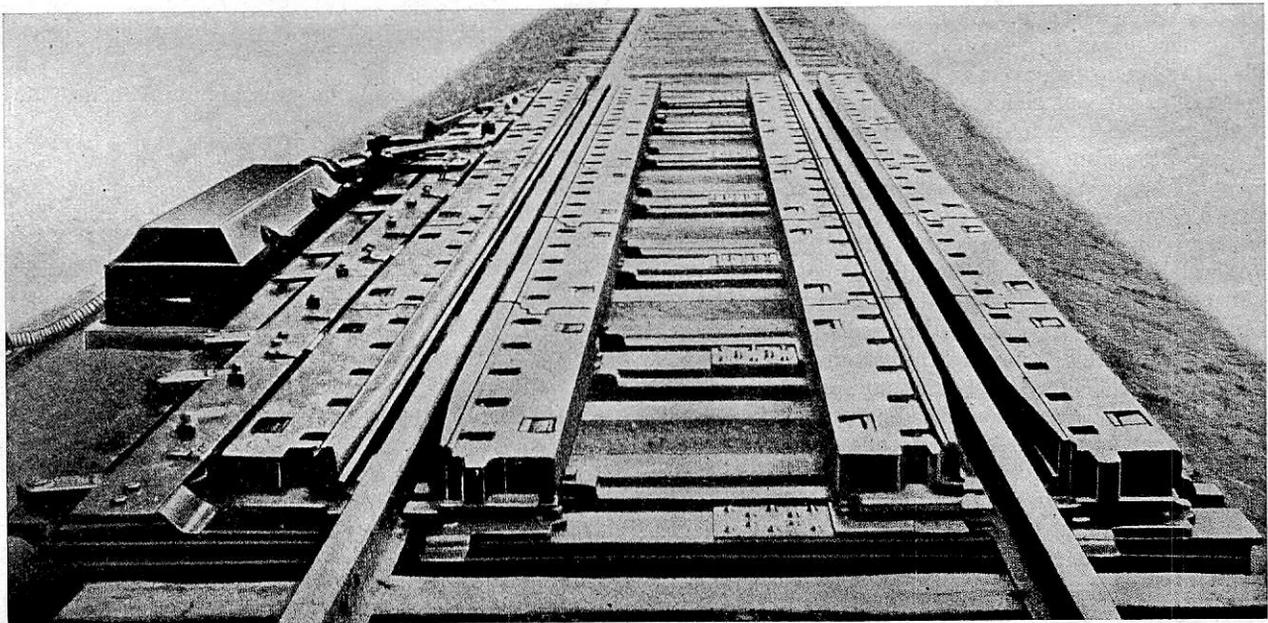


Abb. 19 b. Hanauerbremse. Gesamtbild.

durchlaufs, keinen nachteiligen Einfluß auf die gebremsten Wagen, sondern beansprucht nur die Bremsenkonstruktion, die auf diese Beanspruchung berechnet und danach konstruiert ist, und wie die langjährige Erfahrung zeigt, sie anstandslos erträgt. Im allgemeinen laufen die Wagenräder auf den festen Schienen, nur bei den im Betrieb selten vorkommenden Vollbremsungen werden sie von diesen etwas abgehoben.

Die Bremskraft steigt bei der Thyssenbremse rascher auf ihren vollen Wert als bei der Wirbelstrombremse, was eine bessere Ausnutzung der Bremsenlänge ergibt.

Zu  $\zeta$ ): In dieser Beziehung dürften nach den bisherigen Erfahrungen Thyssen- und Wirbelstrombremse alle berechtigten Forderungen erfüllen. Im Gegensatz hierzu tritt bei mechanisierten Hemmschuhbremsen häufiges Schadhafwerden auf, was in den Unterhaltungskosten zum Ausdruck kommt.

Zu  $\eta$ ): Um das Bremsmaß gut abzustufen, unter Umständen während der kurzen Durchlaufzeit mehrfach ändern zu können, ist feinste und schnellste Reaktionsfähigkeit bei hochwertigen Balkenbremsen zu verlangen. Abb. 31, Taf. 31 gibt die Reaktionszeit der Thyssenbremse und zeigt, daß die Änderung der Bremskraft von 0 bis zum Höchstwert  $\frac{1}{3}$  Sekunden, Druck-

Verzögerung und Bremskraft feststellen, auch die auftretenden Stöße können gemessen werden. Durch Ausbildung solcher Meß- und Prüfverfahren könnte man jederzeit nachprüfen, ob die Lieferung auch dem Angebot entspricht und man würde sehr bald Klarheit über bessere und weniger gute Konstruktionen erhalten, denn nur Zahlen beweisen; mit allgemeinen Angaben über Weichheit der Bremsung und Ähnlichem täuscht man sich vielfach nur über tatsächliche Schwächen hinweg.

#### c) Ökonomische Forderung:

Die Kosten für Verzinsung und Tilgung des Anlagekapitals, für Unterhaltung und Betrieb sollen zusammen möglichst niedrig sein. Einen Überblick über die ungefähren Anlagekosten im heutigen Entwicklungszustand gab die vorangegangene Tabelle. Über die Unterhaltungs- und Betriebskosten wird von der Deutschen Reichsbahn auf den mit Balkenbremsen ausgerüsteten Bahnhöfen eine Statistik geführt, die die erforderlichen Unterlagen für die Beurteilung liefern soll. Endgültige Zahlen können aber erst in jahrelangem Betrieb gewonnen werden, auf welchen man nur bei der Thyssenbremse schon zurückblickt.

\*) Verkehrstechnische Woche 1929.

Im Bezirk Essen rechnet man für die Thyssenbremsen mit 5 *RM* Unterhaltungs- und 2,5 *RM* Stromkosten für je 1000 Wagen; dazu kommen noch etwa 1,5 *RM*/1000 Wagen für Bremschienenverschleiß, so daß die Gesamtkosten rund 9 *RM*/1000 Wagen betragen, denen z. B. nach der Berechnung und Schätzung Dr. Frohnes bei den französischen Hemm-

schuhbremsen rund 30 *RM*/1000 Wagen gegenüberstehen.

Diesen laufenden Kosten ist demnach bei der Wahl der geeignetsten Gleisbremsen neben den Beschaffungskosten starke Beachtung zu schenken.

(Schluß folgt in einem der ersten Hefte des nächsten Jahrganges.)

## Buchbesprechungen.

*Der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen und der Deutsche Lokomotivverband, zwei an der Entwicklung der Lokomotive in hervorragender Weise beteiligte Organisationen, haben am Ende des hundertjährigen Entwicklungszeitraumes der Dampflokomotive ein Denkmal gesetzt, indem sie berufenen Männern den Auftrag gaben, ihren Werdegang soweit er sich im Gebiete des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen vollzog, auf Grund quellenmäßiger Forschung in Wort und Bild darzustellen. Von diesem Werke, das den Titel trägt:*

### **Die Entwicklung der Lokomotive**

*im Gebiete des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen*

*ist im Verlag von R. Oldenbourg in München soeben der I. Band erschienen. Er ist von Dr. Ing. e. h. R. von Helmholtz und Ministerialrat a. D. Staby bearbeitet und behandelt die Zeit von 1835 bis 1880. Der Umfang ist 460 Seiten (Lex 8), 706 Textabbildungen und 39 Tafeln. Preis für Text- und Tafelband in Leinen 45.— RM.*

*Nachstehend geben wir eine kurze Würdigung des Werkes.*

Es ist für den Fachmann ungemein reizvoll, die Geschichte der Lokomotive zu verfolgen. Man darf hierin nicht nur eine Liebhaberei ohne tieferen Hintergrund sehen; vielmehr ist es für jeden, der sich mit dem Bau und auch mit dem Betrieb der Lokomotive befassen muß, eine Notwendigkeit, auch deren ganze Entwicklung in den hundert Jahren seit der Eröffnung der ersten Eisenbahnen zu kennen, wenn er für alle Fragen, die an ihn herantreten, gerüstet sein will. Diesem Gedanken wollen die Bearbeiter des neuen Werkes Ausdruck geben, wenn sie an die Spitze ihrer Ausführungen das Geleitwort setzen: „Wer für die Zukunft arbeiten will, muß die Vergangenheit kennen.“

Aber auch über den Kreis der Fachgenossen und Eisenbahner hinaus sollte man für die Lokomotivgeschichte — wie für die Geschichte des Eisenbahnwesens überhaupt — Freunde gewinnen. Eine reichliche Literatur in entsprechender Form könnte vielleicht doch da und dort für die heute so sehr bedrängte Eisenbahn werben. Sie könnte manchen Fernstehenden dazu anregen, sich etwas mehr auch mit den augenblicklichen Eisenbahnfragen und Eisenbahnsorgen zu befassen und die Verhältnisse unvoreingenommen zu betrachten.

In anderen Eisenbahnländern hat man dies klarer erkannt als bei uns. Namentlich in England beschäftigt sich nicht nur der Fachmann, sondern auch eine breite Öffentlichkeit lebhaft mit Dingen des Eisenbahnwesens. So ist auch die geschichtliche Literatur über die technische Entwicklung der Lokomotive dort viel umfangreicher als bei uns.

Um diese Lücke auszufüllen, hat der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen, dem seit seiner Gründung im Jahre 1847 die Eisenbahnverwaltungen Deutschlands, Österreichs, Ungarns und Hollands angehören und dem neuerdings auch die drei nordischen Staaten und die Schweiz beigetreten sind, sich schon vor Jahren entschlossen, eine zusammenhängende Geschichte der Entwicklung der Lokomotive im Vereinsgebiet herauszugeben. Der Deutsche Lokomotiv-Verband hat sich diesem Vorhaben angeschlossen. Denn die Lokomotivindustrie war ja an der Entwicklung der Lokomotive immer hervorragend beteiligt, am meisten wohl in den ersten Jahrzehnten, als die Eisenbahnen selbst noch über verhältnismäßig geringe Erfahrungen verfügten und die Entwurfsarbeiten vollständig den Fabriken überlassen mußten.

Das Werk wird in mehreren Bänden erscheinen. Der vorliegende erste Band umfaßt die Zeit von 1835, dem Jahr der Eröffnung der ersten deutschen Eisenbahn, bis zum Jahre 1880. In diesen 45 Jahren ist die Entwicklung der Naßdampflokomotive mit einfacher Dampfdehnung durchgeführt und beendet worden. Der folgende, zweite Band soll die Entwicklung der Verbund- und Heißdampflokomotive im Zeitraum von 1880 bis 1920 und ein dritter die elektrischen-, Diesel- und Hochdrucklokomotiven behandeln.

Für die Bearbeitung des ersten Bandes hat der herausgebende Verein nach dem frühen Tode Sanzins, der zunächst hierzu auserwählt war, zwei bekannte Altmeister der deutschen Lokomotivtechnik gewinnen können. Ihre Namen bürgen für den

Inhalt, so daß das Buch in Fachkreisen keiner Empfehlung mehr bedarf. Dafür scheint es angebracht, an dieser Stelle auf den Inhalt näher einzugehen:

Bei dem knappen zur Verfügung stehenden Raum und dem überreichen Stoff konnte natürlich ein lückenloses Bild der Entwicklung der Lokomotive nicht gegeben werden. Es ist deshalb im ersten Teil des Buches in der Regel der Entwicklungsgang einer Bauart bei einer Eisenbahnverwaltung oder die Weiterbildung einer Bauart durch eine Lokomotivfabrik herausgegriffen und am Schluß jeder Entwicklungsstufe durch Nebeneinanderstellen der gleichen Bauart verschiedener Eisenbahnverwaltungen gezeigt worden, daß in dem großen Vereinsgebiet die Entwicklung meist den gleichen Weg gegangen ist. Im zweiten Teil ist die Entwicklung der wichtigsten Einzelheiten besprochen.

Die erste Lokomotive, die auf der ersten deutschen Eisenbahn von Nürnberg nach Fürth in Betrieb genommen worden ist, war die von Stephenson gebaute „Adler“. Ebenso wurden auch in den folgenden Jahren in Deutschland sowohl wie auch in den übrigen Vereinsländern noch die meisten Lokomotiven aus England, einige wenige auch aus Amerika bezogen. Erst zu Anfang der vierziger Jahre begann sich in Deutschland und Österreich eine Lokomotivindustrie zu bilden, die zunächst nach tastend die fremden Vorbilder nachbaute, dann aber allmählich erstarkte und nach eigenen Entwürfen arbeitete.

So ist es zu erklären, daß die ersten im Vereinsgebiet verwendeter Lokomotiven noch alles, die späteren noch längere Zeit viel mit den damaligen englischen Maschinen gemeinsam hatten. Erst in den fünfziger Jahren beginnt der Unterschied immer kräftiger hervorzutreten.

Zeitlich und sachlich muß die Lokomotivgeschichte mit der ungekuppelten Lokomotive beginnen. Diese ist rund 30 Jahre lang vorwiegend für die Flachlandbahnen des Vereinsgebiets gebaut worden; im ersten Jahrzehnt mit Kurzrohrkessel und kurzem Achsstand, im zweiten mit Langrohrkessel und kurzem Achsstand und zuletzt mit Langrohrkessel und langem Achsstand. Zuerst wurde sie für alle Züge benützt; am Schluß hatte sie sich — vor allem in der Sonderbauart von Crampton — zur reinen Schnellzuglokomotive entwickelt, bis schließlich gegen Mitte der sechziger Jahre die Reibungszugkraft der ungekuppelten Treibachse auch für diesen Zweck nicht mehr ausreichte. Von da an wurde die Bauart im Vereinsgebiet endgültig verlassen.

Daneben haben aber schon früh auch zweifach gekuppelte Lokomotiven im Vereinsgebiet Eingang gefunden, zuerst 1837 auf der Leipzig-Dresdener Bahn. Nicht sehr häufig in der Achsanordnung B1, öfters in der Anordnung B — vor allem in den siebziger Jahren nach den Entwürfen von Krauß —, am meisten als 1 B-Lokomotiven, die über vier Jahrzehnte — fast zu lange — bei fast allen Verwaltungen in großer Zahl gebaut wurden und die Regelbauart für den Personen- und Schnellzugdienst gewesen sind. Auch 2 B-Lokomotiven nach amerikanischen Vorbildern sind im Vereinsgebiet, vor allem in Süddeutschland und Österreich, schon seit 1846 gebaut worden. Das verwendete Drehgestell hatte zunächst noch sehr kurzen Achsstand; erst

gegen das Ende der Berichtszeit begann man es allmählich länger auszuführen.

Die ersten C-Lokomotiven waren noch aus England bezogen; in Deutschland baute jedoch Keßler in Karlsruhe schon 1845 solche für die Badische Staatsbahn. Die Beschaffung dieser Maschinentype in großer Zahl setzte aber erst in der Mitte der sechziger Jahre ein. Sie war im Vereinsgebiet bis zur Jahrhundertwende die Regel-Güterzuglokomotive; dagegen mußten verschiedene Versuche, sie in der deutschen Ausführung mit Außenzylindern und überhängender Feuerbüchse auch als Personenzuglokomotive durchzubilden, mißlingen.

Die D-Lokomotive wurde zuerst in Österreich für Steilstrecken gebaut und namentlich von Haswell gut durchgebildet. Auf den österreichischen Gebirgstrecken konnte sie schon in den fünfziger Jahren ihre große Leistungsfähigkeit und gute Kurvenläufigkeit beweisen. Vom Beginn der sechziger Jahre ab ist sie dann, namentlich in Österreich, in größerer Zahl beschafft worden.

Weniger Bedeutung kommt neben diesen Grundbauarten den Lokomotiven mit Stütztender zu, die in verschiedenen Achsanordnungen gebaut, aber mitunter auch bald wieder auf einfachere Form umgebaut worden sind. Am bekanntesten davon sind die Engerth-Lokomotiven, die als tüchtige Gebirgslomotiven in Österreich und auch auf ausländischen Gebirgsbahnen vielfach verwendet, aber schon gegen Mitte der siebziger Jahre nach ungefähr 20 Jahren durch die D-Lokomotiven verdrängt worden sind.

Im zweiten Teil des Buches fesselt besonders ein Auszug aus den „Grundzügen für die Gestaltung der Eisenbahnen Deutschlands“ von 1850, der die Bestimmungen für den Bau der Lokomotiven und Tender wiedergibt. Es ist bemerkenswert, wie viele wertvolle Erkenntnisse dort schon niedergelegt sind, trotzdem das deutsche Eisenbahnwesen damals erst auf eine kaum 15jährige Erfahrung zurückblicken konnte. Freilich sind dabei noch manche Irrtümer unterlaufen, die z. T. auch noch lange nachher nicht erkannt wurden. So, wenn z. B. der § 134 bestimmt, daß der Kessel der Lokomotiven „so viel als tunlich niedrig“ gelegt werden solle.

Manches, was wir als Erfindung unserer Zeit zu betrachten geneigt sind, zeigt uns das Buch in älterer Form. So Hülsenpuffer, Barrenrahmen, die Vorwärmung des Speisewassers und den Schlammabscheider mit Rieselblechen in besonderem Dom. Und ein „Programm zur Herstellung von Lokomotiven für die königl. bayer. Ludwig-Süd-Nord-Eisenbahn“ von 1846 befaßt sich sogar in einem besonderen Paragraphen schon mit Normung, Typisierung und Austauschbau.

Bemerkenswert sind am Schluß des Buches zwei Zusammenstellungen über die im Vereinsgebiet liegenden Lokomotivfabriken — mit Angabe des Gründungsjahrs und der Zahl der bis 1880 gelieferten Lokomotiven — und über die Zahl der von den einzelnen Vereinsverwaltungen bis 1880 beschafften Lokomotiven. Aus der ersten Zusammenstellung entnimmt man u. a., wie groß der Anteil der süddeutschen Fabriken an der Entwicklung des mitteleuropäischen Lokomotivbaus gewesen ist. Daß dies nicht nur zahlenmäßig der Fall war, zeigt das Buch in seinem übrigen Teil. Man möchte aus diesem Grund die heutige, weitgehende Ausschaltung dieser Lokomotivfabriken mit ihren reichen Erfahrungen sehr bedauern.

In der zweiten Zusammenstellung wie überhaupt in dem ganzen Werk begegnet man einer großen Zahl von Eisenbahnverwaltungen, die heute z. T. kaum mehr dem Namen nach bekannt sind. Es wäre deshalb die Beigabe einer oder verschiedener Eisenbahnkarten zu begrüßen gewesen, aus denen der Leser sich über die Lage der einzelnen Bahnnetze hätte unterrichten können. Vielleicht läßt sich dieser kleine Mangel bei der Bearbeitung des zweiten Bandes beheben.

Das ganze Buch atmet Frische und Leben. Man spürt überall, daß die Bearbeiter nicht nur das fachliche Schrifttum der behandelten Zeitspanne gründlich durchgearbeitet haben — die „Ergänzungsbände“ des Organs mögen dabei die wichtigste Quelle gewesen sein — sondern, daß sie auch einen großen Teil der eigenen Erinnerungen und Erfahrungen in ihr Werk hineinlegen konnten.

R. D.

**Zwanglose Mitteilungen aus dem GHH-Konzern.** Jährlich 5 bis 10 Hefte. Vertrieb durch VDI-Verlag GmbH, Berlin.

Die Gutehoffnungshütte, Oberhausen und die ihr nahe-

stehenden Unternehmungen Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Maschinenfabrik Esslingen, Deutsche Werft, Hamburg, Schwäbische Hüttenwerke, Wasseralfingen, Osnabrücker Kupfer- und Drahtwerk, Eisenwerk Nürnberg, Zahnradfabrik Augsburg, Deggen-dorfer Werft, Eisenbau Essen und Haniel & Lueg, Düsseldorf haben sich entschlossen, allgemein interessierende Erfahrungen und Versuchsergebnisse ihrer Forschungsanstalten in zwanglos erscheinenden Mitteilungen zu veröffentlichen. Der Konzern will entsprechend der Vielseitigkeit der zusammengeschlossenen Werke in den Mitteilungen alle Sachgebiete behandeln, die in den regelmäßigen Sitzungen seiner Leiter und Mitarbeiter der Versuchsanstalten, des Gießerei-Ausschusses, der Werkzeug- und Fabrikeinrichtungen-Ingenieure und des Schweißerei-Ausschusses auf der Tagesordnung stehen. Den Vertrieb dieser „Mitteilungen“ hat der VDI-Verlag übernommen.

Bestimmend für den Aufbau der Mitteilungen ist die Aufgabe der technisch-wissenschaftlichen Konzernausschüsse, eine Brücke zwischen Wissenschaft und Praxis zu schlagen: einerseits dem Praktiker die Theorien der wissenschaftlichen Forschung zu vermitteln und andererseits dem Wissenschaftler die Bedürfnisse der Praxis zu übermitteln und ihn zu neuer Forschung anzuregen. Es werden also vornehmlich solche Arbeiten veröffentlicht werden, die in ihrer Problemstellung und ihrem Aufbau von vornherein die Gewähr geben, ein allgemeines Interesse zu wecken. Außer den Untersuchungen über Eigenschaften und Eignung der von den Konzernwerken hergestellten Erzeugnisse werden auch Aufsätze allgemein technischen Inhalts Berücksichtigung finden.

**Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens,** herausgegeben vom Verein Deutscher Ingenieure, Berlin VDI-Verlag G. m. b. H.

Heft 317; Einfluß der Verunreinigungen im Sauerstoff und im Azetylen auf die Wirtschaftlichkeit und Güte des Schnittes und der Schweißnaht von Dr. W. Rimarski, Dipl.-Ing. C. Kantner, Dr. E. Streb.

Heft 322; Modellversuche über den Wasserumlauf in Steil- und Schrägröhrkesseln von Dr. Ing. Karl Cleve. — Strömungserscheinungen in rotierenden Röhren von Dr. Ing. Franz Levy. — Bestimmungen von Wärmeübergangszahlen durch Diffusionsversuche von Dr. Ing. Werner Lohrisch.

Heft 333; Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsantrieb von Dr. Ing. H. G. Lindner. Brosch. 5. — *R.M.*

Maßgebend für die zulässige Zugkraft einer elektrischen Lokomotive mit Einzelachsantrieb ist die Treibachse mit der geringsten Schienenbelastung; die besten Verhältnisse ergeben sich dann, wenn die Schienendrucke aller Treibachsen einander gleich sind. In der ruhenden Lokomotive läßt sich dieser Zustand durch Ausgleichhebel ohne Schwierigkeiten erreichen. Bei der Fahrt mit Zugkraft ändert sich jedoch die Lastverteilung durch das Moment der Zugkraft mit dem Abstand des Zughakens von der Schienenoberkante als Hebelarm. In dem vorliegenden Forschungsheft wird bei der Untersuchung über die Gewichtsverlegung und Ausnutzung des Reibungsgewichtes bei elektrischen Lokomotiven mit Einzelachsantrieb die Frage behandelt, wie groß bei einer gegebenen Lokomotive und gegebener Zugkraft die Achsdruckänderungen und damit der Ausnutzungsfaktor werden. Bei diesen Rechnungen muß zwischen den Antrieben, bei denen der Motor teils im gefederten, teils im ungefederten Teil der Achslast ruht (Achsvorgelegemotoren) und den Antrieben mit voll im gefederten Gestellrahmen angeordneten Motoren (Gestellmotoren) ein grundsätzlicher Unterschied gemacht werden. Die Formeln sind für den allgemeinen Fall abgeleitet und dann für die gebräuchlichen Sonderbauarten in vereinfachter Form angegeben. Ein Beispiel erläutert den Rechnungsgang.

Zu dem **Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen;** Verlag Stahleisen m. b. H., Düsseldorf, das im Jahrgang 1928, Seite 262 besprochen wurde, sind inzwischen Nachtrag I und Nachtrag II erschienen.

Das Werkstoff-Handbuch Stahl und Eisen erschien anläßlich der Werkstofftagung Berlin 1927. Die Nachträge, die in das als Ringbuch gestaltete Handbuch leicht eingefügt werden können, sind zum Preise von 3,50 *R.M.* vom Verlag zu beziehen. Das Handbuch selbst kostet in Lederdecke 24. — *R.M.*