

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr. Ing. H. Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

87. Jahrgang

15. September 1932

Heft 18

Bogenlauf vierachsiger Eisenbahnwagen.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Es soll näherungsweise untersucht werden das Verhalten von solchen vierachsigen Wagen in Gleisbögen, deren Radsätze angeordnet sind einmal als sogenannte „freie Lenkachsen“, wie bei den Großgüterwagen der Deutschen Reichsbahn, und das andere Mal in zwei zweiachsigen Drehgestellen ohne Seitenverschieblichkeit der mittlen zwischen den beiden Radsätzen jedes Gestells angeordneten Drehzapfen. Sowohl das Einfahren in den Bogen als das Durchfahren desselben soll betrachtet werden, unter besonderer Berücksichtigung der Massen- und Tragfederwirkungen, vorwiegend unter den ungünstigsten Gleis- und Geschwindigkeitsverhältnissen, vor allem der Übergang aus der Geraden in einen ohne Übergangsbogen, vielmehr mit Überschneidung f_1 , angeschlossenen scharfen, außen nicht überhöhten, Bogen, etwa eine Weiche. Dem Zahlenbeispiel sind angenähert die Werte des 56 t-Kokseinheitswagens der Reichsbahn zugrundegelegt. Alle Längenmaße sind in m, alle Kräfte in kg und f Q (s. u.), alle Zeiten in Sekunden ausgedrückt, wenn nicht ausdrücklich andere Einheiten angegeben sind.

I. Lenkachswagen.

Bei Übergang aus der Geraden in den nicht überhöhten Bogen stößt der erste Radsatz nach der schematischen Abb. 1, in der der ganze Wagen mit seinen Radsätzen auf die Breite Null zusammengeschrumpft gedacht ist, bei Punkt B_0 unter einem Anlaufwinkel α_0 gegen die Außenschiene, deren Innenkante in Abb. 1 dargestellt ist, und wird von ihr von diesem Augenblick an seitwärts verschoben, dem Gleislauf folgend, und zwar durch eine waagrecht quer gerichtete Richtkraft P. Im Augenblick des Anlaufbeginns hat diese Kraft den zusätzlichen Anlaufstoßdruck W_1 des Radsatzes, dessen von der Zentripetalbeschleunigung im Bogen herrührenden Massenwiderstand W_2 und seinen statischen vom Gleiten auf den Schienen herrührenden Schwenkwiderstand W_3 zu überwinden, unmittelbar nach diesem Augenblick dagegen zunächst nur $W_2 + W_3$. Alle diese Widerstände sind hier verhältnismäßig klein, weil sie nur vom Radsatz selbst herrühren. Der statische Schwenkwiderstand W_3 ist grob angenähert gleich dem quergerichteten Reibungswiderstand nur des Radsatzes auf dem Gleis, also grob angenähert $= 2fQ$, wenn f die Ziffer der Gleitreibung zwischen Rad und Schiene und Q den Raddruck bedeutet. In Wirklichkeit ist W_3 noch etwas kleiner. Der

$$\text{Massenwiderstand des Radsatzes } W_2 \text{ ist } = \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot R}$$

wenn G das Gewicht des Radsatzes einschließlich seiner beiden Achslager und Tragfedern in kg, g die Erdbeschleunigung in ms^{-2} , V und v die Fahrgeschwindigkeit des Wagens in km h^{-1} und in ms^{-1} und R den Bogenhalbmesser in m bedeuten. Der zusätzliche Anlaufstoßdruck W_1 ist schwer zu bestimmen; bei Einpunktberührung wird er durch Aufklettern des Rades mit der Hohlkehle auf die Schiene so stark gemildert, daß man kaum noch von einem eigentlichen Stoßdruck sprechen kann. Bei Zweipunktberührung dagegen stößt der Radsatz ungemildert mit der quergerichteten Geschwindigkeit $V \cdot \alpha_0$ gegen die Außenschiene. Der zusätzliche Anlaufstoßdruck hängt mithin wesentlich ab von der Art der Berührung zwischen Rad und Schiene, weiter von der Form und Elastizität beider, sowie von der Größe der dem Stoß

unterliegenden, auf den Anlaufpunkt reduzierten, Masse, deren Größe durch die Art der Verbindung des gestoßenen Rades mit dem Untergestell und dem Kasten des Wagens bestimmt wird; er wächst im übrigen mit V, α und $1/R^*$). W_1 muß geschätzt werden, ist beim Lenkachswagen ziemlich klein wegen der kleinen gestoßenen Masse, nämlich der des Radsatzes, jedenfalls erheblich kleiner als W_3 und von nur geringem Einfluß auf ΣW . Er sei hier etwa gleich dem dreifachen Massenwiderstand W_2 angenommen. Mit $f = 1/5$, $Q = 10000 \text{ kg}$, $G = 1500 \text{ kg}$, $V = 45$ bei $R = 190$ erhalten wir für unser Zahlenbeispiel:

$$W_2 = 127 \text{ kg}, W_3 \text{ etwa } 4000 \text{ kg, also im Augenblick des Anlaufbeginns in Punkt } B_0:$$

$$P_{100} = W_1 + W_2 + W_3 \approx 4500 \text{ kg} = 2,25 fQ \text{ und unmittelbar darauf}$$

$$P_{10} = W_1 + W_3 \approx 4130 \text{ kg} = 2,07 fQ, \text{ beide klein.}$$

Die Richtkraft P ist nicht gleichbedeutend mit der waagerechten vom anlaufenden Rad auf die Schiene tatsächlich im ganzen ausgeübten Querkraft, dem sogenannten Führungsdruck Y; dieser ist von jener um die waagerechte quergerichtete Komponente der Gleitreibung des anlaufenden Rades auf der Schiene verschieden, beim hier vorliegenden Außenanlauf vor dem Reibungsmittelpunkt um dieses Maß kleiner als P; genau ist hier diese Reibungskomponente nur sehr umständlich zu bestimmen, grob angenähert ist sie gleich $f(Q + \Delta Q)$, wenn ΔQ die Raddruckerhöhung durch den Anlauf bedeutet, mithin $Y_{100} \approx 2400 \text{ kg} = 1,20 fQ$ und $Y_{10} \approx 2100 \text{ kg} = 1,05 fQ$, ebenfalls klein.

Im weiteren Verlauf des Einfahrens in den Bogen muß der erste Radsatz der Bogenkrümmung folgen mit der Quergeschwindigkeit $v \cdot \alpha$ gegenüber der Zulaufrichtung, siehe Abb. 1, wobei α zunächst ständig wächst, während das Wagen-gestell vermöge seiner Trägheit geradeaus weiter zu laufen sucht. Infolgedessen stellen sich die beiden Tragfedergehängepaare des ersten Radsatzes seitlich schräg und suchen einerseits mit der durch die Schrägstellung wachgerufenen „Querrückstellkraft“ R_e das Wagengestell aus der Geraden abzulenken und erhöhen andererseits die Richtkraft P_1 um R_e . Wie aus der schematischen Abb. 2 hervorgeht, ist $R_e = 2 Q' \frac{e}{\sqrt{l_s^2 - e^2}}$, wenn $2 Q'$ die auf einem Radsatz ruhende gefederte Last, e die veränderliche Querverschiebung des Radsatzes gegenüber dem Wagengestell,

l_s die lotrechte Projektion der Federschakenlänge l, von der Mitte des oberen bis zur Mitte des unteren Schakenquerschnitts gemessen, im Ruhezustand bedeutet.

Weil der Winkel der Querverdrehung des Gehänges γ im allgemeinen klein ist, können wir genau genug auch bei größtem vorkommendem e setzen:

$$R_e = \frac{2 Q'}{l_s} \cdot e = p_e \cdot e \dots \dots \dots 1),$$

worin p_e in kg/m das Anwachsen der Rückstellkraft R_e auf

*) Genauereres darüber in meiner Arbeit über das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., 1930, Heft 10, 11, 12.

der Einheit der Querverschiebung e angibt, also einer „Federkonstanten“ entspricht.

e kann wachsen bis auf e_1 , das Querspiel zwischen Achslagerlappen und Achshalter, im vorliegenden Zahlenbeispiel = 0,0175. Dem entspricht mit $2Q' = 18500$, $l_s = 0,27$ eine größte Federschakenrückstellkraft $R_{e1} = 18500 \cdot \frac{0,0175}{0,270} = 1200 \text{ kg} = 0,6 fQ$ und $p_e = \frac{2 Q'}{l_s} = 68500 \text{ kg/m}$.

Diese von Null auf R_{e1} allmählich anwachsende Rückstellkraft erteilt in ihren vier Angriffspunkten F der Wagenkastenmasse eine quergerichtete allmählich anwachsende Beschleunigung b und versetzt diese in eine Drehbewegung. Zu Beginn dieser Schwingung kann die Wagenkastenmasse mit großer Annäherung an die Wirklichkeit als völlig frei in ihren Federgehängen beweglich angesehen werden. Wir reduzieren die wirkliche Wagenkastenmasse M auf einen gedachten Angriffspunkt F_0 der Rückstellkraft R_e , der, ein wenig abweichend von der Wirklichkeit, an die Stelle der wirklichen vier nahe beieinander liegenden Punkte F gesetzt sei, mitten zwischen diesen um h_1 unter der Wagenkasten-Schwerpunktslängsachse liege, und untersuchen den Beginn der Querschwingung dieser auf F_0 reduzierten Wagenkastenmasse M_{r1} gegenüber dem führenden ersten Radsatz. Daraus ermitteln wir vor allem den Relativweg des Punktes F_0 des Wagenkastens gegenüber dem Radsatz sowie hieraus die Rückstellkraft und Richtkraftvergrößerung R_e , die auch gleich dem auf F_0 reduzierten Massenwiderstand des Wagenkastens ist, also allgemein = $b \cdot M_r$ geschrieben werden kann.

M_{r1} erhalten wir nach Abb. 3 in folgender Weise: Wir sehen den Wagenkasten als Zylinder von der Länge $2l$ und vom Durchmesser d an und setzen einmal in G_0 , dem Schnittpunkt eines Lotes von F_0 auf die wagerechte Längs-

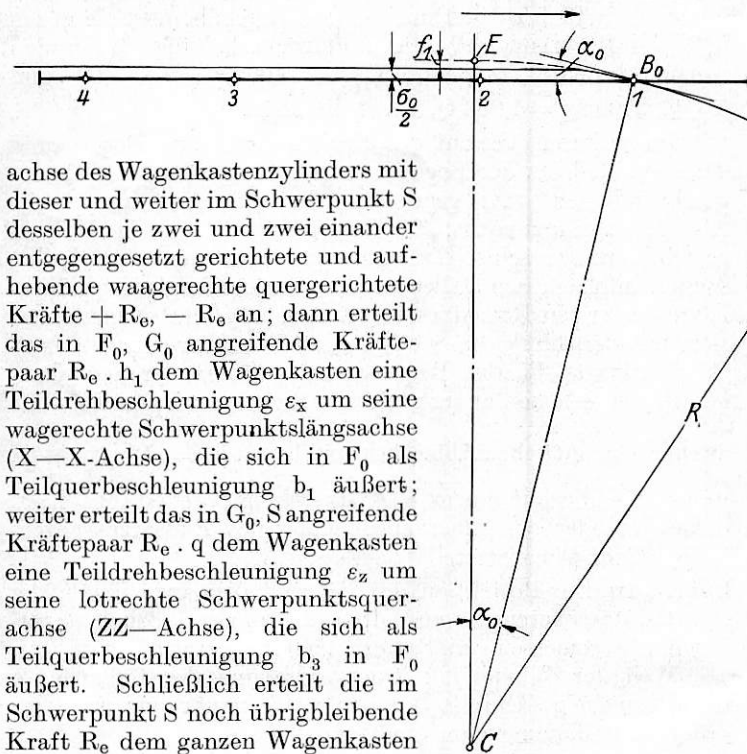


Abb. 1.

achse des Wagenkastenzylinders mit dieser und weiter im Schwerpunkt S desselben je zwei und zwei einander entgegengesetzt gerichtete und aufhebende waagerechte quergerichtete Kräfte $+R_e, -R_e$ an; dann erteilt das in F_0, G_0 angreifende Kräftepaar $R_e \cdot h_1$ dem Wagenkasten eine Teildrehbeschleunigung ϵ_x um seine waagerechte Schwerpunktslängsachse (X—X—Achse), die sich in F_0 als Teilquerbeschleunigung b_1 äußert; weiter erteilt das in G_0, S angreifende Kräftepaar $R_e \cdot q$ dem Wagenkasten eine Teildrehbeschleunigung ϵ_z um seine lotrechte Schwerpunktsquerachse (ZZ—Achse), die sich als Teilquerbeschleunigung b_3 in F_0 äußert. Schließlich erteilt die im Schwerpunkt S noch übrigbleibende Kraft R_e dem ganzen Wagenkasten eine gleichmäßige waagerechte Teilquerbeschleunigung b_2 , der natürlich auch F_0 unterliegt. $b_1 + b_2 + b_3$ ist gleich dem resultierenden b . Damit erhalten wir, wenn I_x, I_z das Trägheitsmoment des Wagenkastens in bezug auf die X—X- bzw. Z—Z-Achse bedeuten, die Beziehungen:

$$R_e \cdot h_1 = I_x \cdot \epsilon_x, \quad \epsilon_x \cdot h_1 = b_1 = \frac{R_e \cdot h_1^2}{I_x}$$

$$R_e = M \cdot b_2, \quad b_2 = \frac{R_e}{M}$$

$$R_e \cdot q = I_z \cdot \epsilon_z, \quad \epsilon_z \cdot q = b_3 = \frac{R_e \cdot q^2}{I_z}$$

$$b = b_1 + b_2 + b_3 = R_e \left(\frac{h_1^2}{I_x} + \frac{1}{M} + \frac{q^2}{I_z} \right)$$

und

$$R_e = \frac{b}{\frac{h_1^2}{I_x} + \frac{1}{M} + \frac{q^2}{I_z}} = M_{r1} \cdot b,$$

also

$$M_{r1} = \frac{1}{\frac{h_1^2}{I_x} + \frac{1}{M} + \frac{q^2}{I_z}} \dots \dots \dots \text{Gl. 2)}$$

Im vorliegenden Zahlenbeispiel ist mit $M = \frac{4 \cdot 18500}{9,81} = 7540 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^2$

$$h_1 = 2,2, \quad I_x = 1/2 \cdot M \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 = 1/2 \cdot 7540 \cdot 1,6^2 = 9660 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2,$$

$$q = 3,95, \quad I_z = 1/4 \cdot M \left\{ \frac{(2l)^2}{3} + \left(\frac{d}{2}\right)^2 \right\} = \frac{7540}{4} \left(\frac{11,1^2}{3} + 1,6^2 \right) = 82000 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2,$$

$$M_{r1}^{\text{kg m}^{-1} \text{ s}^2} = \frac{1}{\frac{2,2^2}{9660} + \frac{1}{7540} + \frac{3,95^2}{82000}} = 1214 \text{ gegenüber}$$

$M = 7540!$, also sehr klein.

Man sieht aus Gl. 2) deutlich, daß die zu beschleunigende reduzierte Masse M_{r1} bei gleichem M um so kleiner wird, je höher der Schwerpunkt S über dem Angriffspunkt F_0 liegt und je weiter dieser gegenüber S vorgeschoben ist, daß beides also sehr vorteilhaft und anzustreben ist.

Wie liegt nun zu Beginn der Schwingung die Drehbeschleunigungs- und die Drehachse? Nach den obigen Ausführungen und bekannten Lehren der Mechanik wird unter Wirkung der in F_0 und S angesetzten Kräfte der Wagenkasten beim Ausschlagen winkelbeschleunigt einmal mit der Teildrehbeschleunigung $\epsilon_x = \frac{R_e \cdot h_1}{I_x}$

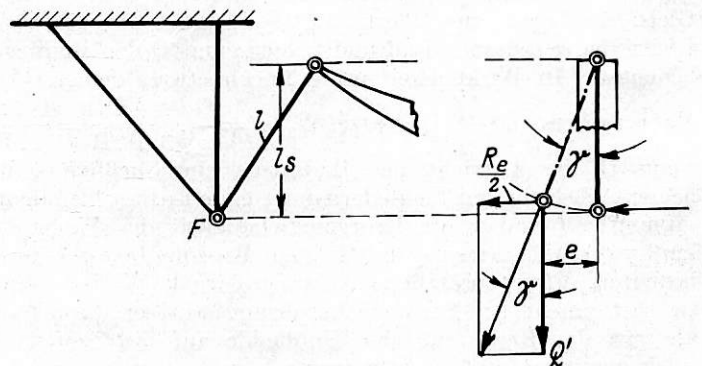


Abb. 2.

um seine X—X-Achse und zweitens gleichzeitig um eine lotrechte, die X—X-Achse im Punkt O , der um $e_z = \frac{I_z}{M} \cdot \frac{1}{q}$ hinter S liegt, schneidende Achse $Z'—Z'$ mit der Teildreh-

beschleunigung $\varepsilon_z = \frac{R_e \cdot q}{I_z}$. Damit ist die Anfangslage der Drehbeschleunigungsachse O_0-O_0 des ausschwingenden Wagenkastens gegeben. Sie geht durch Punkt 0, der um e_z hinter S liegt — nicht etwa durch S! —, liegt in der lotrechten Ebene und schließt mit der X—X-Achse den Winkel β ein, der bestimmt ist durch

$$\tan \beta = \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} = \frac{q}{h_1} \cdot \frac{I_x}{I_z} \dots \dots \dots 3),$$

im vorliegenden Zahlenbeispiel $= \frac{3,95}{2,2} \cdot \frac{9660}{82000} = 0,21, \beta = 12^\circ$.

Zu Beginn der Schwingung ist also die Drehbeschleunigungsachse O_0-O_0 des Wagenkastens der Waagerechten stark zugeneigt, — demgemäß M_{r1} klein, wie bereits oben gefunden.

Die Drehung des Wagenkastens mit den Teilwinkelgeschwindigkeiten ω_x und ω_z geschieht um die gleiche Achsen O_0-O_0 , weil der Wagenkasten zu Beginn des Ausschwingens die Winkelgeschwindigkeit Null hatte und $\frac{\omega_x}{\omega_z} = \frac{\varepsilon_x}{\varepsilon_z}$,

nämlich $= \frac{h_1 \cdot I_z \cdot \int dt}{q \cdot I_x \cdot \int dt} = \frac{h_1 I_z}{q \cdot I_x}$ ist. Zu Beginn des Ausschwingens fällt also die Drehachse mit der Drehbeschleunigungsachse zusammen.

Wie ist es nun im weiteren Verlauf des Einfahrens, solange noch kein weiterer Radsatz an der Führung des Wagenkastens teilnimmt? Zu Beginn seines Ausschwingens um die Achse O—O dreht sich der Wagenkasten, wie wir gesehen haben, weit stärker um die waagerechte Komponente derselben, seine waagerechte X—X-Schwerpunktachse, als um deren lotrechte Komponente, die Z'—Z'-Achse. Allein die Teildrehung um diese Achse aber mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_z = \int \varepsilon_z \cdot dt$ schwenkt den Wagenkasten im Sinne des Bogenlaufs in den Bogen ein; ω_z muß beim Einfahren bis auf $\frac{v}{R}$, den Beharrungswert des Durchfahrens, zunehmen, die Winkelbeschleunigung ε_z also dabei auf 0 abnehmen. Die Teildrehung um die X—X-Achse dagegen mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega_x = \int \varepsilon_x \cdot dt$ — die ursprünglich größere von beiden —, bedeutet lediglich ein Hinüberneigen des Wagenkastens nach außen, ein „Ausweichen“ desselben unter Verminderung der Massenwiderstände, aber kein Einschwenken des Wagenkastens in den Bogen! Dies Neigen kann nicht ständig weitergehen, muß spätestens mit dem Ende des Einfahrens aufhören und beim Ausfahren aus dem Bogen zurückgehen; es muß also irgendwie abgebremst und rückwärts gewandt werden. Die Neigegeschwindigkeit $\omega_x = \int \varepsilon_x \cdot dt$ muß mithin im Laufe des Einfahrens abnehmen und spätestens am Ende desselben gleich Null sein. Somit muß im Laufe des Einfahrens die Neigebeschleunigung $\varepsilon_x = \frac{d\omega_x}{dt}$ unter Null sinken, negativ werden, während ε_z nur bis auf 0 abnimmt. Daher muß die Drehbeschleunigungsachse sich allmählich aufrichten, — unter der Voraussetzung, daß nicht inzwischen ein weiterer Radsatz an der Führung teilnimmt und diesen Bewegungsvorgang abbricht —, in einem gewissen Augenblick lotrecht stehen, und zwar bei $\varepsilon_x = 0$, mit $\beta = \frac{\pi}{2}$, und muß weiterhin sogar sich hintenüberneigen, bei $\varepsilon_x < 0$, mit $\beta > \frac{\pi}{2}$. Mit diesem Aufrichten wächst M_r , also der Massenwiderstand des Wagenkastens, bis hinauf zu M_{rmax} bei β_{max} . Bei $\beta = \frac{\pi}{2}, \varepsilon_x = 0$ hat nach Gl. 2) M_r den Ausdruck $M_r =$

$$= M_r' = \frac{1}{\frac{1}{M} + \frac{q^2}{I_z}}, \text{ im Zahlenbeispiel } = 3100, \text{ also erheblich größer als } M_{r1} = 1214. M_r \text{ kann noch höher steigen.}$$

Dies Abbremsen von ω_x und Anwachsen von M_r wird nun dadurch erreicht, daß infolge der Teildrehung des Wagenkastens um seine X—X-Achse alle äußeren Tragfedern gleichmäßig zusätzlich zusammengedrückt — gespannt —, alle inneren gleichmäßig gestreckt — entspannt —, und außerdem alle Federgehänge gleichmäßig zusätzlich schräg gezogen werden. Das dadurch wachgerufene Moment der Tragfederdrücke und der Gehängerrückstellkräfte R_e' verkleinert ε_x und ω_x , muß also bei unverändert bleibendem oder sich weniger verkleinerndem ε_z den Winkel β vergrößern, die Achse O—O aufrichten, M_r anwachsen lassen. Nun bleibt ε_z dabei nicht ganz unverändert; sondern infolge der, wenn auch schwachen, Drehung des Wagenkastens ω_z um seine lotrechte Z'—Z'-Achse werden die Federgehänge namentlich des zweiten, weniger des dritten und vierten Radsatzes, seitlich schräg gestellt und hier der Drehung ω_z sich widersetzende Rückstellkräfte R_e'' wachgerufen, deren Moment das ε_z etwas verkleinert, also β und M_r zu verkleinern sucht. Diese Wirkung ist aber sehr

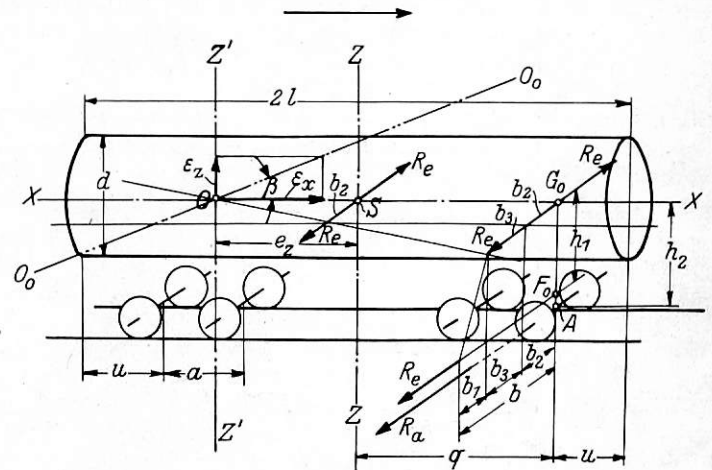


Abb. 3.

viel schwächer als jene; da letztere überwiegt, namentlich infolge der Tragfederdrücke, richtet sich die O—O-Achse auf und wächst M_r und zwar so lange, bis $\omega_x = 0$ ist und ε_x seinen größten negativen Wert erreicht hat, immer unter der angegebenen Voraussetzung.

Die innere Tragfederreibung unterstützt dies Abbremsen, verkleinert auch noch ε_x und ω_x . Haben die Tragfedern so große innere Reibung, daß sie dem Bestreben des Wagenkastens, sich beim Einfahren nach außen zu neigen, „auszuweichen“, überhaupt nicht nachgeben, so ist ε_x und ω_x sofort = 0, beginnt das Ausschwingen des Wagenkastens sofort mit lotrechter O—O-Achse und mit M_r' , nicht mit M_{r1} , also mit viel größerem Massenwiderstand; dann verharrt aber weiterhin auch M_r auf diesem Wert, nimmt nicht über ihn hinaus zu. Streng genommen beginnt das Schwingen mit $M_r = M_{r1}$ nur bei innerer Tragfederreibung = 0 und springt M_r im Augenblick des Schwingbeginns des Wagenkastens um so höher, je stärker diese Reibung ist, bei großer wie gesagt auf M_r' . Tragfedern mit kleiner innerer Reibung haben also die Wirkung, daß beim Einfahren in den Bogen das M_r vom kleinstmöglichen Wert M_{r1} an ziemlich allmählich bis auf seinen Höchstwert M_{rmax} ansteigt, und ebenso auch der Massenwiderstand $R_e = b \cdot M_r$ und der Führungsdruck Y des anlaufenden Rades. Danach sollte diese innere Reibung möglichst klein sein. Andererseits wächst aber M_{rmax} und der

größte Massenwiderstand mit abnehmender innerer Reibung. Diese hat demnach am besten eine gewisse mittlere Größe.

Tatsächlich ist wohl meistens für den Beginn des Ausschlagens des Wagenkastens oder den ersten Schwingungsabschnitt diese Tragfederwirkung so klein, daß sie vernachlässigt werden, daß mit einem konstanten $M_r = M_{r1}$ gerechnet werden kann.

Erster Schwingungsabschnitt.

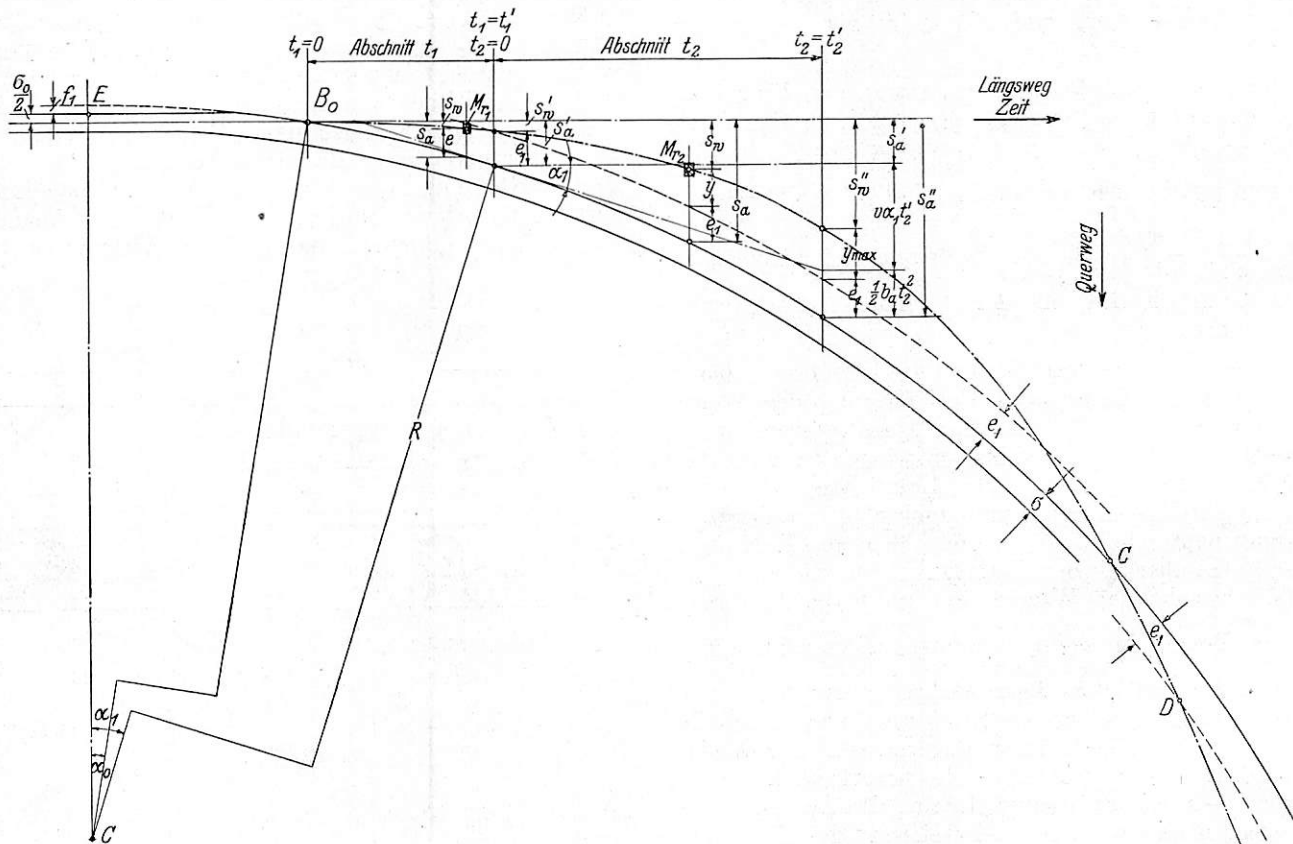
Wir betrachten nun diesen ersten Schwingungsabschnitt, d. h. denjenigen, auf dem das Querspiel e bis auf e_1 anwächst. e ist gleichzeitig der Relativweg von F_0 gegenüber dem Radsatz 1. Die Zeit t_1 während dieses Abschnittes sei gerechnet

wir die Relativbeschleunigung von M_{r1} gegenüber dem Radsatz: $\frac{d^2 e}{dt_1^2} = b_a - e \cdot \frac{P_e}{M_{r1}}$; die allgemeine Lösung dieser Differentialgleichung lautet nach meiner oben angezogenen Arbeit über das Einfahren von Eisenbahnfahrzeugen in Gleisbögen:

$$e = \frac{M_{r1}}{P_e} \left[b_a + \sqrt{b_a^2 + 2 c_1 \cdot \frac{P_e}{M_{r1}} \cdot \sin \left\{ (-c_2 + t_1) \sqrt{\frac{P_e}{M_{r1}}} \right\}} \right] \dots 4)$$

Für $t_1 = 0$ ist $e = 0$ und $\frac{de}{dt_1} = v \cdot \alpha_0$, weiter nach a) $\frac{d^2 s_w}{dt_1^2} = 0$,

also nach b) $\frac{d^2 e}{dt_1^2} = b_a$; somit erhalten wir für die Konstanten



und $s_w = s_w' = s_a' - e_1 = 0,0188 - 0,0175 = 0,0013 = 1,3 \text{ mm}$.
Es ist also während dieses ersten Abschnittes des Einschwenkens des Wagenkastens der Punkt F_0 nur um 1,3 mm aus seiner geraden Zulaufbahn abgelenkt worden, die oben genannten Vernachlässigungen sind zulässig.

In der Zeit t_1' wächst also P_1 um R_{e1} , im Zahlenbeispiel von etwa 4130 auf etwa 5330 kg = 2,67 f Q, in der kurzen Zeit von 0,09 s, Y_1 in der gleichen Zeit von etwa 2100 auf etwa 3200 kg, unter Berücksichtigung der zusätzlichen Belastung des Außenrades durch $R_{e1} \cdot \frac{t}{2s}$ (s. Abb. 6 unten).

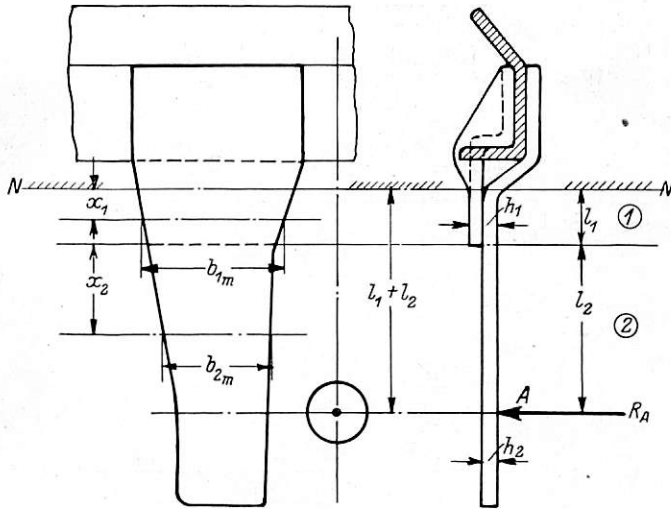


Abb. 5.

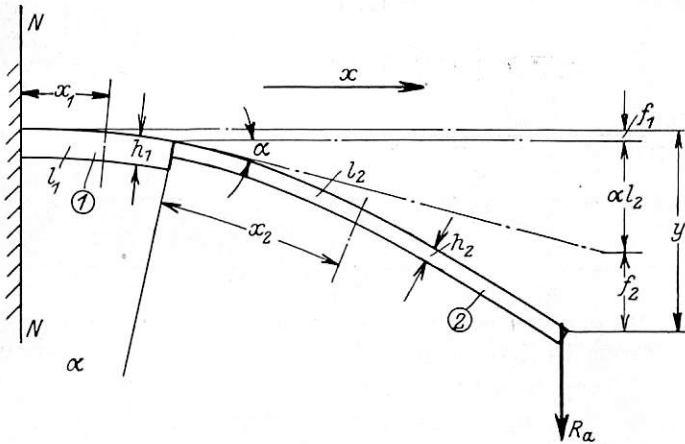


Abb. 5a.

Wir brauchen für die weitere Rechnung noch die Relativgeschwindigkeit von M_{r1} gegenüber dem Radsatz zur Zeit t_1' . Diese ergibt sich aus Gl. 4) durch deren Differentiation und Einsetzung der Werte des Zahlenbeispiels zu:

$$\frac{de}{dt_1} = \sqrt{b_a^2 \cdot \frac{M_{r1}}{P_e} + 2 \cdot c_1 \cdot \cos \left\{ (-c_2 + t_1') \sqrt{\frac{P_e}{M_{r1}}} \right\}} = a = 0,201 \text{ m/s} \dots \dots \dots 4c),$$

also ein wenig größer als zu Beginn des Schwingens.

Zweiter Schwingungsabschnitt.

Im Zeitpunkt t_1' , also nach Erschöpfung des Querspiels oder Relativweges e_1 , legt sich der führende erste Radsatz mit den Lappen seines äußeren Achslagers an das äußere vorderste Achshalterpaar des Wagenkastens an, und zwar mit der verhältnismäßig großen Relativgeschwindigkeit $\frac{de}{dt_1} = a = 0,201 \text{ m/s}$, also mit heftigem Stoß, unter Durchbiegung des Achshalterpaares und nunmehr erheblich stärkerer Dreh-

beschleunigung des Wagenkastens. Es beginnt damit der zweite Abschnitt des Wagenkastenschwingens unter seitlicher Durchbiegung y des Achshalterpaares und weiterer ebenso großer Querverschiebung y der Federgehänge. Außer in den vier Punkten F wird jetzt in zwei dicht nebeneinander in Höhe der Außenradmitte liegenden Punkten der Achshalter eine beschleunigende Kraft auf die Wagenkastenmasse übertragen; wir lassen alle diese Kräfte, ein wenig von der Wirklichkeit abweichend, vereinigt in der Radsatzmitte, Punkt A der Abb. 3, angreifen. Der größte Ausschlag der Schwingung des Wagenkastens in Punkt A gegenüber dem führenden Radsatz ist dann gleichzeitig ziemlich genau die stärkste seitliche Durchbiegung y_{max} des Achshalterpaares und ergibt dessen größte Biegungsbeanspruchung und das zugehörige größte P_1

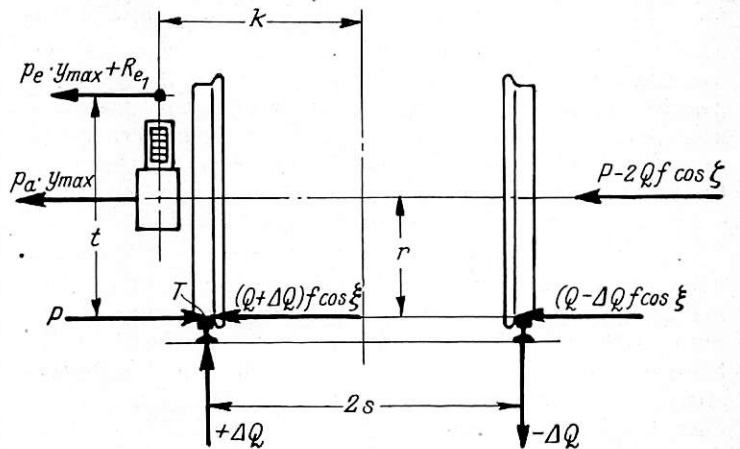


Abb. 6.

und Y_1 . Die „Federkonstante“ des Achshalterpaares, nämlich die seitliche Kraft R_A , die es um eine Längeneinheit seitlich elastisch durchbiegt, sei mit p_a , die diesem Schwingungsabschnitt entsprechende auf A reduzierte Masse des Wagenkastens mit M_{r2} bezeichnet. M_{r2} sei mit den gleichen Vernachlässigungen wie oben als konstant während des untersuchten Schwingungsabschnittes angesehen. Dessen Zeit t_2 rechnen wir von $t_1 = t_1'$ an. Dann erhalten wir für diesen Abschnitt genau wie oben für den ersten nach Abb. 4:

$$M_{r2} \cdot \frac{d^2 s_w}{dt_2^2} = R_{e1} + (p_a + p_e) \cdot y, \dots \frac{d^2 s_w}{dt_2^2} = \frac{R_{e1}}{M_{r2}} + \frac{p_a + p_e}{M_{r2}} \cdot y \dots a)$$

$$s_a - e_1 - s_w = y, \quad e_1 = \text{konstant, also}$$

$$\frac{ds_a}{dt_2} - \frac{ds_w}{dt_2} = \frac{dy}{dt_2}, \quad \frac{d^2 y}{dt_2^2} = \frac{d^2 s_a}{dt_2^2} - \frac{d^2 s_w}{dt_2^2},$$

$$\frac{d^2 y}{dt_2^2} = b_a - \frac{d^2 s_w}{dt_2^2} \dots \dots \dots b),$$

mithin

$$\frac{d^2 y}{dt_2^2} = b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}} - \frac{p_a + p_e}{M_{r2}} \cdot y \dots \dots \dots c),$$

dessen allgemeine Lösung lautet:

$$y = \frac{M_{r2}}{p_e + p_a} \left[\left(b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}} \right) + \sqrt{\left(b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}} \right)^2 + 2 c_1 \frac{p_e + p_a}{M_{r2}}} \cdot \sin \left\{ (-c_2 + t_2) \sqrt{\frac{p_e + p_a}{M_{r2}}} \right\} \dots \dots \dots 5).$$

Die Konstanten c_1 und c_2 ermitteln sich in folgender Weise: Für $t_2 = 0$, also $t_1 = t_1'$ ist $y = 0$, mithin nach c)

$$\frac{d^2 y}{dt_2^2} = b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}}, \text{ weiter } \frac{dy}{dt_2} = \frac{de}{dt_1} = a \text{ nach Gl. 4c).}$$

Somit erhalten wir auf dem in meiner angezogenen Arbeit angegebenen Wege:

$$c_2 = \sqrt{\frac{M_{r2}}{p_a + p_e}} \cdot \text{arc tg} \left(\frac{b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}}}{a} \sqrt{\frac{M_{r2}}{p_a + p_e}} \right) \dots \dots 5a)$$

und

$$c_1 = \frac{a^2}{2} \dots \dots \dots 5b).$$

Weiter ist

$$y_{\max} = \frac{M_{r2}}{p_a + F_e} \left\{ \left(b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}} \right) + \sqrt{\left(b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}} \right)^2 + 2 c_1 \cdot \frac{p_a + p_e}{M_{r2}}} \right\} \dots 5c)$$

$$\text{bei } t_2 = t_2' = c_2 + \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_{r2}}{p_e + p_a}} \dots \dots \dots 5d)$$

und die Dauer einer ganzen Schwingung

$$T = 2 \pi \cdot \sqrt{\frac{M_{r2}}{p_e + p_a}} \dots \dots \dots 5e)$$

M_{r2} hat den gleichen Ausdruck [Gl. 2)] wie M_{r1} ; es tritt hier nur an die Stelle von h_1 das ein wenig größere h_2 ; M_{r2} ist also ein wenig kleiner als M_{r1} ; auch β ist etwas kleiner; der Unterschied ist sehr gering. Die zusätzliche Tragfederzusammendrückung und -streckung ist hier, wie gesagt, von größerem Einfluß, namentlich, wenn die Tragfedern größere innere Reibung haben, was für die üblichen Blattfedern zutrifft. Sie sei aber auch hier vernachlässigt, d. h. wir rechnen etwas zu günstig mit etwas zu kleinem $M_r = M_{r2}$.

p_a , die Federkonstante des Achshalterpaares, können wir näherungsweise in folgender Weise bestimmen. Genau ist dies nicht möglich, denn wir wissen nicht, wie weit vom Angriffspunkt A hinein ins Wagengestell und rückwärts hinein in Rad, Schiene und Schwellen sich die elastische Durchbiegung erstreckt. Den weitaus größten Teil der Durchbiegung wird aber das Achshalterpaar selber, dessen eine Hälfte in Abb. 5 dargestellt ist, aufnehmen. Wir fassen das Achshalterpaar als im Querschnitt N-N fest eingespannten, bei A durch eine Einzellast R_A belasteten freitragenden Träger auf, der von der Einspannstelle aus auf der Länge l_1 die Höhe h_1 und die mittlere Breite b_{1m} (Stück ①), darunter bis A auf der Länge l_2 die Höhe h_2 und die mittlere Breite b_{2m} (Stück ②), hat. Dann errechnet sich die Durchbiegung y des Achshalters bei A in folgender Weise: y setzt sich nach Abb. 5a, die den Träger nochmals darstellt, zusammen aus der Durchbiegung f_1 des Trägerstücks ①, der Durchbiegung f_2 des Trägerstücks ② und aus $\alpha \cdot l_2$, wenn α die Ablenkung des Endquerschnitts des Trägerstücks 1 aus seiner Ruhelage, also $\text{tg } \alpha = \frac{d y_1}{d x_1}$ für $x_1 = l_1$ ist. Allgemein gilt nach bekannten Lehren der Mechanik für die Durchbiegung eines solchen Trägers mit sehr großer Annäherung an die Wirklichkeit für irgendeinen Querschnitt im Abstände x von der Einspannstelle:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{\mathfrak{M}}{E \cdot J},$$

worin \mathfrak{M} das Moment der Kraft R_A in bezug auf diesen Querschnitt, J dessen Trägheitsmoment in bezug auf seine Nullachse und E das Elastizitätsmaß seines Baustoffes bedeuten. Mithin gilt für den Teil ① des Trägers

$$\frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2 - x_1)}{E \cdot J_1}, \text{ mit } J_1 = \frac{b_{1m} \cdot h_1^3}{12},$$

also

$$\int \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} \cdot dx_1 = \frac{R_A (l_1 + l_2)}{E \cdot J_1} \cdot \int dx_1 - \frac{R_A}{E \cdot J_1} \cdot \int x_1 \cdot dx_1,$$

dessen Lösung lautet:

$$\frac{dy_1}{dx_1} = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2) \cdot x_1}{E \cdot J_1} - \frac{R_A}{E \cdot J_1} \cdot \frac{x_1^2}{2} + c \dots 6);$$

c ist = 0, weil für $x_1 = 0$ $\frac{dy_1}{dx_1} = 0$ ist.

Weiter

$$\int \frac{dy_1}{dx_1} \cdot dx_1 = \frac{R_A (l_1 + l_2)}{E \cdot J_1} \cdot \int x_1 \cdot dx - \frac{R_A}{E J_1 \cdot 2} \cdot \int x_1^2 \cdot dx,$$

dessen Lösung lautet:

$$y_1 = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2)}{E J_1} \cdot \frac{x_1^2}{2} - \frac{R_A}{2 \cdot E J_1} \cdot \frac{x_1^3}{3} + c_1.$$

c_1 ist = 0, weil für $x_1 = 0$ $y_1 = 0$ ist. Also ergibt sich für $x_1 = l_1$

$$f_1 = \frac{R_A}{E \cdot J_1} \left(\frac{l_1^3}{3} + \frac{l_1^2 \cdot l_2}{2} \right) \dots \dots \dots 7).$$

Nach Gl. 6) ist

$$\text{tg } \alpha \cong \alpha = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2) \cdot l_1}{E \cdot J_1} - \frac{R_A}{2 E \cdot J_1} \cdot \frac{l_1^2}{2},$$

also

$$\alpha \cdot l_2 = \frac{R_A}{E \cdot J_1} \cdot \left(\frac{l_1^2 \cdot l_2}{2} + l_1 \cdot l_2^2 \right) \dots \dots \dots 8).$$

Ebenso wie f_1 erhält man, wie bekannt:

$$f_2 = \frac{R_A}{E \cdot J_2} \cdot \frac{l_2^3}{3} \dots \dots \dots 7a),$$

mit

$$J_2 = \frac{b_{2m} \cdot h_2^3}{12}.$$

Somit ist

$$y = f_1 + \alpha \cdot l_2 + f_2 = \frac{R_A}{E \cdot J_1} \left(\frac{l_1^3}{3} + \frac{l_1^2 \cdot l_2}{2} + \frac{l_1^2 \cdot l_2}{2} + l_1 \cdot l_2^2 \right) + \frac{R_A}{E \cdot J_2} \cdot \frac{l_2^3}{3},$$

$$y = \frac{12 R_A}{E} \cdot \left(\frac{l_1 l_2^2 + l_2 \cdot l_1^2 + \frac{l_1^3}{3}}{b_{1m} \cdot h_1^3} + \frac{\frac{l_2^3}{3}}{b_{2m} \cdot h_2^3} \right) \dots 9a),$$

und

$$p_a = \frac{R_A}{y} = \frac{E}{12} \cdot \frac{1}{\frac{l_1 \cdot l_2^2 + l_2 \cdot l_1^2 + \frac{l_1^3}{3}}{b_{1m} \cdot h_1^3} + \frac{\frac{l_2^3}{3}}{b_{2m} \cdot h_2^3}} \dots 9).$$

Mit den Werten des Zahlenbeispiels: $E = 2200000 \text{ kg/cm}^2$, $l_1 = 8,8 \text{ cm}$, $l_2 = 32,5 \text{ cm}$, $b_{1m} = 2,29 = 58 \text{ cm}$, $b_{2m} = 2,23 = 46 \text{ cm}$, $h_1 = 2,6 \text{ cm}$, $h_2 = 4,8 \text{ cm}$ erhalten wir aus Gl. 9)

$$p_a = 3380 \text{ kg/cm} = 338000 \text{ kg/m}.$$

In Wirklichkeit dürfte p_a etwas geringer sein, weil, wie gesagt, noch weitere Wagen- und Gleisteile ein wenig an der Durchbiegung teilnehmen. Wir rechnen also hinsichtlich p_a etwas zu ungünstig. Oben hatten wir festgestellt, daß wir hinsichtlich M_r etwas zu günstig rechnen; die beiden Fehler, die wir durch nicht ganz richtiges Einsetzen von p_a und M_r machen, verringern also einander.

$M_r = M_{r2}$ erhalten wir in unserem Zahlenbeispiel zu

$$M_{r2} = \frac{1}{\frac{2,4^2}{9620} + \frac{3,95^2}{82000} + \frac{1}{7540}} = 1090 \text{ kg/m}^{-1} \cdot \text{s}^2,$$

$$\text{tg } \beta = \frac{q}{h_2} \cdot \frac{J_x}{J_z} = \frac{3,95}{2,4} \cdot \frac{9660}{82000} = 0,193, \beta \cong 11^\circ \text{ und weiter}$$

nach Gl. 5a) $c_2 = -0,00373$,

nach Gl. 5b) $c_1 = 0,0202$,

nach Gl. 5) $y_{\max} = 0,0097$ bei $t_2' = 0,0775$,

nach Gl. 5e) die Dauer einer ganzen Schwingung $T = 0,325$.

Der Querweg s_a'' des führenden Radsatzes zur Zeit t_2' hat nach Abb. 4 den Ausdruck:

$$s_a'' = s_a' + v \cdot \alpha_1 \cdot t_2' + \frac{1}{2} \cdot b_a \cdot t_2'^2, \text{ worin}$$

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{2(f_1 + \sigma_0/2 + s_w' + e_1)}{R}} \text{ ist, also im Zahlenbeispiel}$$

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{2(0,012 + 0,0055 + 0,0013 + 0,0175)}{190}} = 0,0195,$$

$$s_a'' = 0,0188 + 12,5 \cdot 0,0195 \cdot 0,0775 + \frac{0,82}{2} \cdot 0,0775^2 = 0,0403$$

und der Querweg des Punktes A des Wagenkastens zur Zeit t_2'
 $s_w'' = s_a'' - e_1 - y_{\max} = 0,0403 - 0,0175 - 0,0097 = 0,0131$.
 y_{\max} ist, wie gesagt, gleichzeitig ziemlich genau die größte
seitliche Durchbiegung des führenden Achshalterpaares. Der
größte hier auftretende Stoßdruck ist also

$$R_{a_{\max}} = p_a \cdot y_{\max} = 338000 \cdot 0,0097 = 3280 \text{ kg.}$$

Der Achshalter des Zahlenbeispiels wird am stärksten auf
Biegung beansprucht an der Stelle, wo seine Stärke von h_1
auf h_2 abnimmt (Abb. 5), also im Abstand $l_2 = 32,5$ cm von A;
in diesem Querschnitt hat das Achshalterpaar des Zahlen-
beispiels die Breite $b = 2 \cdot 29$ cm und die Stärke $h_2 = 1,8$ cm,

$$\text{mithin das Widerstandsmoment } \frac{b h^2}{6} = \frac{2 \cdot 29 \cdot 1,8^2}{6} = 31,3 \text{ cm}^3;$$

also ist hier die größte Biegebeanspruchung

$$\underline{\underline{k_{b_{\max}} = R_{a_{\max}} \cdot \frac{l_2}{b h^2} = 3280 \cdot \frac{32,5}{31,3} = 3400 \text{ kg cm}^{-2}!}}$$

Die zugehörige Erhöhung ΔP_1 der Richtkraft P_1 gegenüber P_{10}
ist $\Delta P_1 = (p_a + p_e) y_{\max} + R_{e1} = (338000 + 68500) 0,0097 +$
 $+ 1200 = 5140$, somit das zugehörige $P_1 \underline{\underline{= 4130 + 5140 =$
 $= 9270 \text{ kg} = 4,64 \text{ fQ}$, und zwar steigt P_1 in der sehr kurzen
Zeit von 0,078 Sek. von etwa 5330 auf etwa 9270 kg, einen
ziemlich hohen Wert. Die Schwingung ist ziemlich kurz und
hart wegen des kleinen M_r und des großen $p_a + p_e$.

Zur Ermittlung des Führungsdrucks Y_1 des anlaufenden
Rades gegen die Außenschiene müssen wir den zugehörigen
lotrechten Schienendruck dieses Rades $Q + \Delta Q$ kennen.
Dieser Zuwachs ΔQ rührt her einmal vom Moment der waage-
rechten Kräfte $p_a \cdot y_{\max}$ und $p_e \cdot y_{\max} + R_{e1}$ in bezug auf den
Aufstandspunkt T des anlaufenden Rades, s. Abb. 6, zweitens
von der zusätzlichen Zusammendrückung z der äußeren
Tragfedern. Jener Zuwachs, ΔQ_a , hat den Ausdruck

$$\Delta Q_a^{\text{kg}} = p_a \cdot y_{\max} \cdot \frac{r}{2s} + (p_e \cdot y_{\max} + R_{e1}) \frac{t}{2s}, \text{ im Zahlen-}$$

beispiel $= 2210$; dieser, ΔQ_b , ist ohne Berücksichtigung
der Tragfederreibung $\Delta Q_b' = z \cdot p \frac{k}{s}$, wenn p die Tragfeder-

konstante in kg/m und k den Abstand der Federmitte
von der Wagenlängsachse bedeutet. z hat den Ausdruck
 $z^m = \frac{s_w' + s_w''}{h_2 + (q + e_z) \text{tg } \beta} \cdot k$, ist im Zahlenbeispiel mit
 $k = 0,98 \dots = 0,0038$ oder 3,8 mm, also sehr klein. Mit
 $p = 150000$ erhalten wir $\Delta Q_b'^{\text{kg}} = 745$. Durch die Trag-
federreibung wird, wie eine spätere Rechnung ergibt, ΔQ_b
bei mittelgroßem Reibungswert noch um etwa 500 kg er-
höht, so daß $\Delta Q = 2210 + 745 + 500 = 3445$ kg ist und
 $Q + \Delta Q$ des anlaufenden Rades $= 13445$ kg. Danach ist
 $Y_1 \underline{\underline{= 9270 - 0,2 \cdot 13445 = 6580 \text{ kg} = 3,29 \text{ fQ}}$, ebenfalls ziem-
lich hoch. Es wächst ebenfalls in der kurzen Zeit von
0,078 Sek. von etwa 3200 kg auf diesen Wert an.

Das Achshalterpaar wird also außerordentlich
hoch auf Biegung beansprucht trotz kleinem M_r ; und
es ist wohl nur dem Umstande, daß die ungünstigsten möglichen
Bau- und Betriebsverhältnisse, die hier zugrundegelegt sind,
in Wirklichkeit zusammen kaum jemals auftreten, zu danken,

daß bisher — wenigstens meines Wissens — keine schweren
Schäden aufgetreten sind.

Diese sehr hohen Werte von k_b und ziemlich hohen Werte
von P_1 und Y_1 sind vor allem verursacht durch das große
Querspiel e_1 . Dies aber darf bei der vorliegenden Unter-
gestellbauart kaum merklich verringert werden, erstens, damit
nicht beim betrachteten Ausschwingen des Wagenkastens
dessen Achshalter am dritten Radsatz sich gegen dessen
inneres Achslager legen und dadurch der statische Schwenk-
widerstand des Fahrzeugs merklich steigt, der Vorzug der
Lenkachsanordnung niedrigen statischen Schwenkwider-
standes und der entsprechenden Richtkraft aufgegeben wird,
zweitens mit Rücksicht auf ein gutes Durchfahren des Gleis-
bogens, wie unten gezeigt wird. Ein wenig läßt sich y_{\max} ,
 $R_{a_{\max}}$ und damit P_1 und Y_1 herabziehen durch Vergrößerung
von p_e . Nach Gl. 5c) ist nämlich y_{\max} grob angenähert wegen
des stets verhältnismäßig sehr kleinen

$$\left(b_a - \frac{R_{e1}}{M_{r2}}\right) = \frac{M_{r2}}{p_a + p_e} \sqrt{2 c_1 \frac{p_a + p_e}{M_{r2}}} = \sqrt{\frac{2 c_1}{p_a + p_e}} \cdot \sqrt{M_{r2}},$$

nimmt also y_{\max} und damit $R_{a_{\max}} = y_{\max} \cdot p_a$ unter sonst
gleichen Umständen mit wachsendem p_e ein wenig ab. Nach
diesem Näherungsausdruck ist weiter bei gleichem p_a und p_e
 $R_{a_{\max}}$, y_{\max} , $k_{b_{\max}}$ grob angenähert proportional $\sqrt{M_{r2}}$,
wirkt mithin [s. Gl. 2)] hohe Schwerpunktslagegünstig.
Die Achshalterstärke h_1 , -Breite b und -Länge l — bei verein-
fachender Annahme dieses Achshalters von Rechteckform
mit $W = \frac{b h^2}{6}$ — beeinflussen $R_{a_{\max}}$ und $k_{b_{\max}}$ in folgender

Weise: Bei großem p_a , wie hier stets vorhanden, ist nach
Gl. 5c) in der oben angegebenen Näherungsform unter sonst
gleichen Umständen y_{\max} grob angenähert proportional $\frac{1}{\sqrt{p_a}}$

und mithin $R_{a_{\max}} = y_{\max} \cdot p_a$ angenähert proportional $\sqrt{p_a}$;
nun ist — unter der angegebenen vereinfachenden Annahme —
nach Gl. 9) mit $l_1 = 0$ oder $l_2 = 0$ p_a proportional $\frac{b h^3}{l^3}$,

also $R_{a_{\max}}$ angenähert proportional $\sqrt{\frac{b h^3}{l^3}}$. Da weiter

$$k_b = R_a \cdot l \cdot \frac{6}{b h^2}, \text{ ist } k_b \text{ angenähert proportional } \sqrt{\frac{b h^3}{l^3} \cdot \frac{l^2}{b^2 h^4}} = \sqrt{\frac{1}{b l h}}.$$

Möglichst kleines $R_{a_{\max}}$ bzw. $Y_{1_{\max}}$ ver-
langt also möglichst lange, dünne und ziemlich
schmale Achshalter; möglichst kleines $k_{b_{\max}}$ ver-
langt auch möglichst lange, aber möglichst dicke
und breite Achshalter. Man sollte danach die Achs-
halter möglichst lang machen. Im übrigen zwingt der
entgegengesetzte Einfluß der Dicke und der Breite auf k_b
einerseits und auf R_a , also Y_1 , andererseits zu einem
Kompromiß, wobei zu beachten ist, daß R_a , also auch Y_1

proportional $\sqrt{h^3}$, k_b aber proportional $\frac{1}{\sqrt{h}}$ ist, mit zu-

nehmender Dicke also Y_1 stärker zu- als k_b abnimmt.
Danach sollte man die Achshalter jedenfalls ziemlich dünn
halten. Macht man allein die Achshalter selber dicker
und breiter, ohne diejenigen Wagenteile, woran sie befestigt
sind, auch zu verstärken, so verringert sich zwar das k_b der
Achshalter, wächst aber im allgemeinen die Beanspruchung
jener Wagenteile. Verstärkt man auch diese Wagenteile,
oder sind sie schon von vornherein sehr steif gehalten, so
vergrößert sich stark Y_1 , d. h. die Beanspruchung von Rad
und Schiene und die Entgleisungsgefahr. Man kann also die
gefährlich hohe Beanspruchung höchstens örtlich verschieben,

aber nicht vermeiden, eine unvermeidliche Eigenschaft des vorliegenden Lenkachswagens.

Über y_{\max} hinaus wollen wir diesen zweiten Schwingungsabschnitt des Wagenkastens rechnerisch nicht verfolgen. Ohne Berücksichtigung der Änderung von β und M_r durch zusätzliche Zusammendrückung und Streckung der Tragfedern schwingt der Wagenkasten etwa in folgender Weise (s. Abb. 4) weiter: y nimmt allmählich auf Null ab; bei $y=0$, $t_2 = 2 t_2'$ löst sich der Wagenkasten mit seinem äußeren ersten Achshalterpaar vom Außenlager des ersten Radsatzes ab, hört die Gültigkeit von Gl. 5) auf, unterliegt der Wagenkasten nur der Schwenkkraft R_{e_1} . Weiterhin holt er, nur durch die verhältnismäßig kleine und unter R_{e_1} sinkende Kraft R_e gezogen, mit nur wenig verminderter Quergeschwindigkeit den Radsatz ein, bei $R_e = 0$ (in Abb. 4 in Punkt C). Weiter eilt der Wagenkasten, durch das allmählich anwachsende $-R_e$ nur wenig verzögert, dem Radsatz vor, bis er ihn um e_1 überholt hat bei $-R_e = -R_{e_1}$ (in Abb. 4 in Punkt D). In diesem Augenblick kommt das innere erste Achshalterpaar zur Anlage an das innere Achslager des führenden ersten Radsatzes, und von nun an wird der Wagenkasten wieder sinusförmig gegenüber einer um e_1 gegen die Radsatzbahn s_a verschobenen Bahn verzögert, nach Gl. 5). t'' Sek. nach Durch-

$$\text{gang durch D mit } t'' = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{M_{r_2}}{P_e + P_a}} - c_2 = 0,085$$

wird

$$y_{\min} = \frac{M_{r_2}}{P_e + P_a} \left[\left(b_a - \frac{R_{e_1}}{M_{r_2}} \right) - \sqrt{\left(b_a - \frac{R_{e_1}}{M_{r_2}} \right)^2 + 2 c_1 \frac{P_e + P_a}{M_{r_2}}} \right] - 0,0112$$
erreicht. Von da an nähert sich y wieder dem Nullwert usw., bis der dritte oder vierte Radsatz beim Einfahren in den Bogen soweit durch die äußere Schiene nach innen verschoben ist, daß er mit seinem äußeren Achslager sich gegen die äußeren Achshalter legt, die bisherige Wagenkastenschwingung abbricht und eine neue dritte einleitet. In Wirklichkeit ist aber bei $t_2 > t_2'$ der Einfluß der Änderung von M_{r_2} auf die Bewegung des Wagenkastens so groß, daß das oben ohne Rücksicht hierauf berechnete y_{\min} , das ein noch etwas größeres k_p als y_{\max} ergeben würde, nicht mehr zuverlässig ist. Die Vergrößerung von M_{r_2} erhöht nach Gl. 5d) und 5e) die Schwingungsdauer, bewirkt daher einen Abbruch der betrachteten Schwingung an früherer Phasenstelle, die im allgemeinen wohl vor Erreichung von y_{\min} liegen dürfte.

Dritter Schwingungsabschnitt.

Bei dem nun beginnenden dritten Schwingungsabschnitt wird der Wagenkasten an zwei Punkten, meistens am ersten und vierten Radsatz, querbeschleunigt, und um eine fast ganz oder ganz waagrecht liegende Achse drehbeschleunigt, die ihre Lage ständig ändert und jetzt nicht mehr mit der Drehachse zusammenfällt, zunächst unter starker zusätzlicher Zusammendrückung aller äußeren und ebenso großer Streckung aller inneren Tragfedern. Je stärker die innere Reibung der Tragfedern, desto schneller kommt diese Schwingung zur Ruhe. Damit ist der Beharrungszustand des Durchfahrens des Gleisbogens erreicht; der Wagenkasten kann darin noch nach außen geneigt liegen. Diese dritte Schwingung einigermaßen genau rechnerisch zu erfassen, ist kaum möglich, schon weil der Bewegungszustand des Wagenkastens gegenüber dem hinteren sich anlegenden Radsatz im Augenblick des Beginns dieser Schwingung sehr verschieden sein kann. Eine schätzungsweise Bestimmung der bei dieser Schwingung auftretenden Beanspruchungen und Kräfte ist sehr mißlich. Es ist wahrscheinlich, daß sie hier noch höher als im rechnerisch untersuchten Teil des zweiten Schwingungsabschnitts werden. Das wenigstens kann mit Sicherheit von ihnen gesagt werden, daß sie um so geringer werden, je höher der Schwerpunkt

des Wagenkastens über A liegt, und daß diese Schwingung viel langsamer vor sich geht als die betrachteten.

Das Durchfahren.

Es sei nur noch kurz der ihr folgende Beharrungszustand des Durchfahrens des Gleisbogens betrachtet. Da alle vier Radsätze als „freie Achsen“ ausgebildet sind und als solche alle außen anlaufen, vorausgesetzt, daß ihr Quer- und Längsspiel in ihren Achshaltern ihnen das gestattet, was hier der Fall ist, zeigt diesen Beharrungszustand des Wagens das schematische verzerrte Bild der Abb. 7, in der wieder die Radsätze und der Wagenkasten auf die Breite Null zusammengeschumpft gedacht, die vier außen anlaufenden Räder durch 0 und der Wagenkasten durch einen dicken in seiner Längsachse liegenden Strich bezeichnet sind; der gestrichelte dazu parallele um δ verschobene Strich bezeichnet die gedachte Lage der Wagenkastenlängsachse bei vollkommener seitlicher Starrheit der Achshalter. In engen Bögen kann die wirkliche Längsachse zwischen den Anlaufpunkten 1, 4 einerseits und den 2, 3 andererseits liegen, um $\varepsilon - \delta$ innerhalb

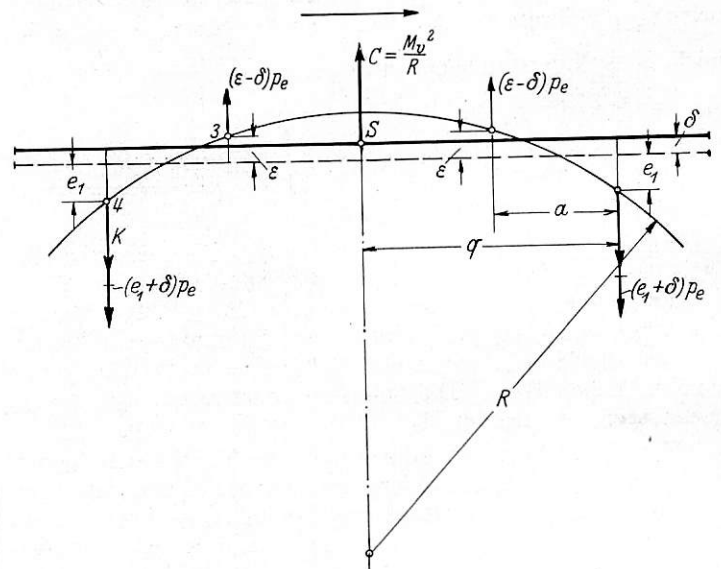


Abb. 7.

dieser; dann wird die Fliehkraft $C = \frac{M \cdot v^2}{R}$ des Wagenkastens allein durch den ersten und letzten Radsatz aufgenommen und werden diese beiden noch zusätzlich belastet durch die vom zweiten und dritten Radsatz auf den Wagenkasten nach außen wirkenden Rückstellkräfte $2 (\varepsilon - \delta) p_e$ [vorausgesetzt, daß die Kraft $(\varepsilon - \delta) p_e$ kleiner als die Querreibung des Radsatzes 2 oder 3 auf dem Gleis ist, was immer der Fall sein dürfte].

Es wird dann das äußere Achshalterpaar 1 oder 4 quer belastet durch $R_a =$ der halben Fliehkraft $C +$ der Federgehängequerrückstellkraft am Radsatz 2 oder 3 — der Federgehängequerrückstellkraft am eigenen Radsatz, also durch

$$R_a = \frac{C}{2} + (\varepsilon - \delta) p_e - p_e (e_1 + \delta) = p_a \cdot \delta \quad \dots 10),$$

woraus sich ergibt

$$\delta = \frac{\frac{C}{2} - p_e (e_1 - \delta)}{2 p_e + p_a} \dots \dots \dots 10a).$$

Der Radsatz 1 oder 4 wird im ganzen am Achshalterpaar und am Federgehänge querbelastet durch

$$\Delta W = \frac{C}{2} + (\varepsilon - \delta) p_e \dots \dots \dots 10b).$$

Nach Abb. 7 ist

$$\varepsilon = \frac{q^2}{2R} - \frac{(q-a)^2}{2R} - e_1 = \frac{2qa - a^2}{2R} - e_1 \dots 10c).$$

Im vorliegenden Beispiel ist für $R_{\min} = 190$

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot 1,6 \cdot 3,95 - 1,6^2}{2 \cdot 190} - 0,0175 = 0,009 \text{ m,}$$

$$\delta = \frac{7540 \cdot 12,5^2}{2 \cdot 190} - 68500 (0,0175 - 0,009) = 0,0053 \text{ m,}$$

$$R_a = 3100 + 0,0037 \cdot 68500 - 0,0228 \cdot 68500 = 3100 + 254 - 1560$$

$$\cong 1790 \text{ kg, mithin } k_b \text{ am Übergangsquerschnitt } \cong 1860 \text{ kg/cm}^2,$$

auch recht hoch!

$\Delta W = 3355 \text{ kg}$ und das zugehörige

$$P_1 \cong 4130 + 3355 = 7485 \text{ kg} = 3,74 \text{ f Q.}$$

Die Fliehkraft C in der Höhe von $h_2 + r$ über S.O. erzeugt eine zusätzliche Belastung jedes Außenrades von

$$\Delta Q = \frac{C}{4} \cdot \frac{h_2 + r}{2s} = 2970 \text{ kg. Somit ist } Q + \Delta Q = 12970$$

und

$$Y_1 \cong 7485 - 0,2 \cdot 12970 = 4890 \text{ kg} = 2,45 \text{ f Q.}$$

P_4 und Y_4 sind kleiner, weil ihre statischen Anteile (W_3) kleiner sind. Sie sollen hier nicht genauer bestimmt werden.

Wie Gl. 10), 10a), 10c) zeigen, nimmt R_a und damit auch Y , k_b und ΔW ab mit zunehmendem Bogenhalbmesser R und Querspiel e_1 . Oben haben wir gesehen, daß beim Einfahren $R_{a_{\max}}$ und $k_{b_{\max}}$ mit e_1 zunehmen. Man darf also mit Rücksicht auf das Durchfahren der Bögen e_1 nicht merklich verkleinern, worauf schon oben hingewiesen wurde. Dies Dilemma ist eine notwendige Eigenschaft aller vierachsigen Wagen mit lauter freien Lenkachsen. Erst in flachen Bögen nehmen hier auch die beiden inneren Radsätze an der Aufnahme der Fliehkraft teil und entlasten damit die beiden äußeren.

Zusammenfassung.

Bei dieser Wagenbauart werden infolge starker Massenwirkung die Achshalter außerordentlich hoch auf

Einfluß der freien Rohrdurchgangsfläche auf die Leistung des Lokomotivkessels.

Von Dr. Paul Ritter.

Die größte Dampfleistung, die ein Lokomotivkessel erzielen kann, hängt wesentlich von der Größe des Rostes als der Wärmequelle und von der Heizfläche als der Wärmeaufnahme-fähigkeit ab. Ganz roh kann man aus jeder dieser Größen allein die Dampfleistung bestimmen, da der Wärmeerzeugung immer eine annähernd entsprechende Wärmeaufnahme-möglichkeit gegenübergestellt werden muß. So kann man etwa stündlich auf 1 qm Rostfläche 3000 kg Dampf und auf 1 qm Heizfläche 60 kg Dampf rechnen. Durch Berücksichtigung beider Größen läßt sich ein genauerer Wert erzielen. Nach Strahl*) ist für die Lokomotiven der ehemaligen Preußischen Staatsbahnen:

$$D = \frac{4150 R}{1+10 \frac{R}{H}} \dots \dots \dots 1)$$

D größte Dampfmenge in kg je Stunde

R Rostfläche in qm

H Heizfläche feuerberührt in qm

Bei der Ableitung dieser Gleichung ist vorausgesetzt, daß die Höchstleistung des Kessels an eine bestimmte größte Rostanstrengung geknüpft ist. Diese Grenze kann aber auch durch das Gebläse gegeben sein, das ja die notwendige Ver-

*) Strahl, Verfahren zur Bestimmung der Belastungs-grenzen der Dampflokomotiven. Z. VDI 1913, S. 251 und 1743.

Biegung beansprucht und die Richtkraft P_1 und der Führungsdruck Y_1 des vordersten anlaufenden Rades ziemlich hoch. Gefährlich hohe Beanspruchung der Achshalter läßt sich nur durch gefährlich hohe Beanspruchung anderer Wagenteile oder des Gleises vermeiden. Der Beitrag des statischen Reibungswiderstandes zwischen Rad und Schiene zu P und Y dagegen ist gering. Die auftretenden Wagenkastenschwingungen sind z. T. kurz und hart; die dadurch wachgerufenen Kräfte schwanken stark und plötzlich. Der Schienenverschleiß wird ziemlich stark, weil im Bogen selbst alle vier Radsätze außen anlaufen. Für das Zahlenbeispiel gibt Tabelle 1 eine Übersicht der zu Beginn des Einfahrens und beim

Tabelle 1.

	Ohne Massenwirkung	Beginn des Einfahrens				Durchfahren
		s	t	$\frac{Y_1}{Q + \Delta Q}$	$\frac{Y_1}{Q + \Delta Q}$	
s	0	0	0	1,13	2,13	
t	0	0	0	0,09	0,17	
P_1	~ 4000	4500	4130	5330	9270	7490
Y_1	~ 2000	2400	2100	3200	6580	4890
ΔQ	0	~ 120	~ 50	650	3445	2970
$\frac{Y_1}{Q + \Delta Q}$	0,2	0,24	0,2	0,3	0,49	0,38

Durchfahren des Weichenbogens von 190 m Halbmesser etwa auftretenden Führungskräfte P_1 und Y_1 . s bedeutet den Fortschrittsweg des Fahrzeugs in m, vom Punkt des Anlaufbeginns an gerechnet, t die Zeit in Sekunden vom gleichen Punkt an. Wahrscheinlich treten wie gesagt im weiteren Verlauf des Einfahrens noch höhere Kräfte und Beanspruchungen auf. Der außerdem angegebene Quotient $\frac{Y_1}{Q + \Delta Q}$ gibt ungefähr die Entgleisungsgefahr des anlaufenden vordersten Außenrades an; ist dieser = 1, so ist die Entgleisungsgefahr akut. (Schluß folgt.)

brennungsluft herbeischaffen muß, aber wegen des Rückdrucks auf den Kolben nicht beliebig steigerungsfähig ist.

Sanzin hat unter Verwendung einer Kohle, die der von Strahl vorausgesetzten ähnlich ist, mit Lokomotiven österreichischer Bahnen Versuche*) gemacht, die, wenn es bei der Höchstleistung auf eine bestimmte Rostbeanspruchung ankommt, der obigen Formel 1) genügen müßten. Sanzin findet aber

$$D = \frac{5525 R}{1+35 \frac{R}{H}} \dots \dots \dots 2)$$

wonach die Veränderlichkeit mit dem Verhältnis R/H viel größer ist, als es durch die Verschiedenheit der Wärmeaus-nützung erklärt werden könnte, so daß verschiedene Rostbeanspruchung vorliegt und der Einfluß des Gebläses zu merken ist. Auf die Güte des Gebläses und seine Leistung haben eine Menge außerhalb des Kessels liegende Größen Einfluß: die Aschenkastenöffnungen, die Rostspaltenweite, das Feuer-gewölbe, die Weite des Schornsteins und die Stellung des Blasrohrs dazu und anderes. Die dem Gebläse zufallende Leistung ist auch je nach dem Luftüberschuß und der Schicht-höhe der Kohle verschieden. Wir wollen annehmen, daß alle

*) Versuchsergebnisse mit Dampflokomotiven, Forschungsarbeiten, Heft 251.

diese Einflüsse einen mittleren Wert haben. Eine Bestimmungsgröße aber, die im Kessel selbst liegt, ist die freie Durchgangsfläche F der Rauch- und Heizrohre für die Rauchgase. Je größer diese Fläche ist, desto größere Rostanstrengungen müssen sich unter sonst gleichen Verhältnissen erzielen lassen, vorausgesetzt, daß die Eigenart der Kohle kein Hindernis bildet.

Wir wollen im folgenden versuchen, aus den Sanzinschen Versuchen einen systematischen Einfluß der Größe F auf die Grenzleistung aufzudecken, dann das Ergebnis mit anderen Versuchen vergleichen und allfällige weitere Folgerungen ziehen.

Aufgabe ist zunächst, die Grenzleistung als Funktion von R, H und F darzustellen. Nun besteht bekanntlich bei Lokomotiven infolge der Abhängigkeit der Verbrennung von der Zugwirkung eine gewisse Rohrlänge, bei welcher die Kesselleistung ein Maximum wird. Bei sehr langen Rohren überwiegt nämlich der Einfluß der Zugverminderung gegenüber der besseren Wärmeausnützung und bei sehr kurzen Rohren ist das Gegenteil der Fall. In der Nähe dieser Rohrlänge ist ihre Verkürzung und Verlängerung und somit auch die Heizfläche von verschwindendem Einfluß. Da die gebräuchlichen Lokomotivkessel ungefähr mit Rücksichtnahme auf diese Rohrlänge gebaut sind, genügt es, D als Funktion von R und F allein zu betrachten.

Zur Aufstellung einer rechnerischen Beziehung versuchen wir die Form $\frac{D}{R} = \frac{C}{a + R/F}$, woraus auch folgt $\frac{R}{D} = \frac{a}{C} + \frac{1}{C} \cdot \frac{R}{F}$, also eine lineare Beziehung zwischen R/D und R/F. Aus

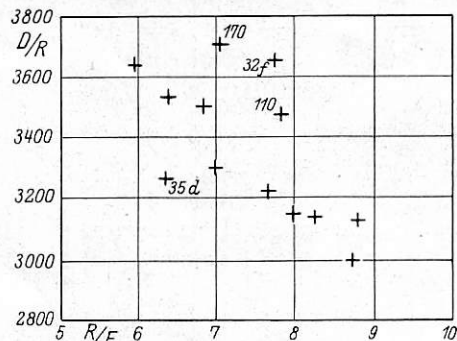


Abb. 1. Veränderung D/R mit R/F.

Abb. 2, in der die entsprechenden Werte zusammengetragen sind, liest man leicht ab:

$$\frac{D}{R} = \frac{50\,000}{7,85 + R/F} \dots \dots \dots 3)$$

Diese Beziehung gilt zunächst nur für Naßdampflokomotiven. Für Heißdampf ergibt sich aber gemäß Abb. 3

Zusammenstellung 1.

Reihe	Bezeichnung nach VDEV	Druck at	Heizfläche m²	Rostfläche m²	Überhitzer m²	Heizrohre		Rauchrohre		Überh.-Rohr-Durchmesser	F m²	R/F	D/R kg	10 000 × R/D
						Zahl	Durchmesser	Länge	Zahl					
17c	2B-n2	12,5	119,2	2,33	—	191	45	4100	—	—	0,304	7,67	3240	3,08
32c	C-n2	12	125,0	1,80	—	191	45	4275	—	—	0,304	5,92	3640	2,75
32f	2C-n2	12,5	167,0	2,85	—	231	45	4760	—	—	0,367	7,76	3650	2,74
227	2C-n2	13	153,0	2,90	—	230	48	4100	—	—	0,416	6,97	3300	3,03
35d	D-n2	10,5	154,1	2,15	—	213	45	4760	—	—	0,339	6,34	3250	3,08
106	2B-n2v	13	141,8	3,00	—	205	46	4400	—	—	0,341	8,8	3133	3,19
329	1C1-n2v	15	152,2	3,00	—	218	46	4400	—	—	0,362	8,3	3103	3,22
60	1C-n2v	13	131,8	2,70	—	202	46	4165	—	—	0,336	8,04	3150	3,17
170	1D-n2v	13,5	226,8	3,37	—	295	46	5000	—	—	0,480	7,03	3710	2,69
180	E-n2v	14	184,3	3,00	—	264	46	4500	—	—	0,440	6,82	3500	2,86
108	2B1-n4v	14	205,7	3,50	—	329	46	4000	—	—	0,548	6,38	3530	2,84
110	1C1-n4v	14	233,9	4,00	—	282	48	5200	—	—	0,511	7,83	3470	2,90
280	1E-n4v	14	177,0	4,60	57,1	291	48	5000	—	—	0,526	8,75	2995	3,34
910	1C1-h2	14	150,0	3,00	36,0	156	46	4600	18	125	0,398	7,55	3340	3,00
80	E-h2	14	144,2	3,42	33,7	148	46	4250	22	118	0,407	8,4	3180	3,17
306	2B-h2v	15	107,6	3,00	34,9	123	46	3900	18	119	0,339	8,85	2940	3,40
429	1C1-h2v	15	119,9	3,00	35,4	136	46	4060	18	120	0,364	8,25	2800	3,57
310	1C2-h4v	15	193,1	4,62	54,9	170	48	5150	24	125	0,493	9,36	2920	3,42
380	1E-h4v	16	173,5	4,60	62,5	164	48	4700	24	125	0,482	9,55	2950	3,39
100	1F-h4v	16	225,4	5,00	59,4	210	48	5000	27	125	0,589	8,49	3030	3,30

Zusammenstellung 1 gibt die notwendigen Angaben der von Sanzin untersuchten Kessel. Wie aus Abb. 1 hervorgeht, in der zunächst für die Naßdampflokomotiven D/R in Abhängigkeit von R/F aufgetragen ist, liegt eine gewisse Gesetzmäßigkeit zwischen diesen beiden Größen vor. Im allgemeinen nimmt D/R mit wachsendem R/F ab, woraus der Einfluß des Blasrohrs zu erkennen ist. Einige Lokomotiven fallen zwar heraus, und zwar Lok. R. 35d, von der Sanzin die Zugverhältnisse als besonders schlecht bezeichnet*), durch zu geringe Leistung, die Reihen 32f, 110, 170 durch zu große Leistung**). Die übrigen Reihen fügen sich aber recht gut zusammen.

fast kein Unterschied. Wegen des merklich höheren Wärmeinhalts des Heißdampfs deutet dies auf geringeren Rauchgaswiderstand, was auch anderwärts schon angenommen wurde*).

Man kann im Durchschnitt den Wirkungsgrad bei der Grenzleistung für alle Kessel gleich und daher D/R verhältnismäßig gleich der Rostanstrengung ansetzen. Die Rostanstrengung verläuft daher entgegengesetzt zu R/F. Die größten Werte hierfür lagen also bei Naßdampf bei R/F = 6,0 und bei Heißdampf bei R/F = 7,5 vor. Vielleicht wären bei kleinerem R/F noch größere Anstrengungen erreichbar gewesen. Für die

*) Siehe Anm. 2, Seite 13.

**) Siehe Anm. 2, Seite 12.

*) Strahl, Untersuchung und Berechnung der Blasrohre. Z. VDI 1913, Seite 1745.

größeren R/F hätte auch weniger gute Kohle genügt. Das Verhältnis R/F kennzeichnet also recht gut die Kohlengattung, für die der Kessel gebaut ist.

Nach einer Formel von Borries ist der Blasrohrdurchmesser gegeben durch $d = 0,115 \sqrt{\frac{R F}{F + 0,1 R}}$ oder auch durch

$d = 0,156 \sqrt{\frac{R F}{F + 0,3 R}}$. Nimmt man den demnach etwas unsicheren Faktor bei R zu $0,127 = 1:7,85$, so ist die Blasrohröffnung proportional der von uns gefundenen Dampf-

Die bisherigen Ergebnisse kann man an Versuchen des Eisenbahn-Zentralamts überprüfen und erweitern, die Prof. Nordmann veröffentlicht hat*). Zusammenstellung 2 gibt wieder die erforderlichen Angaben. In Abb. 4 sind wieder die Werte R/D in Abhängigkeit von R/F eingetragen und auch die aus den Sanzinschen Versuchen gefundene Gerade eingezeichnet. Die Werte streuen zwar, pendeln aber doch zu beiden Seiten dieser Geraden. Besonders große Verdampfung zeigt die P₁₀, deren sorgfältig ausgemitteltes Gebläse bekannt ist, zurück bleiben die Typen „Elch“ und T 14₁. Der mit R/F steigende Verlauf von R/D tritt aber deutlich hervor.

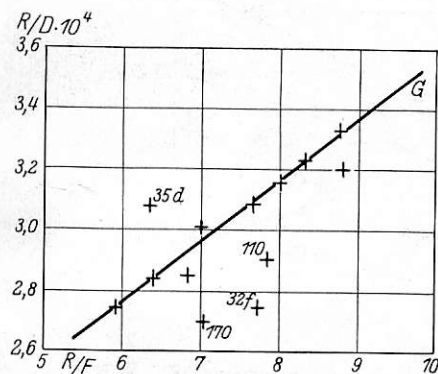


Abb. 2.

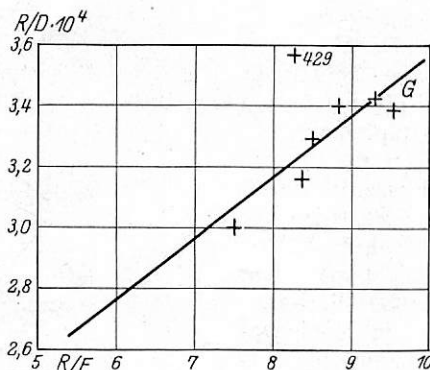


Abb. 3.

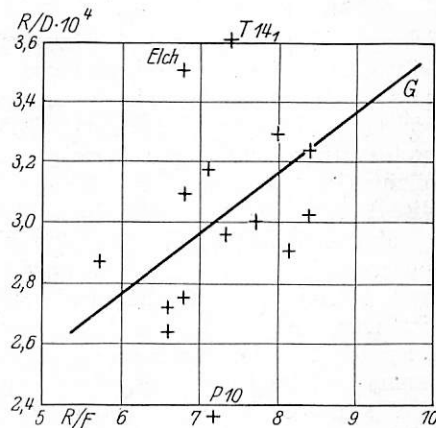


Abb. 4.

Abb. 2 bis 4: Linearer Verlauf zwischen R/D und R/F, gegeben durch Gerade G: $R/D \cdot 10^4 = 0,2 R/F + 1,57$.

Abb. 2. Naßdampflokomotive nach Sanzins Ergebnissen. Abb. 3. Heißdampflokomotive nach Sanzins Ergebnissen.

Abb. 4. Heißdampflokomotive mit Vorwärmer nach RZA-Ergebnissen.

Zusammenstellung 2.

Reihe	Bezeichnung nach VDEV	Druck at	Heizfläche m ²	Rostfläche m ²	Überhitzer m ²	Heizrohre			Rauchrohre		Überh.-Rohr-Durchmesser	F m ²	R/F	D/R kg	10 000 × R/D
						Zahl	Durchmesser	Länge	Zahl	Durchmesser					
P 8	2 C-h 2	12	145,0	2,64	58,9	123	45	4700	26	125	38	0,397	6,6	3790	2,64
P 10	1 D 1-h 3	14	202,8	4,0	82,5	110	50	5800	35	135	38	0,558	7,18	4220	2,37
O 1	2 C 1-h 2	16	238,0	4,5	100	129	49	5800	43	135	38	0,664	6,8	3650	2,74
O 2	2 C 1-h 4 v	16	238,0	4,5	100	129	49	5800	43	135	38	0,664	6,8	3230	3,09
XVIII H	2 C 1-h 3	14	215,8	4,5	72,0	156	51	5500	28	124	38	0,535	8,4	3080	3,24
XX HV	1 D 1-h 4 v	15	225,1	4,5	74,0	156	51	5800	28	124	38	0,535	8,4	3300	3,03
G 8 ₂	1 D-h 2	14	167,4	3,4	53,1	190	41	4100	34	125	40	0,497	6,84	3050	3,27
G 10	E-h 2	12	141,4	2,63	58,9	123	45	4700	26	125	38	0,397	6,6	3660	2,73
G 12	1 E-h 3	14	195,0	3,9	68,4	189	41	4800	34	125	40	0,505	7,72	3320	3,01
K	1 F-h 4 v	15	232,0	4,2	80,0	183	47	5500	32	125	37	0,573	7,32	3380	2,96
44	1 E-h 3	14	237,0	4,7	100	127	49	5800	43	135	38	0,660	7,12	3150	3,18
Ty 23	1 E-h 2	14	224,0	4,5	73,5	199	45	5000	34	125	40	0,563	7,97	3030	3,30
T 14 ₁	1 D 1-h 2	12	129,3	2,56	50,3	111	41	4700	26	125	38	0,347	7,36	2770	3,61
T 20	1 E 1-h 2	14	200,0	4,36	62,5	218	40	4500	34	125	38	0,537	8,14	3440	2,91
Elch	1 E 1-h 2	14	180,9	3,96	54,1	255	41	3700	32	125	38	0,584	6,78	2840	3,52
Lüb. Bü	D-h 2	13	100,6	2,04	38,0	126	39	3500	26	125	38	0,355	5,72	3480	2,87

menge D, die Größtwerte der Ausströmgeschwindigkeit und des Blasrohrdrucks sind demnach konstant. Es ist jedenfalls bemerkenswert, daß man über den Umweg von Dampfmesungen auf konstanten Blasrohrdruck als Kennzeichen für die Grenzleistung des Lokomotivkessels kommt, bloß bei Berücksichtigung eines einzigen Faktors mit Weglassung aller übrigen, also auf Grund von Untersuchungen, die nur den größten Durchschnitt erfassen können. Die Bemühungen, den nötigen Zug bei möglichst großen Blasrohröffnungen zu erreichen, müssen sich namentlich in einer Erhöhung der Grenzleistung auswirken.

Die vom Eisenbahn-Zentralamt erprobten Lokomotiven sind mit Abdampfvorwärmern versehen, die von Sanzin erprobten dagegen nicht. Auffallenderweise macht sich zwischen diesen beiden Gruppen ein Unterschied in der Grenzleistung nicht bemerkbar, obwohl doch die Kohlenersparnis von etwa 10 v. H. feststeht und in diesem Ausmaß eine Mehrleistung zu erwarten wäre. Eine Erklärung könnte in einer systematischen Abweichung der Dampfmesung liegen, doch deutet ein

*) Neuere Ergebnisse aus den Versuchen des Eisenbahn-Zentralamts mit Dampflokomotiven. Glasers Ann. 1926, Bd. 99. Heft 10, S. 129.

Vergleich der Dampfverbrauchszahlen nicht darauf hin. Nun ist der Teil des Abdampfes, der dem Blasrohr beispielsweise zur Vorwärmung um 75° abgezapft wird, theoretisch 15 v. H., vielleicht in Wirklichkeit infolge von Verlusten noch höher während die Ersparnis an Kohle und somit auch an Verbrennungsluft nur etwa 10 v. H. beträgt. Das Blasrohr ist daher verhältnismäßig stärker angestrengt. Grundsätzlich hat man daher in denjenigen Fällen, wo die Grenzleistung durch das Gebläse bestimmt wird, bei Einführung der Abdampfvorwärmung auf zwei entgegengesetzte Wirkungen zu rechnen, nämlich auf eine Erhöhung infolge der Kohlenersparnis und auf eine Herabsetzung infolge der Erschwerung der Blasrohrwirkung. Wenn diese zwei Wirkungen sich gerade aufheben, bleibt eine Leistungsvermehrung aus. Daß dies hier der Fall ist, sei nur andeutungsweise vermerkt, denn das Versuchsmaterial reicht hierfür nicht aus. Jedenfalls aber kann man durch entsprechende Vergrößerung von F die Kohlenersparnis voll zur Geltung bringen. Bei Kesseln für Abdampfvorwärmer sollte R/F vergleichsweise kleiner sein.

Mutmaßlich läßt sich Gl. 3) jeder Kohlenart durch Änderung der Konstanten anpassen, oder, nach Meineke, durch Einführung einer „äquivalenten“ Rostfläche*). Ausreichendes Versuchsmaterial habe ich hierfür nicht gefunden. Nur notdürftig eignen sich Versuche**) mit der 2D1-Verbundlokomotive der Spanischen Nordbahn, wobei ein Kohlegemisch von 7580 Kalorien, das zu ein Viertel Pulverkohle enthielt und 400 bis 500 mm Schichthöhe erforderte, verfeuert wurde. Dabei war $R = 5,0 \text{ m}^2$, $F = 0,536 \text{ m}^2$ (30 Rauchrohre 125 mm Durchmesser besetzt mit je vier Überhitzerrohren 36 mm Durchmesser), $R/F = 9,3$ und D/R wurde zu 2970 kg gefunden, während nach Gl. 3) sich 2920 ergibt. Nach diesem allerdings einzigen Beispiel wäre der Einfluß der Kohle nur gering, was auch verständlich wäre, weil ja die entsprechende Rostanstrengung schon durch R/F eingeführt ist.

Die Heizfläche haben wir bis jetzt außer Betracht gelassen, aber doch im richtigen Verhältnis vorausgesetzt. Gewöhnlich wird zur Beurteilung dieses Verhältnisses der Wert H/R und allenfalls H/F benützt, wodurch dann auch R/F folgt. Für gute Kohle gilt als erprobt etwa H/R 55 bis 60, und man setzt dieses Verhältnis um so niedriger an, je geringer die Rostanstrengung ist, die man der Kohle zumuten will. Mit dem Wert H/F hat sich sehr eingehend Oberbaurat Wagner***) beschäftigt, und er hat auf Grund seiner Erfahrung einen Kessel entwickelt, der ein guter Ausgangspunkt der Beziehungen sein kann, die zwischen R/F, H/R, H/F, D/R und D/H bestehen müssen. Für diesen Kessel ist: $R = 4,5 \text{ qm}$, $F = 0,75 \text{ qm}$, $R/F = 6$, $H = 247 \text{ qm}$ und nach Gl. 3) $D/R = 3610 \text{ kg}$, $D = 16250 \text{ kg}$, $D/H = 65,8$. Die Feuerbüchsheizfläche ist $17 \text{ qm} = 0,07 H$, die Überhitzerfläche $84 \text{ qm} = 0,34 H$, das von Wagner benützte Verhältnis der von den Heizgasen bestrichenen Flächen zum Querschnitt $w = (0,93 H + 0,34 H)/F = 1,27 \frac{H}{F} = 418$. Die Heizflächenbelastung kann man bei größerer Gasgeschwindigkeit wegen der besseren Wärmeleit-

fähigkeit größer nehmen, etwa verhältnismäßig mit der Wurzel der Geschwindigkeit, also $D/H = 65,8 \sqrt{\frac{D/R}{3610} \cdot \frac{1/6}{F/R}}$. Auf diese Art kommt man zu den in Abb. 5 dargestellten Verhältniszahlen. Als Folge der Gl. 3) muß danach das Verhältnis w mit wachsendem R/F zunehmen. Auch ändert es sich mit der Größe der Überhitzerfläche, die wir zunächst gleich $0,34 H$ vorausgesetzt haben, aber z. B. beim Kleinrohrüberhitzer mit etwa $0,5 H$ veranschlagen müssen. Dann ist w größer, wie in der Abb. 5 als w_k angegeben.

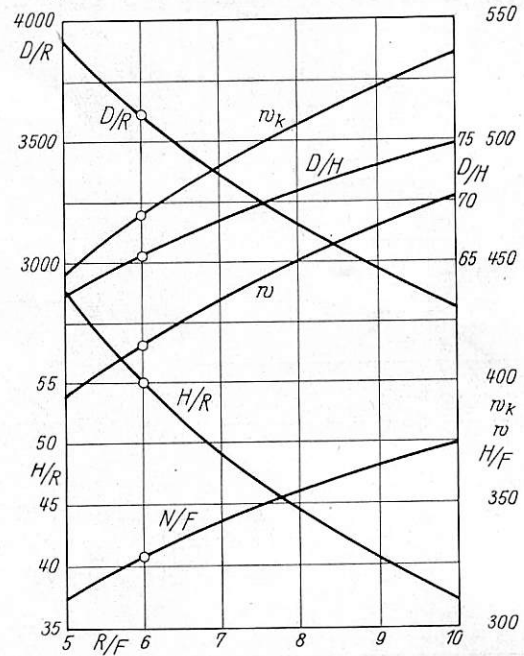


Abb. 5. Verhältnisse zwischen D, R, H, F und U.
 $w = (0,93 H + 0,34 H) F$, Großrohr-Überhitzer.
 $w_k = (0,93 H + 0,50 H) F$, Kleinrohr-Überhitzer.
 Ausgangspunkt $R/F = 6$, $H/R = 55$, $D/H = 65,8$.

Bei Garrat-Lokomotiven sind die Heizflächen wegen des kurzen Kessels meist kleiner, bei den großen amerikanischen Lokomotiven trotz geringerer Rostanstrengung größer, vielleicht oft bloß deshalb, um einen einheitlichen Rohrdurchmesser auch bei langen Rohren zu verwenden. Ein wesentlicher Unterschied gegenüber den hier vorausgesetzten mittleren Verhältnissen liegt allerdings bei amerikanischen Lokomotiven in den verhältnismäßig viel kleineren Dampfzylindern, die größere Füllungen, als bei uns üblich sind, erfordern. Hierbei steht durch den größeren Expansionsenddruck eine größere Arbeit für das Blasrohr von selbst zur Verfügung, und höhere Blasrohrdrücke können ohne weiteres in Kauf genommen werden. Für die starken Blasrohrschläge bei jedem Auspuff bilden vielleicht die langen Rohre eine Dämpfung.

Zusammenfassung: An Hand von Versuchsergebnissen wird nachgewiesen, daß für die Grenzleistung der Lokomotiven außer der Rostfläche die freie Durchgangsfläche der Rohre wesentlich maßgebend ist. Bei Abdampfvorwärmung ist Vergrößerung dieser Fläche zweckmäßig. Für die Heizfläche werden Verhältniszahlen in Abhängigkeit von R/F aufgestellt.

Neuere Pufferfedern für Fahrzeuge der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Von Geh. Baurat Halfmann.

Die seit langen Jahren für Eisenbahnfahrzeuge der D. R. G. übliche, in Abb. 1 dargestellte Pufferfeder hat den Übelstand, daß sie nach verhältnismäßig kurzer Betriebszeit stark zum Bruch neigt. Die gebrochenen Federn zeigen in der Regel den kennzeichnenden Bruch auf Verdrehung bean-

spruchter Bauteile meist im zweiten oder dritten Gang von der inneren Windung abgerechnet. Die D. R. G. ist daher um eine Feder von längerer Lebensdauer bemüht.

Die neue Feder muß aus wirtschaftlichen Gründen in demselben Raum, ohne Veränderung des Pufferkorbes

*) Meineke, Über die Dampferzeugung im Lokomotivkessel. Z. VDI 1919, S. 1169.

**) Z. VDI 1926, S. 1748 bis 1749.

***) Z. VDI 1929, S. 1224.

und seines Stößels, untergebracht werden. Sie soll die gleiche Federung wie die Regelfeder haben, wie in Abb. 2 dargestellt. Diese hat bei 1000 kg Belastung 30 mm Durchbiegung, die mit zunehmender Belastung nach einem parabolischen Gesetz langsam abnimmt, zwischen 15 und 16 t Be-

Eine mit 1, 2, 3, 4 usf. Tonnen belastete RF nimmt die in den Skizzen 6 und 7 dargestellten Formen an, die beispiels-

Abb. 2.

Abb. 1.

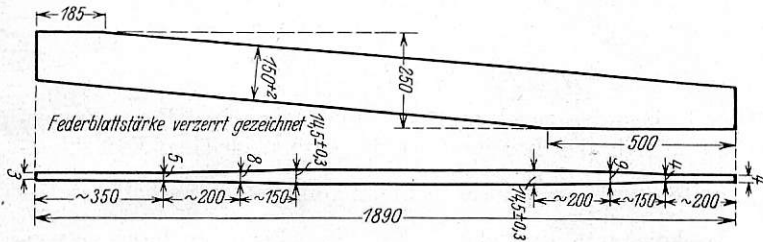
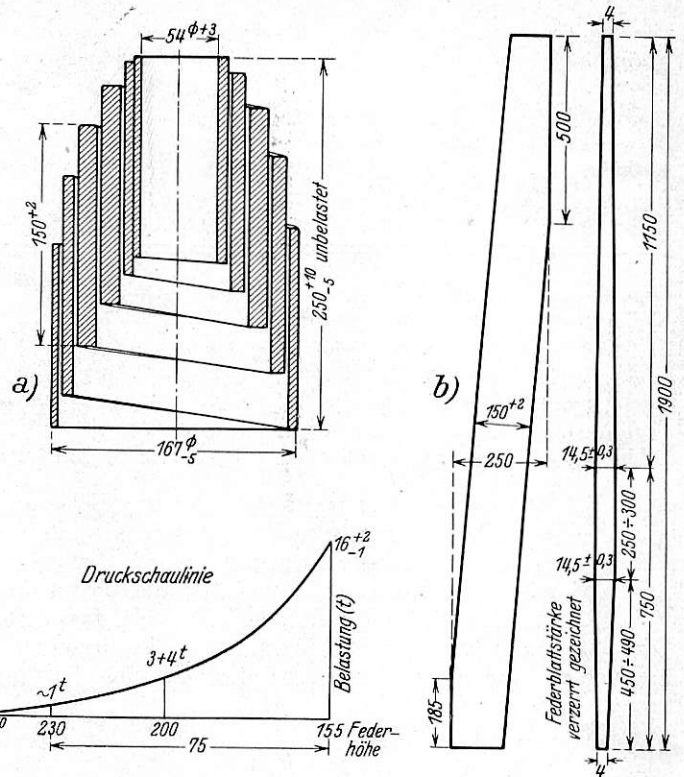
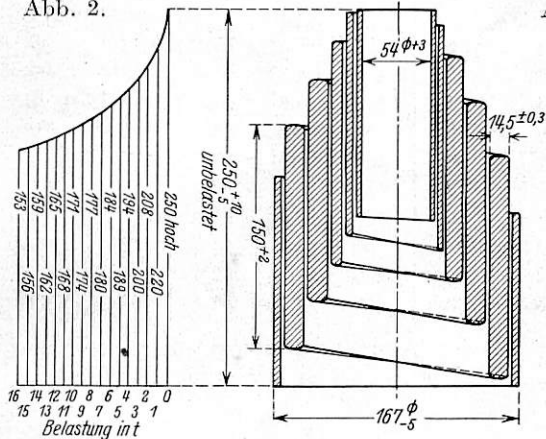


Abb. 3.

Abb. 4.

Abb. 5.

lastung nur noch 3 mm beträgt. Zu diesem Zweck wird das eine Ende des Federblattes auf 700 mm Länge von 14,5 mm Stahldicke auf 3 mm ausgewalzt (vergl. Abb. 3) und so gewickelt, daß diese Auswalzung die inneren Windungen bildet. Bei Belastung der Feder werden die inneren schwachen Querschnitte aber so stark beansprucht, wie weiter unten dargetan ist, daß diese zuerst brechen müssen. Es gilt also eine Federbauart zu finden, die weniger stark beansprucht wird, sich für den Austauschbau eignet und die gleiche Federungsarbeit wie die Regelfeder aufweist.

Die D. R. G. hat vielseitige Versuche zur Verbesserung der Wickelfedern unternommen. Diese Versuche haben dazu geführt, daß eine von den Federwerken Langen & Sondermann, Lünen i. W. entworfene Feder (Abb. 4) eingehend erprobt worden ist. Bislang sind rund 100000 Federn dieser Bauart mit befriedigendem Erfolg im Betrieb und die D. R. G. hat sich entschlossen, diese Feder in größerem Umfang zu erproben.

Die von Langen & Sondermann hergestellte Feder (im folgenden mit LF bezeichnet) kann ohne weiteres und ohne Kostenverteuerung an Stelle der Regelfeder (RF bezeichnet), eingebaut werden; die Federschaulinie ist bei beiden Federn gleich. Die LF ist haltbarer als die RF, was durch folgendes begründet ist.

Die Langenfeder ist gemäß Abb. 5 ausgewalzt; sie hat die gleiche Dicke von 14,5 mm auf etwa 300 mm und ist auf der einen Seite auf etwa 1150 mm und auf der anderen Seite auf etwa 450 mm bis auf je 4 mm Dicke ausgewalzt bei gleicher Blatthöhe von 150 mm. Sie ist so gewickelt, daß die längere Auswalzung nach außen, die kürzere im Inneren der Feder liegt. Diese Wicklung beansprucht die Feder günstiger und erhöht ihre Lebensdauer, wie dies die seit 1930 im Betriebe befindlichen Federn dartun.

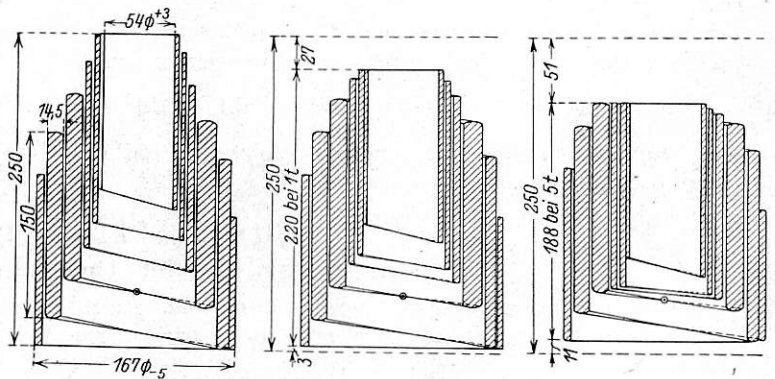


Abb. 6.

Abb. 7.

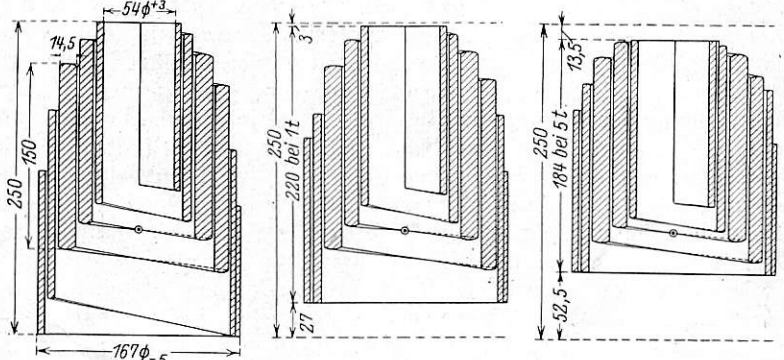


Abb. 8.

Abb. 9.

weise für 1 und 5 t Belastung sich ergeben haben; die inneren Windungen schieben sich zusammen, während die äußeren Windungen ziemlich unverändert bleiben. Bei der LF ist genau das Umgekehrte der Fall, wie die Skizzen 8 und 9 für die gleichen Belastungen andeuten. Bei den Belastungsversuchen ergaben sich folgende Werte. Bezeichnet man die

Windungen von Innen ab gerechnet mit 1, 2, 3, 4, 5 usw., so verschieben sich bei der Regelfeder und den Belastungen:

	1 t	2 t	3 t	4 t	5 t
Windung 1 um	11 mm	14 mm	14,5 mm	14,5 mm	14,5 mm
„ 2 „	13 „	20 „	23,5 „	26 „	26 „
„ 3 „	3 „	4 „	6,5 „	10 „	11 „
Gesamtfederhöhe	220 „	208 „	200 „	192 „	188 „

Bei der Langenfeder waren die Verschiebungen:

	1 t	2 t	3 t	4 t	5 t
Windung 1 um	3 mm	4 mm	5 mm	7 mm	9 mm
„ 2 „	1,5 „	2 „	3,5 „	5 „	5 „
„ 4 „	1,5 „	3 „	4 „	5 „	6 „
„ 5 „	24 „	33 „	41,5 „	44 „	46 „
Gesamtfederhöhe	220 „	208 „	196 „	189 „	184 „

Bei diesen Versuchen wurden die bei den Belastungen 1, 2, 3, 4 usw. Tonnen beanspruchten Windungen, ihre Blattdicke und ihr Halbmesser ermittelt gemäß den in nebenstehender Zusammenstellung A und B aufgeführten Werten.

Auf Grund dieser Unterlagen läßt sich das Verhältnis der Beanspruchungen der jeweils auf Verdrehung beanspruchten Federquerschnitte zwischen LF und RF (mathematisch genau) feststellen.

Nach „Hütte“ 1931 ist

$$k_d = \frac{P \cdot r}{\eta_2 \cdot h \cdot b^2}$$

worin bedeutet:

- k_d Verdrehungsbeanspruchung in kg/cm²,
- P Belastung in kg, r Verdrehungshalbmesser in cm,
- η_2 eine vom Verhältnis $\frac{h}{b}$ abhängige Zahl, die für $\frac{h}{b} = 10$ bis ∞ zwischen 0,313 und 0,333 liegt, h Stahlbreite und b Stahldicke.

A.				B.				
Stahlbreite	Stahldicke	Halbmesser	Belastung in	Stahlbreite	Stahldicke	Halbmesser	Belastung in	$\frac{k_d LF}{k_d RF}$
h	b	r	t	h	b	r	t	
150	3,5	38	1	150	6,4	68	1	0,536
150	3,6	39	2	150	7,5	67	2	0,395
150	4,6	41	3	150	8,3	65	3	0,486
150	5,8	43	4	150	8,8	64,5	4	0,654
150	6,5	46	5	150	9,8	64	5	0,618
150	7,3	47	6	150	11,5	63,5	6	0,545
150	7,8	47,5	8	150	13,3	63,5	8	0,461
150	9,5	47	10	150	13,5	63	10	0,662
150	10	46	12	150	14,1	63	12	0,686
150	13	52	15	150	14,5	52	15	0,805
150	14,5	55	18	150	14,5	51,5	18	0,936

Es habe eine LF bei der Belastung P den Halbmesser r_1 und die Dicke b_1 , eine RF bei derselben Belastung die Werte r_2 und b_2 , so folgt:

$$\frac{k_L}{k_R} = \frac{\frac{P \cdot r_1}{\eta_2 \cdot h \cdot b_1^2}}{\frac{P \cdot r_2}{\eta_2 \cdot h \cdot b_2^2}} = \frac{r_1 \cdot b_2^2}{r_2 \cdot b_1^2}$$

da P, h und η gleich groß sind und daher ausfallen. Es verhalten sich also bei derselben Belastung, gleichen Federblattbreiten und dem für sie in Frage kommenden Verhältnisse $\frac{h}{b}$ als konstant anzusehenden η_2 die Beanspruchungen proportional den Halbmessern und umgekehrt proportional den Quadraten der Blattdicken.

Setzt man für die einzelnen Belastungen P die zugehörigen

Werte von r und b ein, so ergibt sich gemäß der Spalte $\frac{k_d LF}{k_d RF}$ in Zusammenstellung B, daß die LF viel weniger beansprucht wird als die RF, wodurch sich zwanglos die längere Lebensdauer der LF erklärt.

Aus amtlichen Erlassen.

Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Nach den Oberbauvorschriften der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft vom Jahre 1928 ist die Überhöhung in Gleisbögen nach der Formel $h = \frac{8 v^2}{r}$ zu berechnen. Bei

kurzen Gleisbögen und schwierigen örtlichen Verhältnissen konnte die nach dieser Formel ermittelte Überhöhung mitunter nicht angewendet werden. Das hat dazu geführt, daß die Fahrgeschwindigkeit der Züge in Anpassung an die geringere Überhöhung herabgesetzt wurde. Da eine solche Herabsetzung der Fahrgeschwindigkeit bei Herausgabe der neuen Oberbauvorschriften nicht beabsichtigt war, mit der Neuregelung vielmehr der Zweck verfolgt wurde, die Annehmlichkeit des Befahrens ohne Einschränkung der bisherigen Fahrgeschwindigkeit zu erhöhen, hat die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft die Reichsbahndirektionen in einer Verfügung vom Mai 1932 ermächtigt, versuchsweise von Fall zu Fall Abweichungen von den Bestimmungen der Oberbauvorschriften zuzulassen.

Nach der Verfügung darf in allen Fällen in denen die vorgeschriebene Überhöhung bei schwierigen örtlichen Verhältnissen nicht angewendet werden kann die Überhöhung bis auf das äußerste Grenzmaß von $h = \frac{8 v^2}{r} - 30$ ermäßigt werden. Als geringstes Maß der Überhöhung sind 20 mm festzusetzen. Die errechneten Überhöhungen zwischen 10

und 20 sind auf 20 mm aufzurunden, Überhöhungen von $h < 10$ mm sind fortzulassen.

Örtlich ungünstige Verhältnisse haben die Anwendung der weiteren Bestimmungen der Oberbauvorschriften, daß ein gleichmäßig überhöhtes Bogenstück von mindestens der Länge der angrenzenden Überhöhungsrampe vorhanden sein soll gleichfalls wiederholt erschwert. In der erwähnten Verfügung ist daher zugelassen, daß das gleichmäßig überhöhte mittlere Bogenstück unabhängig von der Länge der Überhöhungsrampe eingeschränkt wird und zwar bis auf 30 m in Bögen die mit Geschwindigkeiten $v = 80$ km/h und bis auf 20 m in Bögen die mit geringerer Geschwindigkeit befahren werden.

Sollten die vorstehend zugelassenen Abweichungen nicht genügen, um bei besonders schwierigen Verhältnissen (zu kurzen Bögen) Fahrgeschwindigkeitsbeschränkungen zu vermeiden, so darf eine Kürzung der nach den Oberbauvorschriften vorgeschriebenen Länge der Überhöhungsrampe zugelassen werden. Dabei soll jedoch die Überhöhung auf eine nach der größten örtlich zulässigen Fahrgeschwindigkeit zu bemessende Länge auslaufen und das Verhältnis der Überhöhung zur Länge der Überhöhungsrampe in der Regel 1:10 v betragen. (v = größte Fahrgeschwindigkeit in km/h). Bei besonders schwierigen Verhältnissen darf ein Neigungsverhältnis 1:8 v zugelassen werden. Die Neigung der Über-

höhungsrampe darf aber das unterste Grenzmaß 1:400 niemals unterschreiten.

Weiter wurde zugelassen, daß die zwischen Gegenbögen einzuschaltende nicht zu überhöhte Zwischengerade, die nach den Oberbauvorschriften mindestens 50 m lang sein soll von Fall zu Fall auf das in der Eisenbahnbau- und Betriebsordnung vorgeschriebene Maß von mindestens 30 m herabgesetzt wird.

Kann trotz Anwendung der genannten äußersten Grenzmaße ein Bogen nicht ordnungsgemäß hergerichtet werden,

so muß die Geschwindigkeit herabgesetzt werden und zwar bei Halbmessern bis 1000 m um 30 v. H., bei Halbmessern von 1000 m bis 2000 m fallend bis 0 v. H. der nach der Eisenbahnbau- und Betriebsordnung für den Bogenhalbmesser zulässigen größten Fahrgeschwindigkeit, wenn keine Überhöhung oder kein Übergangsbogen oder keines von beiden vorhanden und auch nicht zu erreichen ist. Ist beides, jedoch in unzureichendem Maße vorhanden, so ist die zulässige Geschwindigkeit durch Zwischenschaltung zu ermitteln.
D.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Kolbenlokomotive mit Kondensation.

Die Schwierigkeiten, die viele Bahnen, z. B. in Argentinien, mit der Speisewasserversorgung für die Lokomotiven haben, machen eine Abhilfe dringend wünschenswert, da Transport- und Reinigungskosten für das Wasser und die Ausbesserungskosten der Lokomotivkessel sehr hohe Ausgaben erfordern. Am zweckmäßigsten scheint die Anwendung eines Lokomotivtyps, der kein oder nur sehr wenig Wasser verbraucht. Es wurden Diesellokomotiven oder Turbinenlokomotiven versucht, die jedoch von der normalen Lokomotivbauart stark abweichen. Das erwies sich aber nicht ratsam in Ländern, wo Klima, Betriebs- und Personalverhältnisse in erster Linie Einfachheit der Bauart verlangen. So hat auch die von Ljungström gelieferte Turbolokomotive für die Argentinischen Staatsbahnen durch ihre Vierteiligkeit und Ausbesserungskosten im Betrieb nicht befriedigt, obwohl sie geeignet war, durch die Kondensation des Abdampfes neben der angestrebten Brennstoffersparnis auch zur Lösung der Wasserfrage beizutragen.

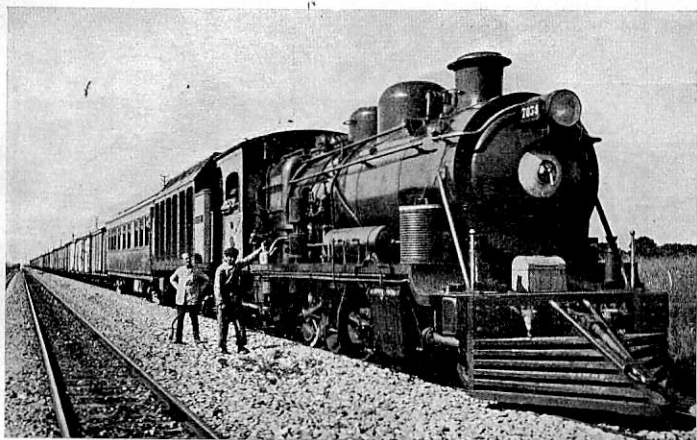


Abb. 1. Kolbenlokomotive mit Kondensation.

Der immer wiederkehrende Wunsch nach einer Lösung des Wasserproblems in einer für den Betrieb geeigneten Weise führte die Firma Henschel & Sohn A. G., Kassel, auf den Gedanken, die Kondensation des Abdampfes an einer sonst normalen Kolbenlokomotive durchzubilden. Hierfür wurde die 1D 1-h 2 Meterspur-Bauart der Argentinischen Staatsbahn ausersuchen (Abb. 1). Der Abdampf wird benutzt, um die Niederschlagseinrichtung zu betreiben. Er dient also nicht zur Erzeugung von Zugkraft, wie bei dem von Henschel für die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft ausgeführten Abdampfturbinen-Triebtender für eine P 8. Auf Vakuum wurde verzichtet und der Kondensator für Atmosphärendruck ausgebildet, wodurch sich eine gute Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Umgebungsluft, die als Kühlmittel dient, ergibt. Dadurch war es möglich, die erforderliche Kondensanlage für die in Argentinien im Sommer sehr hohen Lufttemperaturen (bis 55°) auf dem Tender unterzubringen. Durch sorgfältige Abstimmung von Ventilatoren, Kondensator und Abdampfturbine gelang es, für den Antrieb der Ventilatoren mit einem Abdampfdruck auszukommen, der nicht höher liegt als der sich

bei der normalen Lokomotive durch das Blasrohr einstellende Gegendruck. Die Leistung der Lokomotivmaschine wird also durch die Nachschaltung der Kondensationsanlage nicht verringert.

Da der Abdampf zur Zugerzeugung wegfällt, erhielt die Lokomotive ein Saugzuggebläse, das aus einer Turbine und einem Gebläserad besteht und quer in der Rauchkammer unter dem Schornstein angeordnet ist.

Der Abdampf der Lokomotivzylinder wird zunächst durch einen Ölabscheider geführt und gelangt durch bewegliche Rohrleitungen zum Tender, wo er die Antriebsturbine für die Ventilatoren treibt und dann im Kondensator niedergeschlagen wird (siehe Abb. 2). Das heiße Kondensat wird in den Kessel der Lokomotive zurückgepumpt. Geringe Undichtigkeitsverluste in diesem Wasserkreislauf werden aus einem Rohwasservorrat auf dem Tender ersetzt. Das Rohwasser gelangt aber nicht unmittelbar in den Kessel, sondern über einen kleinen Verdampfer, dessen



Abb. 2. Kondensator.

Schwaden ebenfalls im Kondensator niedergeschlagen werden. Der Wasserkreislauf bleibt also völlig rein. Die Lokomotive hat wie die übrigen Lokomotiven dieser Klasse bei der Argentinischen Staatsbahn, Ölfeuerung, die um jeden Dampfverlust nach außen zu vermeiden, mit Druckzerstäubung arbeitet, ähnlich wie es bei ölgefeuerten Schiffskesseln üblich ist. Weiter ist auch sonst jeder Dampfverlust nach Möglichkeit vermieden. So sind die Speisepumpen und die Luftpumpen, der Turbogenerator und auch das eine Sicherheitsventil an die Dampfleitung angeschlossen. Statt einer Dampfpeife erhielt die Lokomotive eine Druckluft-sirene.

Die Lokomotive wurde im vergangenen Herbst in Kassel fertiggestellt und im Januar — der heißen Jahreszeit in Argentinien — auf den Linien der Argentinischen Staatsbahn in den normalen Zugdienst eingesetzt. Die Firma Henschel & Sohn hatte gegenüber der Argentinischen Staatsbahn die Gewähr übernommen, daß die Lokomotive mit voller Last 600 km ohne Wassernachschub zurücklegen muß. Diese Gewähr wurde von der Lokomotive nicht nur erreicht, sondern wesentlich überschritten. So wurden

z. B. auf der Strecke Santa Fé—Tucuman 759 km mit schweren Zügen von 1100 bis 1400 t ohne Wassernehmen zurückgelegt, wobei die Lufttemperatur bis zu 54° in der Sonne betrug. Die Kondensationsanlage hat sich sehr gut bewährt und trotz der oft sehr hohen Lufttemperatur stets den gesamten Abdampf der Lokomotive niedergeschlagen. Kürzlich gelang es, die ganze Strecke von etwa 800 km ohne Wassernehmen zu durchfahren.

Diese Lokomotive dürfte also eine Lösung für die Wasserschwierigkeiten aller Bahnen, die unter schlechtem Speisewasser oder unter Wassermangel leiden, darstellen. Die Maschine bedarf keiner besonderen Wartung oder Schulung des Personals; sie ist einfach in der Konstruktion, so daß es möglich ist, vorhandene Lokomotiven auf den Kondensationsbetrieb umzubauen und somit das bereits im Lokomotivpark angelegte Kapital auszunutzen — ein Gesichtspunkt, dem unter den heutigen wirtschaftlichen Verhältnissen besondere Bedeutung zukommt. — Roosen.

Kohlenstaublokomotive.

Auf der 3. internationalen Kohlentagung zu Pittsburgh Ende November v. J. wurde über den Bau und die Versuchsergebnisse mit neuartigen Kohlenstaublokomotiven auf der Kansas City Southern Railway berichtet. Diese rüstete 1925 eine ihrer Mallet-Lokomotiven mit 56 t Zugkraft, 11,5 at Kessel-Druck, 8,2 m² Rostfläche, 34 m² Feuerbuchsen-Heizfläche, 481 m² Ges.-Heizfläche und Überhitzung, mit dem „Einheitssystem“ der Kohlenstaubfeuerung aus. Auf den Tender wurde die durch eine Dampfturbine mit Zahnradgetriebe angetriebene Kohlenmühle mit 2,7 t/h-Leistung mit der Hilfsausrüstung aufgebaut. Mit dem Abdampf der Turbine wurde das Speisewasser vorgewärmt. Ein Gebläse blies den erzeugten Kohlenstaub mit Luft durch die Mühle zum Brenner der Feuerbuchse. Die Lokomotive lief zwischen Pittsburgh, Kansas und Heavener, Oklahoma auf einer Strecke von 340 km über große Steigungen von 5—18°/100. Zur Feuerung wurde Feinkohle (z. B. 1,6% Feuchtigkeit, 35% Flüchtiges, 52% C, 11% Asche, 5,8% S, 7200 kcal/kg) verwendet, deren Kosten nur halb so hoch waren als die der üblichen Rostkohle. Kohlenverbrauch und Verbrennung waren befriedigend. CO₂ ergab sich zu 15,3%. CO war in den Rauchgasen nicht vorhanden. Bei den Versuchen wurde der anfangs vorn an der Brennkammer angeordnete Brenner nach hinten verlegt. Ebenso schienen verschiedene andere Abänderungen von Vorteil zu sein. Dies führte dazu, 1929 den Einbau der verbesserten Feuerung bei einer zweiten Mallet-Lokomotive vorzunehmen. Auf dem Tender liegt ein Wasserbehälter von 73 m³ Inhalt, darüber ein Ölbehälter von 4,5 m³ für das Öl zum Hilfsbrenner, und nach der Lokomotive zu der trichterförmige Kohlenbehälter für 23 t Kohle. Aus diesem wird die Kohle mittels eines durch eine kleine Kolbendampfmaschine bewegten Getriebes einem kurzen Schraubenförderer zugeführt, der sie zum Einlauf der Mühle hebt. Die Mühle von 3,6 t/h-Leistung wird durch eine 100 PS-Getriebe-Dampfturbine angetrieben und ist unmittelbar quer an der vorderen Tenderwand aufgestellt, um kurze Staubleitung zur Feuerbuchse zu erhalten. Der Abdampf der Turbine wird zur Vorwärmung der Luft, die durch die Mühle geht, benutzt und dann in dem Wasserbehälter zur Vorwärmung des Speisewassers niedergeschlagen. Die Feuerbuchse ist 3,76 m lang, 2,44 m weit, hat 41 m² Heizfläche und einen gesamten Inhalt von 16,3 m³, von denen 64% unter dem Feuerschirm liegen. Der Brenner liegt unten am Ende der Feuerbuchse. In ihm mischt sich das von der Mühle kommende Staub-Luft-Gemisch mit Zweitluft, die durch den Schornsteinzug in das Brennergehäuse eintritt, nachdem sie sich an den Seiten und am Boden des Aschekastens erwärmt hat. Der Überhitzer ist eine kombinierte Feuerbuchsen-Rauchrohr-Type, der Kopf liegt teils unter dem vorderen Teil der Feuerbuchse während die Rohre teils hinter dem Feuerschirm, teils im vorderen Teil der Überhitzer-Rauchrohre in der Feuerbuchse liegen. Durch diese Bauart wird eine hohe Dampftemperatur erzielt, der Zug verbessert und die Gefahr des Verstopfens der Rohre mit Flugasche vermindert.

Die Verbesserungen bewährten sich. Besonders zeigte sich eine bessere Anpassung der Feuerung an den Dampfbedarf. Temperaturmessungen an den Seiten und in der Mitte der Feuerbuchse ergaben nahezu gleiche Temperaturen von 1270—1280—

1270° C und ein andermal 1290—1330—1300° C. Die Kohlenfeinheit war 98,7% durch das 100-Sieb und 94% durch das 200-Sieb. Die durchschnittliche Dampftemperatur war 380°, die

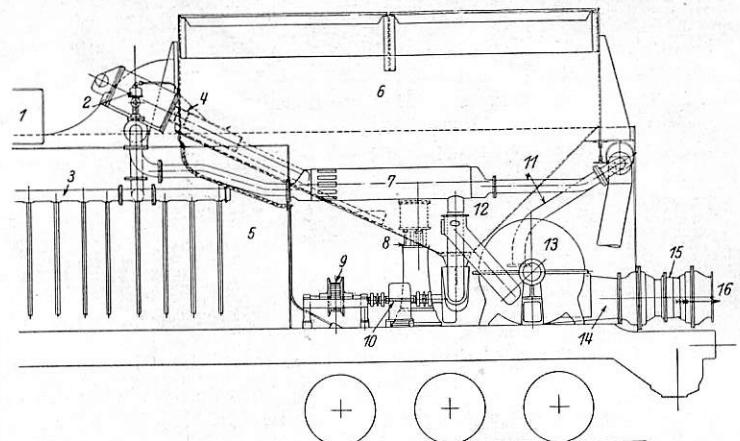


Abb. 1. Längsschnitt des Tenders mit der Kohlenstaub-Ausrüstung bei der Kansas City Southern Lokomotive.

- 1 Ölbehälter von 4,5 m³ Inhalt
- 2 Temperatur-Regelventil
- 3 Auspuffdampf-Kondensator und Wasservorwärmer
- 4 Kohlen-Vortreiber
- 5 Wasserbehälter von 73 m³ Inhalt
- 6 Kohlenbehälter für 23 t Kohle
- 7 Luftvorwärmer
- 8 Kolbendampfmaschine für die Kohlenförderung
- 9 Verstellbares Riemengetriebe
- 10 Untersetzungsgetriebe
- 11 Dampfturbinen-Auspuff
- 12 Zuführung vorgewärmter Luft
- 13 Hochleistungs-Kohlenstaubmühle von 3,6 t/h Leistung
- 14 Brennstoff-Zuführungsleitung
- 15 Biegsame Verbindung
- 16 zur Feuerbuchse

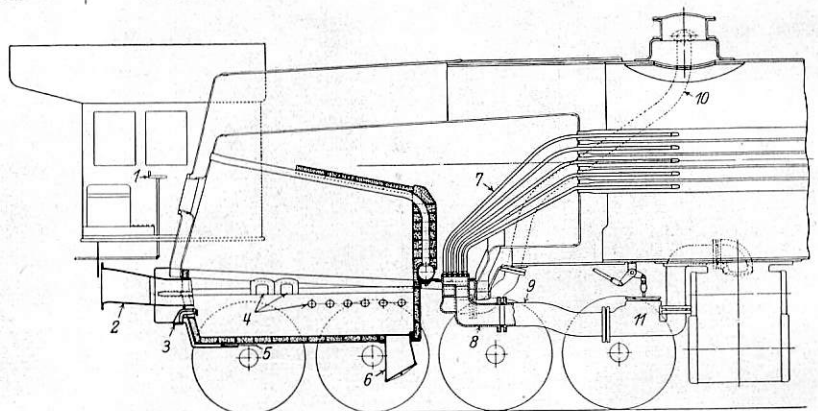


Abb. 2. Längsschnitt der Feuerbuchse mit der Kohlenstaub-Ausrüstung bei der Kansas City Southern Lokomotive.

- 1 Steuerung der Kohlenstaubfeuerung
- 2 Kohlenstaubbrenner
- 3 Hilfs-Ölbrenner
- 4 Eintritt der Zweitluft
- 5 Vorgewärmte Luft
- 6 Aschekasten
- 7 Kombiniertes Feuerbuchsen-Rauchrohr-Überhitzer
- 8 Überhitzerkopf
- 9 Leitung für überhitzten Dampf
- 10 Sattldampfleitung
- 11 Drosselventil

durchschnittliche Abgastemperatur 393° C und der durchschnittliche Kesseldruck 17,36 at. Dies sind Durchschnittswerte aus verschiedenen Fahrten auf der Graden bei verschiedenen Belastungen. Leider mußte der weitere Betrieb der Lokomotive wegen Mangels an schweren Frachtzügen eingestellt werden. Die verschiedenen Fahrten ergaben einen durchschnittlichen Kohlenverbrauch von 27,3 kg/1000 tkm, den geringsten von 23,6 kg und den größten von 30,6 kg. Die Versuche werden in günstigerer Zeitlage fortgesetzt werden. P.

Ein zweiachsiger Schienenomnibus für 90 km/Std. Geschwindigkeit.

Bei einer Neubeschaffung von Triebwagen ist von der französischen Paris-Lyon-Mittelmeerbahn (PLM) den Wagenbauanstalten die Aufgabe gestellt worden, ein leichtes, möglichst billiges Fahrzeug zu entwickeln, das für Geschwindigkeiten von über 90 km/Std. geeignet ist. Die Abb. 1 zeigt eine Lösung dieser Aufgabe, zu der sich die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg, auf Grund umfangreicher Versuche entschlossen hat. Der im Versuchszustand dargestellte Schienenomnibus hat kürzlich auf den von der Reichsbahndirektion Nürnberg hierfür zur Verfügung gestellten Schnellzugstrecken Nürnberg-Bamberg und Nürnberg-Neumarkt (Opf.) mit einer Nutzlast von 7300 kg, d. h. mit 19,8 t Gesamtgewicht Geschwindigkeiten bis zu 97 km/Std. erreicht und lief trotz seiner zweiachsigen Bauweise auch über 90 km/Std. außerordentlich

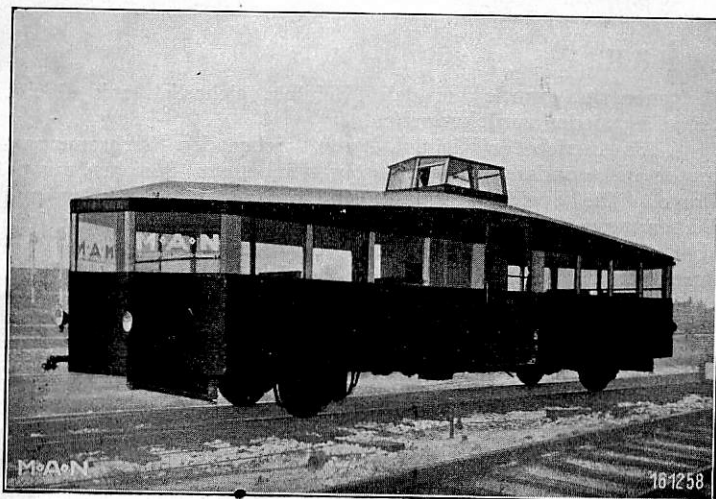


Abb. 1.

Gesamtansicht des PLM-Schienenomnibusses im Versuchszustand.

ruhig. Diese guten Laufeigenschaften sind durch eine neuartig durchgebildete Laufwerkordnung erreicht worden.

Als Triebwerksteile sind in den PLM-Schienenomnibus der 140 PS-Sechszylinder-MAN-Lastwagen-Dieselmotor, eine normale Scheibenkupplung, das Vierganggetriebe des MAN-Dreihachslastwagens sowie ein Kegelrad-Wendegetriebe eingebaut, die sämtlich in einem besonderen, leicht zugänglichen und nach unten absenk- baren Maschinenrahmen untergebracht sind. Vom Wendegetriebe wird die Antriebsleistung durch Kardanwellen auf die beiden Achsen übertragen. Um das Fahrzeug von den Erschütterungen durch den Motor möglichst freizuhalten, wurde der Maschinen- rahmen unter Zwischenschaltung einer dämpfenden Gummi- federung an den beiden Hauptquerträgern aufgehängt. Bei der Auswahl der Antriebsselemente sind ganz besonders solche Teile bevorzugt worden, die als reihenmäßig hergestellte und bewährte Lastwagenteile verhältnismäßig billig zur Verfügung standen.

Die Anordnung des in Wagenmitte über das Wagendach hinausragenden Führerstandes ermöglichte es, das Geschwindig- keitsgetriebe von oben her, wie im Lastwagen, rein mechanisch zu schalten. Es führen zu diesem Zweck vom Getriebe aus Schalt- stangen in den Führerstand, die mittels eines üblichen Kugel- kopfschaltknüppels betätigt werden. Außer den vier Vorwärts- gängen ist für Rangierzwecke ein Rückwärtsgang mit kleiner Geschwindigkeit vorgesehen. Bei Fahrtrichtungsumkehr an den Endhaltestellen wird das Wechselgetriebe umgestellt.

Um dem Führer für beide Fahrtrichtungen eine gleich bequeme Handhabung seiner Apparate zu ermöglichen, sind diese z. T. doppelt angeordnet worden. Der Führersitz ist als Schlitten ausgeführt worden und läßt sich in seiner Entfernung von den Fußhebeln so verstellen, daß er für jede Körpergröße des Führers passend eingestellt werden kann. Das Schaltgestänge sowie die Rohr- und elektrischen Leitungen werden in schmalen Kanälen von der in Wagenmitte in den Kasten hineinragenden Motor- haube zum Führerstand hochgeführt; die Form der Kanäle wurde so schmal gewählt, damit auch die im hinteren Wagenteil sitzenden Fahrgäste freie Sicht nach vorne haben.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXIX. Band. 18. Heft 1932.

Das gesamte Wagenuntergestell, der Motorrahmen und das Gehäuse des Wendegetriebes sind geschweißt worden.

Die Druckluft-Ölbremse des Fahrzeugs wirkt als Einzelrad- bremsen auf Bremsstrommeln mit Innenbacken. Als Notbremse wird noch eine elektromagnetische Schienenbremse, Bauart Jores, eingebaut, die an Luftzylindern der Knorr-Bremse A.-G. auf- gehängt ist.

Das Fahrzeug ist dazu bestimmt, allein zu fahren, und wurde deshalb auch nicht mit der normalen Zug- und Stoßvorrichtung ausgerüstet; es ist lediglich ein gefederter Zughaken zum Ab- schleppen vorhanden.

Der beschriebene MAN-Diesel-Schienenomnibus hat eine Kastenlänge von 12,8 m bei 2,7 m Kastenbreite. Sein Radstand beträgt rund 7 m. Es sind 44 Sitzplätze vorgesehen, nach deren Besetzung noch Platz für 36 stehende Fahrgäste bleibt; die Wagen- enden erhalten keine Sitzplätze und sind zum Abstellen von

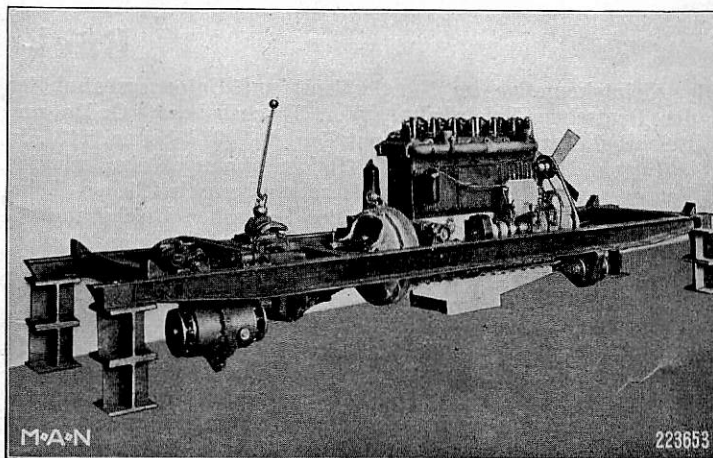


Abb. 2. Motorrahmen mit Maschinensatz. Der Kugelkopfschalt- knüppel auf dem Getriebekasten sowie der Ventilator gehören nicht zu der Anordnung.

Gepäckstücken gedacht. Wegen des durch kleine seitliche Fenster vom Führerraum aus gut übersichtlich angeordneten Mitteleinstiegs ist das Fahrzeug auch für Einmannbetrieb geeignet. Cramer.

2 C2-h2 Lokomotive der Chicago, Milwaukee, St. Paul and Pacific Railway.

Diese von Baldwin gebauten Lokomotiven sind insofern bemerkenswert, als bei ihnen eine Reihe von Neuerungen gleich- zeitig zur Anwendung gekommen ist.

Die Lokomotiven besitzen Kleinrohrüberhitzer, Mehrventil- regler und in der Feuerbüchse und Verbrennungskammer insgesamt drei Wassenumlaufkammern. Der Lokomotivrahmen ist samt den beiden Zylindern in einem Stück aus Stahl gegossen. Ebenso besteht der Rahmen des sehr geräumigen Tenders aus einem einzigen Stück; er ist zugleich so durchgebildet, daß er den Boden des Wasserbehälters bildet und dessen Fassungsvermögen ver- größert. Auch das Schleppgestell der Lokomotive und die beiden dreiachsigen Drehgestelle des Tenders sind ganze Stahlgußstücke. Sie besitzen sämtlich Außenlager mit Rollen. Bei allen Loko- motiven sind außerdem Aufbereitungsanlagen für das Speise- wasser*) und die bei den neueren amerikanischen Lokomotiven beinahe selbstverständliche selbsttätige Rostbeschickung, bei einem Teil der Lokomotiven, die mit Braunkohle gefeuert werden, außerdem noch Wirbel-Funkenfänger**) vorgesehen.

Um das Aussehen der Lokomotive zu verbessern hat man die Luftpumpe nicht mehr am Kessel angebaut, sondern vor dem linken Zylinder unmittelbar am Rahmen befestigt. Das Umlauf- blech besteht nicht mehr aus dem üblichen Riffelblech, sondern aus einem gitterartig gelochten und gepreßten Blech, das neben dem Vorzug des kleineren Gewichts und der geringeren Ausgleit- gefahr auch die Schnee- und Wasseransammlung und damit die Eisbildung verhindern soll.

Für die Radkörper der Treib- und Kuppelachsen hat man

*) Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1931, S. 316.

**) Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1932, S. 167.

als besondere Neuerung für den amerikanischen Lokomotivbau die in Deutschland schon lange übliche Form gewählt, bei der die an der Kurbel und am Gegengewicht liegenden Speichen durch besondere Rippen verstärkt sind.

Die Lokomotive besitzt Baker-Steuerung. Von ihrer übrigen Ausrüstung ist noch die mit Druckluft betriebene Pfeife zu erwähnen, die vorn neben dem Schornstein sitzt, sowie die Zugbeeinflussungsvorrichtung der Union Switch and Signal Co. Die Tragfedern sowie das Innere des Tenders und der Luftbehälter sind mit einem neuartigen Rostschutzüberzug versehen.

Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind folgende:

Kesselüberdruck	15,8 at
Zylinderdurchmesser	2 × 660 mm
Kolbenhub	711 „
Heizfläche der Feuerbüchse samt Wasserkammern und Wasserrohren	39,0 m ²
Heizfläche der Rohre	350,0 „

Heizfläche des Überhitzers	168,0 m ²
Heizfläche — im ganzen — H	557,0 „
Rostfläche R	7,4 „
Durchmesser der Treibräder	2007 mm
Durchmesser der Laufräder vorn/hinten	914/1092 „
Achstand der Kuppelachsen	4267 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	12421 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive einschl. Tender	24879 „
Reibungsgewicht	88,0 t
Dienstgewicht der Lokomotive G	172,0 „
Dienstgewicht des Tenders	130,0 „
Vorrat an Wasser	57,0 m ³
Vorrat an Brennstoff	18,2 t
H:R	75
H:G	3,2 m ² /t
Metergewicht	—
(Rly. Age 1932, 1. Halbj., Nr. 4.)	R. D.

Bücherschau.

Die Kleinlokomotive im Rangierdienst auf Unterwegsbahnhöfen der Deutschen Reichsbahn. Von Reichsbahnrat Galle und Reichsbahnrat Witte. Format Din A 5, 242 Seiten, 113 Abbildungen, Preis 10,50 *ℛ.ℳ.* (Reichsbahnangehörige erhalten Vorzugspreis!) Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H., bei der Deutschen Reichsbahn.

Gedrängt durch die fortschreitende Entwicklung im Straßenverkehr verwendet auch der Eisenbahnbetrieb in steigendem Umfange neuartige Betriebsmittel. Nach dem Triebwagen tritt nunmehr die Kleinlok als Betriebseinheit hervor. Im Gegensatz zum Triebwagen, bei dem die Konstrukteure schon frühzeitig brauchbare Lösungen suchten, ist die Kleinlok im Eisenbahnbetrieb etwas neues. Sie gestaltet den Verschiebetrieb auf den Unterwegsbahnhöfen grundlegend um, macht ihn einerseits von den Zugloks unabhängig, entlastet andererseits den Unterwegsgüterzug von der Verschiebearbeit. Sie will dem schienengebundenen und damit zwangsläufigen Eisenbahnbetrieb vermehrte Beweglichkeit und Schlagfertigkeit gegenüber dem Straßenverkehr geben.

Welch weiter Weg aber von der Idee bis zur Verwirklichung führt, wieviel Überlegungen zu leisten, wieviel praktische Erfahrungen zu machen sind, kann man aus vorliegendem Buch deutlich ersehen; doch liefert die Abhandlung auch den Beweis, wie gute Konstruktionslösungen sich durch exakte Forschung und Denkarbeit mit den derzeitigen technischen Mitteln im vornhinein erreichen lassen.

In den ersten Kapiteln wird die zu stellende Aufgabe näher erläutert; die daraus sich ergebenden Konstruktionsgrundlagen werden dargelegt. In den folgenden Abschnitten sind die grundsätzlichen Konstruktionseinheiten, wie Motore, Getriebe, Steuerung, Übertragung, selbsttätige Zughaken-Kupplung behandelt. Dann folgen Kapitel über die Bedienung, Erhaltung und den richtigen Einsatz der Kleinlok, weiterhin die Wirtschaftlichkeitsuntersuchungen. Das letzte Kapitel behandelt die Durchführung der Versuche bei der Deutschen Reichsbahn.

Aus den betrieblichen Bedürfnissen heraus ergaben sich zwei Haupttypen von Kleinlok, deren obere Leistungsgrenzen bei 40 und 150 PS liegen. Die Größe der eingebauten Motorleistung mußte hauptsächlich aus wirtschaftlichen Erwägungen beschränkt werden, so daß die Kleinlok der Leistungsgruppe I Motoren von 20 bis 25 PS, die der Leistungsgruppe II, solche von 50 bis 65 PS erhalten haben.

Die weiteren Fragen des Antriebs sind eingehend behandelt. Interessant ist der Wirtschaftlichkeitsvergleich zwischen Vergaser- und Dieselmotorantrieb: die Verfasser kommen zum Schluß, daß unter Berücksichtigung des höheren Kapitalaufwandes und der derzeit noch größeren Unterhaltungsarbeit für die Kleinlok mit Dieselmotor der Vorteil des billigeren Betriebsstoffes erst bei einem gewissen Betriebsstoffverbrauch (etwa 20 kg/Tag) tatsächlich zur wirtschaftlichen Auswirkung kommt.

Die bei Verwendung eines Verbrennungsmotors notwendigen Getriebe sind ausführlich dargestellt; auf diesem Gebiet sind gerade in den letzten Jahren erhebliche Fortschritte erzielt worden. Auf den in England auch für Triebwagen vielfach verwendeten

Kettenantrieb wurde bei den Kleinlok, sicherlich mit Recht, teilweise wieder zurückgegriffen.

Als Antrieb für Kleinlok kommt neben dem Verbrennungsmotor insbesondere der elektrische von einem Speicher aus in Frage. Die Speicher-Kleinlok sind in der Konstruktion und Bedienung einfacher als die Verbrennungsmotorkleinlok, benötigen aber eine eigene Ladeanlage, die im Zusammenwirken mit dem durch die Kapazität der Batterie beschränkten Fahrbereich die Freizügigkeit behindert. Welche Kleinlokbauart im Einzelfall am wirtschaftlichsten arbeitet, muß erst die Erfahrung lehren.

Die Konstruktion der Kleinlok wurde im vornhinein darauf abgestellt, die Bedienung durch fachlich nicht vorgebildetes, sondern nur durch angeleitetes Personal zu ermöglichen. Die Praxis hat gezeigt, daß das Personal auf den Bahnhöfen dem neuen Betriebsmittel großes Interesse entgegenbringt, wodurch die Einführung erleichtert wird.

Die Bauarten der einzelnen zur Konstruktion herangezogenen Firmen sind vorerst noch außerordentlich verschieden ausgefallen. Die mit den einzelnen Bauarten gesammelten Erfahrungen werden allmählich zu einer Typung führen, soweit nicht die rasche Entwicklung auf dem Gebiete der Verbrennungsmotoren und der Getriebe dem entgegensteht. Wie weit die bisherigen Erfahrungen für die Neukonstruktion verwertet werden konnten, wie weit sich die Typung durchsetzen konnte, wird sicherlich in der 2. Auflage des Buches zur Darstellung kommen. Ihr Erscheinen wird ebenso zu begrüßen sein, wie das der 1., bereits vergiffenen Auflage; vermittelt doch das Buch nicht nur dem Maschineningenieur, sondern auch dem Eisenbahnbetriebsmann außerordentlich vielseitige, wertvolle Erkenntnisse und Erfahrungen.
Dr. Friedrich.

Technologisches Wörterbuch. Technological Dictionary. By Hoyer-Kreuter. Sixth Edition. Edited by A. Schlomann. Second Volume: English-German-French. Copyright 1932 by Julius Springer, Berlin. 767 Seiten. Preis geb. 78,— *ℛ.ℳ.*

Der nach dem Englischen geordnete, zweite Band des großangelegten Technologischen Wörterbuches ist rasch nach dem ersten Band erschienen. Für die englisch sprechende Welt und für alle, welche das reiche englische technische Schrifttum zu bearbeiten haben, bedeutet er ein unübertreffliches Hilfsmittel bei Übertragungen ins Deutsche oder Französische. Die Anlage des Wörterbuches ist derart, daß auf das englische Stichwort die deutsche und französische Übersetzung folgt; an die Stichworte reißen sich in gleicher Reihenfolge und in erschöpfender Reichhaltigkeit die abgeleiteten Ausdrücke. Der Band ist somit völlig unabhängig vom ersten Band, der die deutschen Ausdrücke voranstellt, zu gebrauchen. Die dort angebrachten Bezugzahlen und Buchstaben beziehen sich auf weitere Fremdsprachen. Der vorliegende Band II bestärkt den Eindruck, daß die von Schlomann besorgte 6. Auflage des Technologischen Wörterbuches eine Bereicherung der deutschen Lexikographie ist, auf die wir stolz sein können. Dem zweiten Band ist wie dem ersten bei seinem bleibenden Wert und seiner dauerhaften Ausstattung voller Erfolg zu wünschen. Dr.-Ing. L. Schneider, München.