

Untersuchung der Haftungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Bremsvorgang.

Von Reichsbahnoberrat Metzkow, Berlin.

Hierzu Tafel 15.

Die in letzter Zeit immer stärker betonte Notwendigkeit einer Erhöhung der Fahrgeschwindigkeiten von Eisenbahnzügen zwingt zur gleichzeitigen Ausnutzung der äußersten Bremsmöglichkeiten. Hierfür kommt im Eisenbahnbetrieb in erster Linie die Ausnutzung der Haftung zwischen Rad und Schiene in Frage. Die bisher, insbesondere durch die „Hütte“ bekannten Galtonschen Werte für die Reibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene sind, wie ich im Laufe meiner Ausführungen noch näher nachweise, für die Praxis nicht maßgebend, weil es sich bei ihnen in Wirklichkeit um Reibungsverhältnisse und nicht um Haftung handelt. Denn für den Bremsvorgang ist es von grundlegender Bedeutung, daß die auf die Räder durch Bremsklötze und ähnliche Einrichtungen ausgeübten Hemmungen nicht zu einem vorzeitigen Stillstand (Festbremsen) der Achsen noch während des Laufens der Fahrzeuge führen, da die durch eine festgebremste Achse hervorgerufene Verzögerung erheblich geringer ist als die Verzögerung, die unter äußerster Ausnutzung der Haftung des rollenden Rades erreicht werden kann. Die Gründe hierfür sind aus den folgenden Ausführungen ersichtlich.

Da gerade jetzt wegen des Baues der zahlreichen neuen, insbesondere schnellfahrenden Fahrzeuge eine genaue Kenntnis der höchstzulässigen Abbremsungsverhältnisse notwendig ist, erscheint mir die Mitteilung der nachfolgenden Versuchsergebnisse besonders wichtig, zumal von verschiedenen Seiten auf Verzögerungsgrößen hingewiesen wird, deren praktische Erreichbarkeit auf Grund meiner sehr umfangreichen Versuche nicht zu erwarten ist.

Ich hatte bereits in meinen früheren Veröffentlichungen in Glasers Annalen*) auf die Durchführung der in Frage stehenden Versuche hingewiesen, die sich jedoch infolge ihres außerordentlich großen Umfanges bis jetzt hingezogen haben. Die Versuche wurden von mir in der Bremsversuchsanstalt Grunewald in gemeinsamer Arbeit mit meinem wissenschaftlichen Mitarbeiter Dipl.-Ing. A. Hempel durchgeführt.

Die ursprüngliche Absicht, die Haftungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene durch Prüfstandsversuche auf dem großen Grunewalder Bremsprüfstand durchzuführen, wurde aufgegeben, weil mit Rücksicht auf die Notwendigkeit, bei den Versuchen gleichzeitig die betrieblichen Beeinflussungen des Haftungswertes durch Schienenstöße, Riffelbildung u. dergl. sowie durch Witterungseinflüsse zu berücksichtigen, die Durchführung der Versuche auf der freien Strecke unbedingt erforderlich war. Die erzielten, in nachfolgenden Zusammenstellungen dargestellten Versuchswerte umfassen daher alle Beeinflussungen durch die genannten Umstände; Sonderversuche z. B. über den Einfluß von Riffelbildungen, Schienenstößen usw. sind nicht durchführbar, da es praktisch nicht möglich ist, ein unbedingt zuverlässiges Bild von dem bei der höchsten Haftwertentwicklung gerade vorhandenen Schienenzustand zu erhalten. Einfacher liegen die Verhältnisse in bezug auf Klärung des Einflusses von beginnendem Regen sowie nassen abgewaschenen Schienen, da die Versuchsdurchführung sich diesen Witterungsverhältnissen anpassen ließ. Der Zu-

stand des beginnenden Regens, bei dem, wie die Erfahrung lehrt und auch durch Versuche nachgewiesen wurde, besonders ungünstige Haftungsverhältnisse vorhanden sind, wurde zwecks genauester Erfassung durch künstliche leichte Benässung der vorher trockenen Schienen geschaffen.

Für die Versuche mit geringem Achsdruck wurde ein zweiachsiger Meßwagen mit 7,50 m Radstand verwendet, bei dem die eine Achse eine Belastung von 8,2 t, die andere Achse eine solche von 9,9 t besitzt. Für die Versuche mit 15,5 t Achslast wurde ein besonderer Güterwagen (Rungenwagen) mit 6,50 m Radstand verwendet. Der erstgenannte Wagen ist gleichzeitig mit den gesamten Meßeinrichtungen versehen. Es bestand zunächst die Absicht, wie ich in meinen Ausführungen im Jubiläums-Sonderheft von Glasers Annalen*) ausführte, die Abbremsung der Meßachsen durch einen besonderen Bremszaum vorzunehmen, dessen Drehmoment sich unmittelbar an einer Meßdose bzw. Meßfeder äußern sollte. Diese Konstruktion erwies sich jedoch aus den verschiedensten Gründen als unzumutbar. Die grundsätzliche Versuchsanordnung (Textabb. 1) wurde deshalb so gewählt, daß bei dem in Frage stehenden Meßwagen jede Achse für sich durch Bremsklötze und zusätzliche Reibscheiben abgebremst werden kann. Der durch das Abbremsen erzeugte Widerstand des Wagens wird durch eine in die Zugstange eingebaute Meßdose auf Schreibeinrichtungen im Wagen selbst übertragen. Der Wagen wurde bei den Versuchen durch eine Lokomotive unter Zwischenschaltung mehrerer starr gekuppelter vierachsiger Wagen (zwecks Dämpfung der Lokzuckungen) mit der jeweils gewünschten Geschwindigkeit durchgezogen, wobei außerdem noch zwischen dem Meßwagen und dem vorhergehenden Wagen eine federnde Kupplung eingeschaltet war, um dem Wagen einen möglichst unbeeinflussten Lauf zu geben. Eine Pufferberührung zwischen Meßwagen und dem vorangehenden Wagen fand nicht statt, da anderenfalls eine unübersehbare Beeinflussung der auf die Meßdose ausgeübten Zugkräfte hätte eintreten können.

Von besonderer Bedeutung für die genaue Kenntnis der Haftungsverhältnisse war die genaueste Überwachung des Laufes der gebremsten Achse im Vergleich zu der nichtgebremsten Achse, da, wie die Versuche einwandfrei gezeigt haben und wie auch aus den als Beispiel beigefügten Diagrammen (Textabb. 5 und 7) hervorgeht, vor dem völligen Festbremsen der Achsen von einer bestimmten Abbremsungshöhe ab ein sich stetig steigender Schlupf eintritt. Naturgemäß ist es für den Betrieb von entscheidender Bedeutung, nur mit Werten zu rechnen, bei denen noch kein Schlupf vorhanden ist, wenngleich, wie die Diagramme zeigen, der Widerstand des Wagens nach eingetretenem Schlupf vor Festbremsen der Achsen z. T. sogar noch steigt.

Zur Schlupfüberwachung ist jede Achse mit einer Kontaktscheibe ausgerüstet, auf der wiederum mehrere Kontaktreihen vorgesehen sind, um auch bei geringen Geschwindigkeiten möglichst zahlreiche Kontakte je Achsumdrehung bzw. in der Zeiteinheit (Sek.) zu erhalten. In den als Beispiel beigefügten Diagrammen (Textabb. 5 und 7) wurde bei den verschiedenen Geschwindigkeiten eine Kontaktzahl von rund 30 in der Sek.

*) Glasers Ann. 1. Dezember 1926 und Jubiläums-Sonderheft vom 1. Juli 1927.

*) Glasers Ann. vom 1. Juli 1927.

gewählt, die bereits eine genaue Festlegung des Schlupfbeginnes ermöglicht. Die verwendeten, von Siemens und Halske gelieferten Schreibeinrichtungen können bis zu 150 Kontakten in der Sek. aufzeichnen. Eine Ansicht der gesamten Schreibeinrichtung ist in Textabb. 2, eine solche der Kontaktscheiben in Textabb. 3, wiedergegeben.

Die Meßdose ist eine von der Firma Dr.-Ing. Wazau, Tempelhof, gelieferte Flüssigkeits-Membranmeßdose, an die gleichzeitig ein Röhrenschreiber und ein Druckanzeiger angeschlossen ist. Der Röhrenschreiber besitzt eine zentrale Flüssigkeitszuführung, da bei dem z. T. sehr großen Papieranschub (bis 250 mm in der Sek.) ein starker Schreibfarbenverbrauch stattfindet. Um die Genauigkeit der eingebauten Meßdose ständig zu überwachen, wurde sie vor jeder Versuchsfahrt mit Hilfe eines ebenfalls von der Firma Wazau gelieferten Meßbügels (Textabb. 4) geeicht. Zwecks Ausschaltung etwaigen

mit Sandung wurde die Benässung der Schienen sowie die Sandstreuung ebenfalls vom Meßwagen aus geregelt.

Bei den Versuchen mit dem Rungenwagen bot das Festbremsen der Achse bei hohen Geschwindigkeiten wegen des geringen Reibungswertes der Bremsklötze erhebliche Schwierigkeiten und machte außerordentlich starke konstruktive Durchbildungen der Bremsgestänge erforderlich. Außerdem wurden bei ihm, wie auch beim Meßwagen, zur Verstärkung der Bremswirkung noch besondere Bremscheiben (mit Kunstreibmaterial) für jede Achse angewendet.

Die Errechnung des Haftungswertes μ_h erfolgte nach der Beziehung:

$$Z = G \cdot \mu_h + E$$

wobei Z die durch den Gesamtwiderstand des Meßwagens erzeugte Zugkraft, G den von der Versuchssache ausgeübten Achsdruck, μ_h den Haftungswert zwischen Rad und Schiene

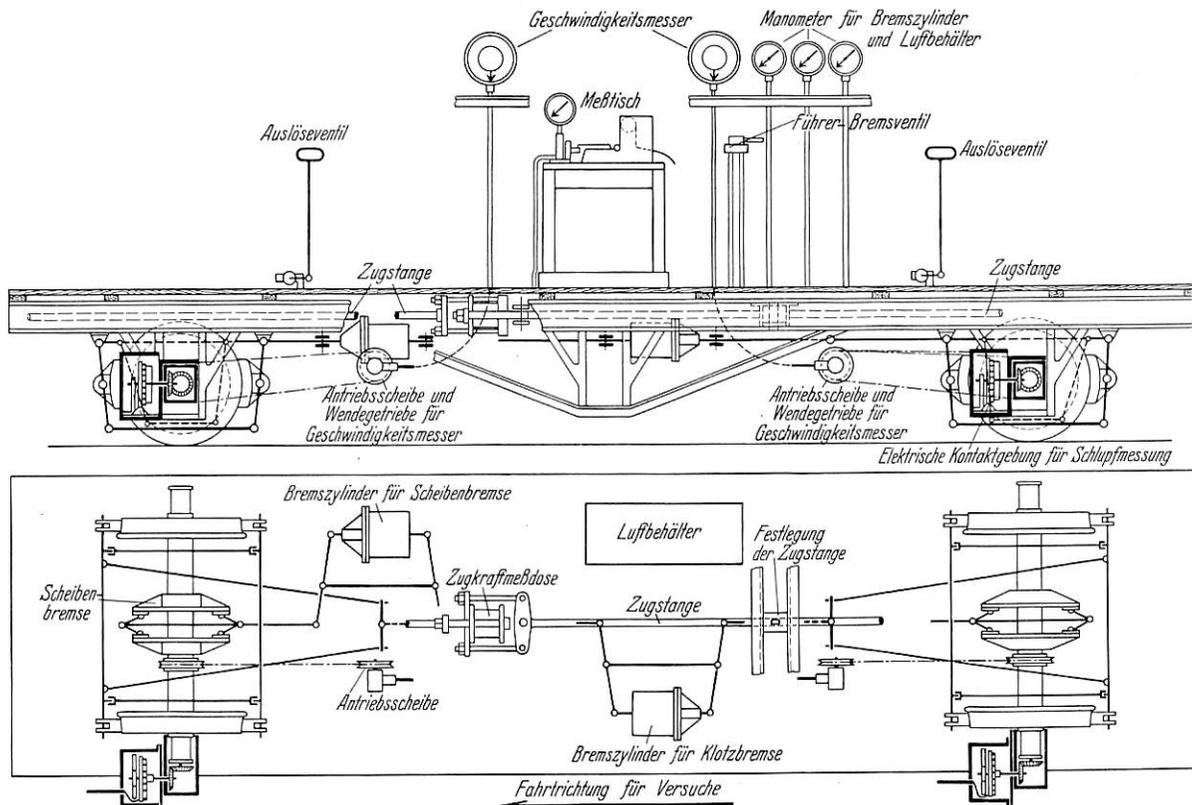


Abb. 1. Grundsätzliche Darstellung der Versuchseinrichtungen des Meßwagens.

vorhandenen toten Spiels wurde der Meßdose ständig eine geringe konstante Vorspannung gegeben.

Bei der Versuchsdurchführung selbst wurde, wie bereits erwähnt, der Meßwagen durch die Lokomotive mit der jeweils gewünschten Versuchsgeschwindigkeit durchgezogen, wobei dann zunächst jedesmal der für die betreffende Geschwindigkeit vorhandene Eigenwiderstand des Wagens durch die Meßdosenaufzeichnung festgelegt wurde. Dann wurde mit Hilfe eines Führerbremsventils die Abbremsung der gewählten Versuchssache vom Meßwagen aus vorgenommen. Die Abbremsungshöhe wurde so weit gesteigert, bis die Achse festgebremst war. Zur Vermeidung von Flachstellenbildung wurde dann unmittelbar nach dem Festbremsen durch zwei große Auslöseventile der Bremszylinderdruck wieder abgelassen, wodurch sich die Achse wieder in Gang setzte. Wie die Diagramme zeigen, ist auch bei dieser Inangansetzung ein allmählicher Übergang vom Gleiten bis zum vollkommenen Abrollen vorhanden (vergl. die Kontaktaufzeichnungen der Schlupfüberwachung auf den Diagrammen).

Bei den Sonderversuchen mit schlüpfrigen Schienen und

und E den Eigenwiderstand des Meßwagens bedeuten. Eine Berücksichtigung des von der Zugkraft ausgeübten geringen Drehmomentes erwies sich als nicht notwendig, da die Versuche, die immer nur in einer Fahrtrichtung durchgeführt wurden, mit jeder Achse durchschnittlich übereinstimmende Ergebnisse brachten. Bei der Auswertung der Diagramme mußte zunächst durch Messung und Zählung der Elektro-Schlupfaufzeichnungen der Schlupfbeginn festgelegt und dann zu diesem Punkt der Zugkraftaufschreibung ermittelt werden. In den Diagrammen ist eine Versetzung der Punkte vorhanden, bedingt durch die konstruktive Durchbildung des Schreibapparates.

Die Versuchsgeschwindigkeiten konnten bei dem Meßwagen wegen seines verhältnismäßig großen Radstandes bis zu 100 km/h gesteigert werden, während bei dem Rungenwagen wegen seines kurzen Radstandes die Geschwindigkeiten von 80 km/h nicht überschritten werden konnten. Als kleinste Geschwindigkeit wurde 10 km/h angewendet, einerseits weil bei noch geringeren Geschwindigkeiten die genaue Innehaltung der Gleichmäßigkeit nicht mehr recht möglich war und weil

außerdem für das Bremswesen ein besonderes Interesse für die Kenntnis der Haftungsverhältnisse innerhalb des Geschwindigkeitsbereiches von 10 bis 0 km/h praktisch nicht vorliegt. Aus den Versuchen ist einerseits mit Sicherheit zu entnehmen, daß ein nennenswertes Abnehmen des Haftwertes bei der Geschwindigkeitsverminderung von 10 km/h nicht zu erwarten und darum auch kein Festbremsen der Achsen beim Übergang auf $V = 0$ km/h zu befürchten ist. Falls der Haftwert zwischen $V = 10$ km/h und $V = 0$ km/h steigen sollte, so

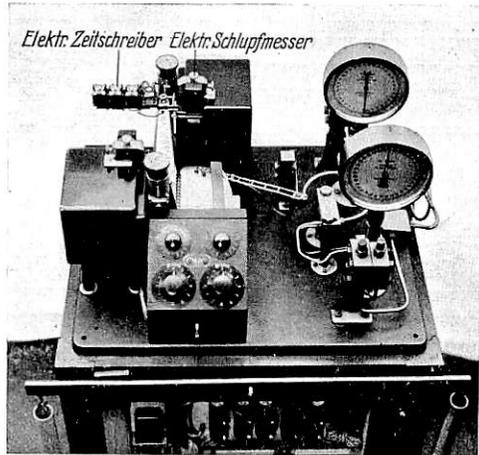


Abb. 2. Meßtisch für Zugkraftaufschreibung und Schlupfmessung.

würde dieser Umstand für das Bremswesen von keiner besonderen Bedeutung sein, insbesondere, weil er nicht etwa für die Erzielung einer nennenswerten Bremswegverkürzung ausnutzbar wäre.

Um für den Betrieb zuverlässige Werte zu erhalten, war es erforderlich, jede Versuchsgruppe mit außerordentlich zahlreichen Wiederholungen durchzuführen. Bei jedem Einzelversuch wurde ein Diagramm aufgenommen, aus dem dann

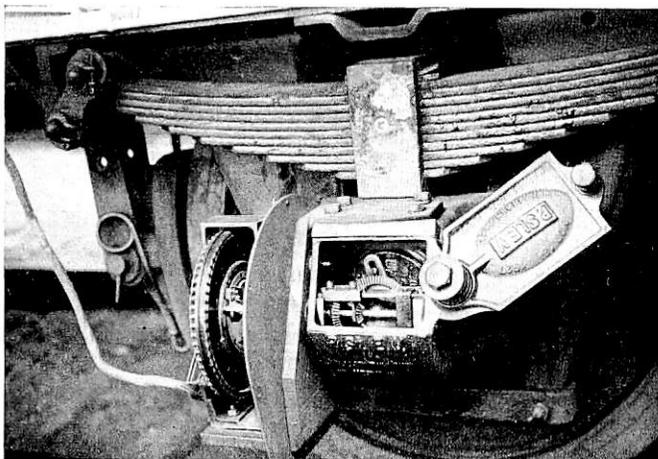


Abb. 3. Elektrische Kontaktgebung für Schlupfmessung.

der Eigenwiderstand des Fahrzeugs, der Schlupfbeginn, der beim Schlupfbeginn vorhandene Haftwert und schließlich der Reibungswert nach Festbremsen der Achse ermittelt werden mußte (vergl. die entsprechenden Vermerke auf den Diagrammen). Da alle Diagramme in ihrer Tendenz grundsätzlich übereinstimmen, so habe ich mich hier auf die Wiedergabe von drei Diagrammen (Textabb. 5 bis 7) beschränkt, die unter gleichen Witterungsverhältnissen (bei trockenem Schienenzustand) aufgenommen wurden. Die Versuche wurden stets nur auf Horizontalstrecken und in der Geraden vorgenommen, um irgendwelche Beeinflussungen durch schwankende Schwer-

kraftkomponenten sowie durch Kurvenreibung zu vermeiden. Bei hohen Geschwindigkeiten war es bisweilen erforderlich, wegen des dann im allgemeinen etwas unruhigeren Laufes des Versuchswagens und der dadurch verursachten Schreiber-schwankungen aus dem Kurvenverlauf für den Beginn des Schlupfzustandes den Haftwert mit Hilfe einer Mittellinie zu bestimmen.

Interessant und charakteristisch ist das starke Abfallen der Zugkraft nach Festbremsen der Achsen, woraus ohne weiteres die Ursache für starke Verminderung der Verzögerung gegenüber dem Rollzustand zu ersehen ist. Die Größe dieser Reibungswerte für festgebremste Achsen ist als Mittel ebenfalls aus den Diagrammen für die verschiedenen Geschwindigkeiten ermittelt worden, um einerseits ihre absolute Höhe für die verschiedenen Geschwindigkeiten und Belastungszustände kennen zu lernen und um außerdem Vergleiche mit den Galtonschen Werten anstellen zu können, worauf am Schluß dieser Ausführungen noch besonders hingewiesen wird.

Die aus den Diagrammen ermittelten Haftwerte sind in Einzelpunkten für die verschiedenen Versuchsgruppen als Funktion der Geschwindigkeiten aufgetragen. Wegen der großen Zahl der Einzelpunkte mußten diese in den Darstellungen z. T. nebeneinander aufgezeichnet werden. Die Zusammenstellungen sind in den Abb. 1 bis 6, Taf. 15 wiedergegeben. Wie aus den einzelnen Versuchsgruppen zu ersehen

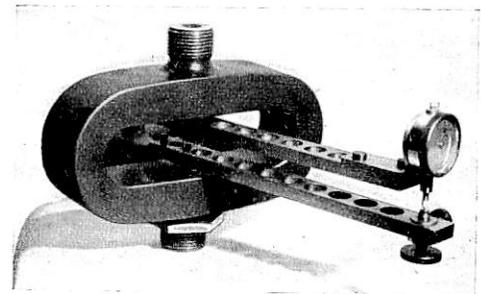


Abb. 4. Meßbügel (Bauart Wazau) für Eichung der Meßdose.

ist, liegen die ermittelten Haftwertpunkte in ziemlich starken Streugrenzen und gerade deshalb erschien es mir zweckmäßig, hier die einzelnen Punkte der festgestellten Haftwerte zu zeigen, um eine möglichst anschauliche Darstellung des Streubereiches zu bieten. Aus den Darstellungen ist ohne weiteres zu ersehen, daß es nicht angängig ist, aus den gewonnenen Einzelpunkten Mittelwerte zu bestimmen, einerseits, weil nicht für jeden Geschwindigkeitsbereich eine gleiche Anzahl von Versuchspunkten vorlag, andererseits vor allem aber deswegen nicht, weil die Versuche ergeben haben, daß im Betriebe mit der tiefsten Lage der Haftwerte gerechnet werden muß. Ich habe deshalb den Hauptbereich der Haftwerte für jede Versuchsgruppe durch je zwei Linienzüge begrenzt, wodurch die Gesamtheit der Haftwerte jeweils zu einem Bande zusammengefaßt wird.

Die Darstellungen zeigen, daß einerseits bei gleichen Achsdrücken die Bandlage für trockene und ganz nasse (durch Regen abgspülte) Schienen im wesentlichen übereinstimmt und daß außerdem eine weitgehende Übereinstimmung der absoluten Größe der Haftwerte auch bei den beiden gewählten Achsdrücken (9 t und 15,5 t) für gleichartige Versuchsbedingungen vorhanden ist. Die letztere Tatsache ist außerordentlich wichtig und kommt den Bremsbedürfnissen für die immer mehr vergrößerten Achsdrücke sehr entgegen.

Um über die Größe der spezifischen Flächenbelastung für verschiedene Achsdrücke sowie verschiedene Raddurchmesser ein Bild zu gewinnen, wurden prüfstandsmäßig Sonderversuche angestellt mit zylindrischen Segmentstücken, die

Halbmesser von 500, 750 und 1000 mm besaßen. Mit diesen wurden auf dem blank und glatt gemachten Kopf einer fabrikenen Schiene (Profil Nr. 8) Belastungsproben mit 5,1 t, 7,5 t und 10,1 t ausgeführt. Die sich bildenden Berührungsflächen wurden mit Kohlepapier auf Papierzwischenlagen auf-

Die Zusammenstellung zeigt, daß die spezifische Belastung mit zunehmender Belastung steigt und zwar (nach graphischer Kontrolle) in den versuchten Belastungsgrenzen annähernd linear. Andererseits nimmt die spezifische Belastung bei zunehmendem Raddurchmesser ebenfalls linear ab.

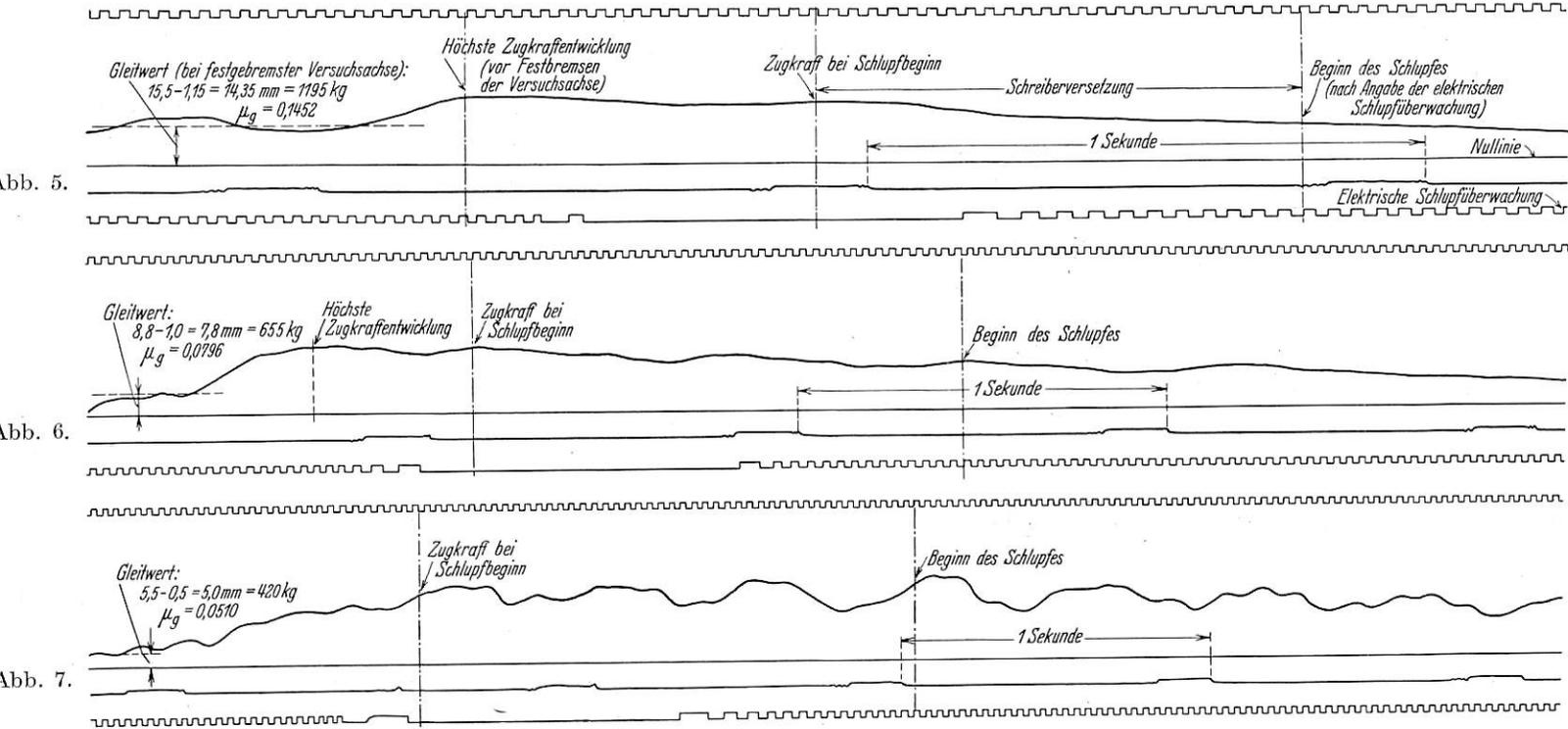


Abb. 5.

Abb. 6.

Abb. 7.

Zugkraftschaulinien zur Ermittlung des Haftwertes

Zu Abb. 5:

Beginn des Versuchs bei km 56,5
 Geschwindigkeit V . . . = 10 km/h
 Höhe der Kurve 27,2—2,3 . . = 24,9 mm
 Zugkraft am Wagen . . . = 2036 kg
 Achsdruck = 8,2 t
 Haftungswert μ = 0,2474
 Ausschläge pro Rad-
 umdrehung = 30/30
 Schienen: trocken
 Versuchsfahrt: Grunewald—Güsten
 30. Juni 1933.

Beginn des Versuchs bei km 56,5
 Geschwindigkeit V = 10 km/h
 Höhe der Kurve 24,5—2,3 . . = 22,2 mm
 Zugkraft am Wagen = 1824 kg
 Achsdruck = 8,2 t
 Haftungswert μ = 0,2216
 Ausschläge pro Rad-
 umdrehung = 30/30
 Schienen: trocken

Zu Abb. 6:

Beginn des Versuchs bei km 22,5
 Geschwindigkeit V = 30 km/h
 Höhe der Kurve 27,5—2,0 . . = 25,5 mm
 Zugkraft am Wagen = 2084 kg
 Achsdruck = 8,2 t
 Haftungswert μ = 0,2532
 Ausschläge pro Rad-
 umdrehung = 10/10
 Schienen: trocken
 Versuchsfahrt: Grunewald—Güsten
 30. Juni 1933.

gedrückt und planimetriert. In Textabb. 8 sind einige Beispiele in photographischer Wiedergabe dargestellt. Die Auswertung der Druckflächen ergab die in folgender Zusammenstellung enthaltenen Mittelwerte:

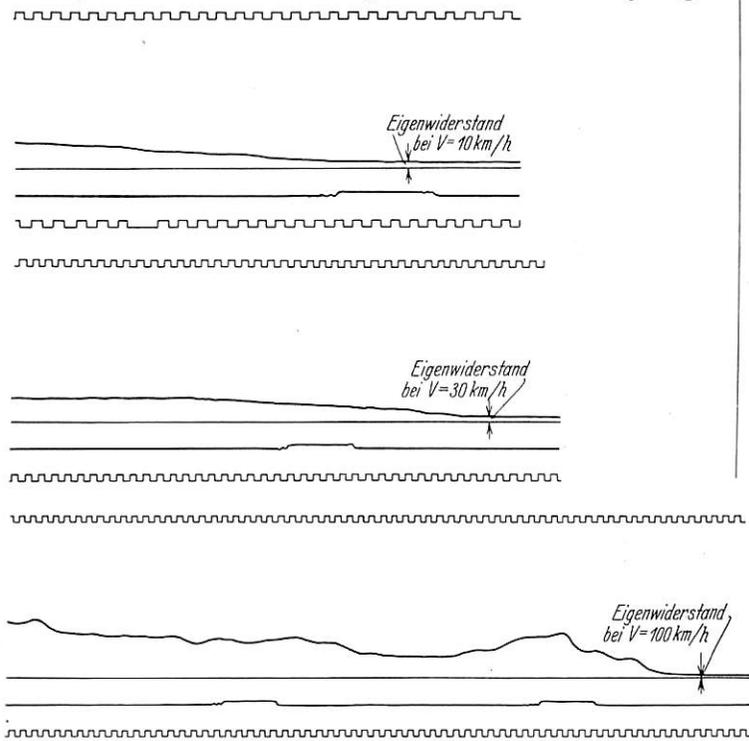
Be- lastung	Raddurchm. 1000		Raddurchm. 1500		Raddurchm. 2000	
	mittl. Auf- lage- fläche	mittl. spez. Flächen- druck	mittl. Auf- lage- fläche	mittl. spez. Flächen- druck	mittl. Auf- lage- fläche	mittl. spez. Flächen- druck
t	mm ²	kg/mm ²	mm ²	kg/mm ²	mm ²	kg/mm ²
5,1	209	24,4	240	21,3 (0,87) ^o	286	17,8 (0,73) ^o
7,5	254	29,5 (1,21) ^x	293	25,6 (0,90) ^o (1,20) ^x	348	21,6 (0,73) ^o (1,21) ^x
10,1	293	34,5 (1,41) ^x	333	30,3 (0,88) ^o (1,42) ^x	399	25,4 (0,74) ^o (1,43) ^x

Die mit ^o gekennzeichneten Zahlen bedeuten die Verkleinerung des spezifischen Flächendrucks gegenüber 1000 mm Raddurchmesser bei gleicher Gesamtlast, die mit ^x gekennzeichneten Zahlen die Vergrößerung des spezifischen Flächendrucks bei zunehmender Belastung für gleichen Raddurchmesser.

Die Auflageflächen sind durchweg leicht oval bis kreisförmig. Die durch die Fahrversuche festgestellte Tatsache, daß der Haftwert bei zunehmender Belastung (geprüft bis 15,5 t Achsdruck) nicht leidet, ist ein Beweis dafür, daß für ruhende (d. h. nicht gleitende) Beanspruchung die höhere spezifische Belastung (im Gegensatz z. B. zur Bremsklotzreibung) keine Nachteile bringt. Hieraus kann gleichzeitig der Schluß gezogen werden, daß bei Herabsetzung der spezifischen Belastung durch Vergrößerung des Raddurchmessers (wie es bei Lokomotiven der Fall ist) eine Erhöhung des Haftwertes für den Bremsbetrieb nicht zu erwarten ist.

Die Versuche mit leichter künstlicher Benässung der Schienen, die den Zustand des beginnenden Regens ersetzen, wurden nur für 9 t Achsdruck durchgeführt (vergl. Abb. 3, Taf. 15), da sie dort bereits ganz charakteristische und aus den Betriebserfahrungen her bekannte Erscheinungen verursachten (starke Senkung des Haftwertes). Ebenso wurden die Sandungsversuche (vergl. Abb. 4, Taf. 15) nur mit dem Meßwagen selbst durchgeführt, weil auch sie an diesem bereits hinreichend charakteristisch sich äußerten und im übrigen die Erzielung einer zuverlässigen Sandung bei dem Rungenwagen vom Meßwagen aus noch schwieriger als beim Meßwagen selbst zu beeinflussen gewesen wäre.

Als wesentliches äußeres Zeichen des Verlaufs der verschiedenen Bänder ist ihre übereinstimmend annähernd waagerechte Lage anzusehen, die bei der Vielheit der Versuche für die geprüften Geschwindigkeiten einen sicheren Rückschluß dahin gestattet, daß die Haftungswerte bei hohen und geringen



bei $V=10, 30$ und 40 km/h.

Noch zu Abb. 6:

Beginn des Versuchs bei km 22,5
Geschwindigkeit $V = 30$ km/h
Höhe der Kurve
26,5—2 = 24,5 mm
Zugkraft am Wagen = 2005 kg
Achsdruk = 8,2 t
Haftungswert μ . . = 0,2436
Ausschläge pro
Radumdrehung . = 10/10
Schienen: trocken

Zu Abb. 7:

Beginn des Versuchs bei km 91
Geschwindigkeit V . . = 100 km/h
Höhe der Kurve 27,2-1,0 = 26,2 mm
Zugkraft am Wagen . = 2140 kg
Achsdruk = 8,2 t
Haftungswert μ . . . = 0,2600
Ausschläge pro Rad-
umdrehung = 3/3
Schienen: trocken
Versuchsfahrt: Grunewald—Güsten
10. Juli 1933.

Geschwindigkeiten für den Bremsvorgang gleich groß sind. Diese Tatsache ist das eine wichtige Ergebnis der gesamten Untersuchungen, weil sie — gemeinsam mit der absoluten Höhe des Haftungswertes — grundlegend ist für die höchst-erreichbaren Verzögerungsgrößen. Vor allem weist sie darauf hin, daß zwecks Erreichung des höchsten Bremseffektes die Regulierung der Bremskraft während des Bremsvorgangs so gestaltet werden muß, daß von höchster bis zu niedrigster Geschwindigkeit ein möglichst konstantes Bremsmoment auf die Bremsachsen ausgeübt wird.

Die Versuche zur Ermittlung des Haftwertes konnten in Anbetracht der erwähnten Umstände nur bis $v = 100$ km/h durchgeführt werden. Entsprechende Versuche bei noch höheren Geschwindigkeiten hätten aus verschiedensten Gründen immer wachsende Schwierigkeiten bereitet, insbesondere, weil für sehr hohe Geschwindigkeiten z. Z. nur vierachsige Wagen zur Verfügung gestanden hätten, bei denen jedoch die Meßgenauigkeit wegen des dann durch drei Achsen vergrößerten Eigenwiderstandes und wegen der nicht genau festzustellenden Achsdruckverhältnisse erheblich abnehmen würde.

Unmittelbare Versuchsunterlagen, aus denen die Haftwertgröße bei noch höheren Geschwindigkeiten einwandfrei

hervorgeht, sind demnach zwar nicht vorhanden. Es dürften jedoch auf Grund der vorliegenden sehr umfangreichen Versuchsergebnisse keine Bedenken bestehen, für den Verlauf des Haftwertes bis zu Geschwindigkeiten von etwa 160 km/h ähnliche Verhältnisse anzunehmen, wie sie bei $v = 100$ km/h vorliegen. Eine Begründung hierfür wird im weiteren Verlauf dieser Ausführungen auch noch aus Beobachtungen bei Bremsversuchen mit Kunststreibmaterial aus hohen Geschwindigkeiten abgeleitet. Auch kann vielleicht — im Gegensatz zu der naheliegenden Vorstellung, daß bei sehr hohen Geschwindigkeiten infolge zunehmender Erschütterungen die Innigkeit der Berührung zwischen Rad und Schiene abnimmt — gerade angenommen werden, daß bei der zweifellos auf der Schiene an der jeweiligen Berührungsstelle vorhandenen Eindrückung in der Fahrtrichtung bei wachsender Geschwindigkeit eine zunehmende Materialstauung eintritt, durch welche etwaige Berührungsverluste wieder ausgeglichen werden.

Nach den hiesigen Versuchserfahrungen wird es wahrscheinlich überhaupt nie möglich sein, ein vollkommen zuverlässiges Bild über die Haftungsverhältnisse — besonders nicht über die in einem bestimmten Zeitpunkt vorhandenen — bei sehr hohen Geschwindigkeiten versuchsmäßig zu schaffen.

Außer entsprechenden Versuchen mit einem sehr langradständigen zweiachsigen Wagen wäre es denkbar, aus der Verzögerungsberechnung für ein alleinfahrendes Fahrzeug auf den Haftwert zu schließen, wobei jedoch unbedingt gleichstarke Bremswirkung an allen Achsen vorausgesetzt werden müßte. Aber auch hierdurch würde z. B. für Momentanzustände schon wegen teilweiser Entlastung der hinteren Achsen keine völlig zuverlässige Klärung zu schaffen sein, selbst wenn man die Verzögerung gleichzeitig noch durch Zeitwegschreiber oder Massenverzögerungsmesser kontrollierte. Der Zeitwegschreiber, der an sich zur Verzögerungsermittlung sehr gut ist, versagt im letzten Bewegungsstadium, weil dann der Wegvorschub sich bis auf 0 vermindert; der Massenverzögerungsmesser wiederum, der gerade im letzten Bewegungsstadium seine größten Ausschläge ergibt, wird leider zuletzt von der Bewegung der zurückzuckenden Wagenmasse störend beeinflusst.

Für die Nutzenanwendung der Versuchsergebnisse auf das Bremswesen im Eisenbahnbetriebe ist außer dem grundsätzlichen Verlauf des Haftwertes für verschiedene Geschwindigkeiten vor allem seine absolute Größe von entscheidender Bedeutung. Die in den Abb. 1 und 6, Taf. 15 zusammengestellten Versuchsergebnisse bieten auch hierfür zuverlässige Unterlagen. Aus diesen Abbildungen ist zu ersehen, daß die untere Begrenzungslinie der Streuwerte von μ_h für 9 und 15,5 t Achslast bei trockenem und ganz nassem Schienenzustand in der Höhe von etwa 0,17 liegt. Wenngleich vielleicht unter besonders günstigen Umständen mit solchen und vielleicht sogar noch etwas höheren Verzögerungen gerechnet werden kann, so besagen doch die jetzigen Sonderversuche einerseits und jahrelange Versuchserfahrungen andererseits, daß es aus Sicherheitsgründen auf keinen Fall zulässig ist, im Mittel mit einem höheren Haftungswert als 0,15 zu rechnen.

Da die ausnutzbare maximale Verzögerung

$$p = 9,81 \cdot \mu_h$$

ist, so entspräche also der Haftwert von 0,15 einer Verzögerung von rund $1,5 \text{ m/sec}^2$. Allenfalls könnte man vielleicht bei Einzelfahrzeugen z. B. Triebwagen mit etwas höheren Verzögerungen (bis $1,70 \text{ m/sec}^2$) rechnen, wobei jedoch unbedingt vorausgesetzt werden muß, daß dann die Bremswirkung unter ständiger Kontrolle des Führers steht, so daß einer Überschreitung der Haftungsgrenze unter allen Umständen vorgebeugt wird.

Als Beweis für die Richtigkeit der vorliegenden Versuchsergebnisse zunächst in bezug auf die übereinstimmende Größe des Haftungswertes bei hohen und geringen Geschwindigkeiten möchte ich auf die Erfahrungen hinweisen, die in der Bremsversuchsanstalt Grunewald bisher bereits bei Versuchen mit Kunstreibmaterial gewonnen wurden. Wengleich diese Versuche selbst noch nicht abgeschlossen sind, so scheint doch aus den bisherigen Grunewalder Schnellbremsversuchen mit Kunstreibmaterial hervorzugehen, daß, insbesondere bei Anwendung einer sehr kurzen Diagrammentwicklung, (etwa = 0,6 Sek.) die Verzögerung bei den bisher versuchten höchsten Geschwindigkeiten von etwa 135 km/h bis zu den kleinsten Geschwindigkeiten durchschnittlich gleich groß sein darf. Da es sich bei den Versuchen bereits um sehr weitgehende Ausnutzung der Haftungsverhältnisse handelte, so besagen diese Erfahrungen also, daß die Haftungsverhältnisse bei den hohen Geschwindigkeiten tatsächlich mit denen bei niedrigen Geschwindigkeiten durchschnittlich übereinstimmen. Für die Richtigkeit der absoluten Größen des Haftungswertes möchte ich einige Beispiele anführen, die ebenfalls der Bremsversuchspraxis entnommen sind. Einerseits haben jahrelange sehr

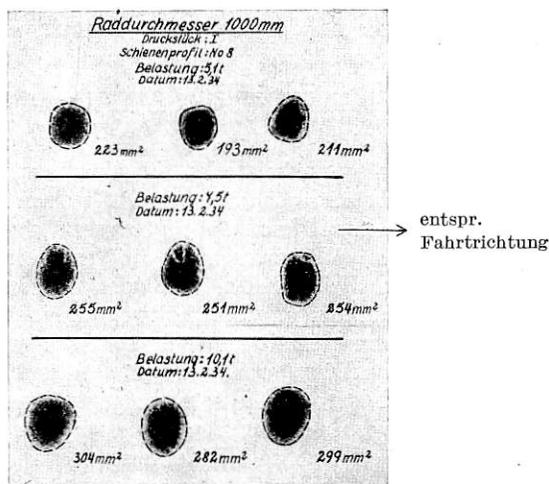


Abb. 8. Berührungsflächen zwischen Rad und Schiene bei verschiedenen Belastungen.

zahlreiche Beobachtungen ergeben, daß bei einer effektiven Klotzabbremsung von 80% der Achslast in den allerletzten Bewegungsstadien des Rades häufig bereits ein Schlupf bzw. Gleiten eintritt. Eine rechnerische Nachprüfung ist gegeben durch die Beziehung

$$G \cdot \mu_h = p \cdot \mu_r$$

Hier bedeuten G die Achslast, μ_h den Haftwert zwischen Rad und Schiene, p die Bremsklotzkraft und μ_r den Reibungswert zwischen Bremsklotz und Rad. μ_r kann bei den durchschnittlichen spezifischen Klotzbelastungen und dem wahrscheinlichen Klotzreibungswirkungsgrad von 0,75 im allerletzten Bewegungsstadium zu etwa 0,35 angenommen werden. Da $p = 0,8 G$, so ergibt sich demnach $\mu_h = 0,8 \cdot 0,35 = 0,28$. Da mit einem derartig hohen Haftwert nur in den seltensten Fällen zu rechnen ist, so ergibt sich hieraus die Wahrscheinlichkeit der anfänglich mitgeteilten Beobachtung, daß ein mit 80% effektiv angebremsstes Rad im allerletzten Bewegungsstadium leicht zum Schlupf neigen muß.

Weiterhin konnte aus zahlreichen hier durchgeführten Abstoßversuchen mit Einzelwagen, und zwar insbesondere bei solchen mit Kunstreibmaterial, bei denen das maximale Bremsmoment wegen des annähernd gleichbleibenden Reibungswertes schon bei hoher Geschwindigkeit erreicht wurde und bei denen sowohl nach aufgenommenen Verzögerungs-

diagrammen wie aus der Errechnung der Verzögerung nach $p = \frac{v^2}{2s}$ sich eine annähernd konstante Verzögerung von 1,7 bis 1,8 m/sec² ergab, entnommen werden, daß der Haftungswert zwischen Rad und Schiene von höchster Geschwindigkeit bis zu geringster Geschwindigkeit durchschnittlich annähernd 0,17 bis 0,18 betrug. Dieser Wert liegt sehr gut innerhalb der in Frage kommenden Bandwerte. Eine Überschreitung dieser Verzögerungen konnte bei den Versuchen bisher übrigens nicht erreicht werden.

Trotz dieser bei Versuchen mit besonders überwachten Fahrzeugen bei günstigem Schienenzustand erreichten Verzögerungen von 1,7 bis 1,8 m/sec² möchte ich nochmals betonen, daß es auf Grund der sehr umfangreichen Sonderversuche unter keinen Umständen angängig ist, im Betriebe mit höheren — allein durch die Haftreibung erzeugten — durchschnittlichen Verzögerungen als 1,5 m/sec² zu rechnen, wodurch sich bereits außerordentlich günstige Bremswege ergeben würden. Hierbei muß allerdings besonders hervorgehoben werden, daß bei dieser Verzögerung von $p = 1,5$ m/sec² vorausgesetzt wird, daß auf alle Achsen des betreffenden Fahrzeugs bzw. Zuges ein gleich großer Verzögerungsanteil entfällt und im übrigen die Verzögerung von höchster bis zu niedrigster Geschwindigkeit möglichst konstant ist. Sofern dies z. B. mit Rücksicht auf die Notwendigkeit größerer Sicherheit für führende Achsen sehr schnellbewegter Fahrzeuge nicht zulässig erscheint, so würde dann mit einer durchschnittlichen höchsten Verzögerung von 1,5 m/sec² nicht mehr gerechnet werden können. Dies wird übrigens voraussichtlich immer bei lokomotivbeförderten Zügen der Fall sein, da es gerade bei Lokomotiven wahrscheinlich nie möglich sein wird, alle Achsen in dem erforderlichen Maße abzubremesen. Außerdem ist zu betonen, daß eine solche Verzögerung bereits kürzeste Bremsdiagrammentwicklung voraussetzt, wie sie eben nur bei Einzelfahrzeugen oder für Züge mit z. B. elektrisch gesteuerten Bremsvorrichtungen erreicht werden kann.

Wenn dennoch größere Verzögerungen erreicht werden sollen, stehen vorläufig nur noch Magnetschienenbremsen als zusätzliches Hilfsmittel zur Verfügung. Die Magnetschienenbremsen besitzen allerdings bei sehr hohen Geschwindigkeiten infolge des geringen Reibwertes einen verhältnismäßig niedrigen Nutzeffekt, der nur durch eine hochprozentige Zusatzabbremsung des betreffenden Fahrzeugs durch Magnetschienenbremsen ausgeglichen werden könnte.

Ob es gelingen wird, die Haftreibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene durch Anwendung von Flüssigkeitsbremsen und ähnlichen Einrichtungen noch günstiger auszunutzen, müssen erst die Erfahrungen lehren.

Die in letzter Zeit mehrfach hervorgehobenen hohen Verzögerungen im Kraftwagenbetrieb können den Eisenbahnverhältnissen meines Erachtens nicht gegenüber gestellt werden, da in beiden Fällen völlig andere Vorbedingungen gegeben sind. Während die Eisenbahn in der bevorzugten Lage ist, für den Bremsvorgang betrieblich mit durchschnittlich konstanten Verhältnissen zu rechnen, sind die Haftreibungsverhältnisse beim Kraftwagen in viel stärkerem Maße von der Fahrbahn und den Witterungsverhältnissen abhängig und die mit Festbremsen der Räder bei schlüpfriger Fahrbahn verbundenen Gefahren sind unvergleichlich größer als beim Eisenbahnbetriebe. Aus diesem Grunde sind gerade die sehr hohen Verzögerungen, die der Kraftwagen ermöglicht, bei den höchsten Geschwindigkeiten im allgemeinen überhaupt nicht anwendbar, sondern nur bei kleineren Geschwindigkeiten.

Die starke Herabsetzung des Haftungswertes durch schlüpfrigen Schienenzustand (Abb. 3, Taf. 15) ist eine

äußerst unerwünschte Erscheinung, die jedoch aus der Betriebs- erfahrung heraus schon sehr lange bekannt ist. Entsprechende Herabsetzungen finden unter Umständen auch durch Nebel sowie durch Eis- und Reifbildung auf der Schiene statt. Es erscheint aber nicht angängig, mit den Abbremsungsverhältnissen der Fahrzeuge auf diese Sonderumstände Rücksicht zu nehmen, da dies einen außerordentlichen Verlust an erreich- barer Verzögerung bedeuten würde. Bei ungünstigen Witterungsverhältnissen muß dann versucht werden, dem Gleiten der Achsen nach Möglichkeit durch rechtzeitiges kräftiges Sanden vorzubeugen.

Die Herabsetzung des Haftungswertes durch Laubfall oder Öltropfen ist völlig unberechenbar und läßt sich durch keinerlei Vorsichtsmaßnahmen auch nur einigermaßen aus- gleichen. Naturgemäß kann auf diese Umstände bei Be- messung der Abbremsungshöhe ebenfalls keinerlei Rücksicht genommen werden.

Durch Sandung läßt sich, wie bereits vorangehend erwähnt wurde, eine Steigerung des Haftwertes erzielen. Das scheinbare Steigen des Haftwertes beim Sanden mit ab- nehmender Geschwindigkeit ist nicht ein tatsächliches Steigen, sondern nur eine Folge der unzureichenden Besandung bei hoher Geschwindigkeit und der immer stärker werdenden Sandung bei abnehmender Geschwindigkeit. Die Durchführ- barkeit einer zuverlässigen Sandung wird jedoch, wie die Versuche gezeigt haben, insbesondere bei hohen Geschwindig- keiten, immer sehr große Schwierigkeiten bereiten. Trotzdem muß vor allem versucht werden, gerade bei Lokomotiven die Sandung möglichst zuverlässig zu gestalten, und insbesondere bei solchen, die jetzt mit besonders hoher Abbremsung aus- gerüstet werden sollen.

Stellungnahme zu den Versuchen Galton, Wichert (Eisenb.-Direktor, später Min.-Dir.) Dipl.-Ing. A. E. Müller, Genf und Dr. Ing. A. Wichert, Mannheim.

Die durch die „Hütte“ bekannten und geläufigen Werte über Reibungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene sind Versuchsergebnisse von Captain Douglas Galton aus dem Jahre 1878. Galton hat hierüber im Jahre 1878 in der Zeit- schrift „Institution of Mechanical Engineers (proceedings)“ Mitteilungen gemacht. Aus diesen ist zu entnehmen, daß er einerseits annähernd gleichartige Einrichtungen für die Durch- führung der Versuche benutzt hat, wie sie jetzt in der Brems- versuchsanstalt Grunewald benutzt wurden, andererseits geht aus den Ausführungen und wiedergegebenen Diagrammen hervor, daß ihm durch die Versuche bekannt wurde, daß die Widerstandsverhältnisse vor dem Festbremsen der Achsen größer sind als nach dem Festbremsen. Über diese Tatsache bestanden seinerzeit, wie die Ausführungen in genannter Zeitschrift besagen, unter den maßgebenden Fach- männern große Meinungsverschiedenheiten, die indessen durch die Vorführungen und Erläuterungen von Galton zerstört wurden. Galton wies sogar darauf hin, daß die Ausnutzung der günstigsten Widerstandsverhältnisse auf den Schienen nur durch eine Luftdruckbremse erfolgen könnte, offenbar von dem Gedanken ausgehend, daß nur bei einer solchen — und nicht bei einer Handbremse oder Friktionsbremse und dergl. — die Gewähr für eine maximale und maximal begrenzte Wirkung der Bremsklötze gegeben ist. Im Gegensatz zu diesen Er- kenntnissen ist es desto verständlicher, daß trotzdem von Galton nur als „Coefficient of friction between the wheels and the rails“ die Werte für die gleitende Reibung, d. h. nach Festbremsen (skidding) der Achsen veröffentlicht wurden (vergl. genannte Zeitschrift, S. 601).

Um die von Galton angegebenen Gleitwerte festge- bremster Achsen nachzuprüfen, sind aus den Versuchs- diagrammen der Bremsversuchsanstalt Grunewald gleichzeitig noch die auf den Versuchswagen, ausgeübten Zugkräfte bei

Stillstand der Achsen ermittelt und in die einzelnen Versuchs- gruppen besonders eingetragen worden (vergl. Abb. 1 bis 6, Taf. 15). Diese Werte der reinen gleitenden Reibung bei der sehr hohen spezifischen Auflagepressung zwischen Rad und Schiene betragen für 9 t Achslast bei $v = 80$ km/h etwa 0,06 und bei $v = 10$ km/h etwa 0,12; für die 15,5 t Achse liegen die entsprechenden Werte bei etwa 0,04 und 0,085. Die Werte liegen zwar etwas höher als die von Galton, schließen sich aber der Tendenz der Galtonschen Kurven an. Im übrigen weisen sie, wie zu erwarten war, in Übereinstimmung mit den bekannten Reibungswertverläufen zwischen Bremsklotz und Rad einerseits mit abnehmbarer Geschwindigkeit eine Steige- rung auf und andererseits wiederum mit zunehmender spezi- fischer Belastung eine allgemeine Verminderung. Nach diesen Gegenüberstellungen besteht kein Zweifel, daß die von Galton angegebenen Reibungszahlen sich nur auf die gleitende Reibung der festgebremsten Achsen beziehen.

In den von der Königlichen Eisenbahndirektion Berlin im Jahre 1888 veröffentlichten Wichertschen „Versuchen zur Ermittlung der Reibungskoeffizienten zwischen Rad und Schiene“ wird auf S. 24 betont, daß sich auch nur einigermaßen wahrscheinliche Schlüsse aus den Sonderversuchen auf die Schienenreibung nicht ziehen lassen, weil die Versuchsbe- dingungen in jeder Beziehung zu weit von der Wirklichkeit abwichen. Diese Versuche sind auch nur mit einem Schienen- druck von etwa 100 kg durchgeführt worden. Im übrigen wird bezüglich der Schienenreibung auf die von Galton hierzu ermittelten Koeffizienten hingewiesen.

Die von Müller, Genf, durchgeführten Versuche zur Er- mittlung des Haftungswertes zwischen Rad und Schiene (vergl. Zentralblatt für den elektrischen Zugbetrieb, Februar 1928, Heft 2) wurden als Anfahrversuche mit elektrischen Loko- motiven ausgeführt. Leider weist die graphische Darstellung nur sehr wenige Versuchspunkte auf, die im übrigen für trockene Schienen bei den Geschwindigkeiten von $v = 10$ km/h bis $v = 80$ km/h ebenfalls innerhalb der in Abb. 1 bis 6, Taf. 15 wiedergegebenen Bänder liegen. Die Fortsetzung der Haftwerte bei Geschwindigkeiten über 80 km/h ist, wie in dem Aufsatz betont, extrapoliert, und zwar im Anschluß an einen einzigen für $v = 80$ km/h ermittelten Versuchspunkt, bei welchem jedoch die Schleudergrenze noch nicht erreicht war. Wenn- gleich ich keineswegs die Richtigkeit der angegebenen Meß- punkte bezweifeln möchte, erscheint mir zum mindesten die Angabe extrapoliert Werte etwas gewagt, zumal sie nur auf scheinbar sehr wenigen Versuchspunkten beruhen. Es wäre denkbar, daß bei einer größeren Anzahl von Versuchen auch ein anderer Kurvenverlauf dargestellt werden könnte, der sich vielleicht viel mehr mit den in Grunewald erzielten Ergeb- nissen deckt. Möglich ist zwar, daß die Haftwerte beim Be- schleunigungsvorgang einen etwas anderen Verlauf haben als bei dem beim Bremsen stattfindenden Verzögerungsvorgang, da die Beanspruchung der Auflagefläche in beiden Fällen entgegengesetzt ist. Ob indessen diese verschiedenartige Bean- spruchung der Berührungsfläche einen so nennenswert anders- artigen Verlauf der Haftwertkurven begründet, könnte nur durch eine große Anzahl von Anfahrversuchen festgestellt werden. Diese scheinen jedoch nach den Ausführungen von Dr. Ing. A. Wichert, Mannheim (vergl. Zeitschrift „Elektr. Bahnen“, 15. März 1927, S. 88) sehr schwierig durchzuführen zu sein und zwar nicht allein im Bereich der Ingangsetzung (wofür Wichert einen „Erfahrungswert“ von $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ des Achsdruckes „annimmt“), sondern auch besonders im Bereich der hohen Geschwindigkeiten, weil bei letzteren — wie Wichert behauptet — wahrscheinlich nie die genügenden Leistungen zur Erzielung der Schleudergrenze zur Verfügung stehen. Die auf Grund der Dr. Ing. Wichertschen Versuche in gleicher Zeitschrift, S. 90, dargestellten Reibungswerte für

$v = 75$ km/h haben deshalb nur bedingten Wert, insbesondere, weil sie ebenfalls nur auf Annahmen beruhen; sie liegen jedoch für Geschwindigkeiten von $v = 10$ bis $v = 75$ km/h im Bereich der Grunewalder Bandwerte.

Eine wesentliche Bestätigung für meine Behauptungen sehe ich auch in den Feststellungen, die Dr. W. Wechmann in der Zeitschrift „Elektr. Bahnen“ (Januar 1934, S. 8) mitteilt. Auf Grund der darin erwähnten Versuchsfahrten mit der E-Lokomotive 1 Co 1 der Reihe EO 4 vom Jahre 1933

kommt Dr. Wechmann zu dem Schluß, daß die Haftung der Triebräder an den Schienen unbedingt größer sein muß, als es nach den Annahmen von Dr. Wichert und Müller der Fall ist, da sonst die bei den hohen Geschwindigkeiten (bis 150 km/h) erzielten Zugkräfte überhaupt nicht möglich gewesen wären. Die Versuchswerte von Müller und Dr. Wichert bedeuten jedoch eine gute Bestätigung der Grunewalder Versuchswerte im Geschwindigkeitsbereich von 10 bis 75 km/h.

Die Toleranzvorschriften für die Dampflokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft.

Von Dipl.-Ing. Alfons Meckel, Oberingenieur im Vereinheitlichungsbüro der Deutschen Lokomotivbau-Vereinigung.

Die „Toleranzvorschriften für die Dampflokomotiven der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“ (TVL) sind in 2. Auflage (1934) neu erschienen*). Da ihnen — obgleich besonders für den Neubau der Einheitslokomotiven aufgestellt — eine grundlegende Bedeutung für die gesamte deutsche Lokomotivwirtschaft zukommt, verdient diese Neuerscheinung eine allgemeine Bekanntgabe. Denn sowohl die Ausbesserungs- und Ersatzwirtschaft für den vorhandenen Park älterer Lokomotivbauarten bei der Deutschen Reichsbahn als auch der Neubau von Nicht-Reichsbahn-Lokomotiven bei den Lokomotivbauanstalten schließen sich diesen TVL an. Die Abhandlung will sich — ihrem nur informatorischen Charakter entsprechend — begnügen mit der Bekanntgabe der bei der Neubearbeitung maßgebenden Gesichtspunkte und einem kurzen Überblick über die hierbei entstandenen neuen TVL**).

Das auch früher schon — allerdings nur ganz vereinzelt — vorhanden gewesene Bedürfnis, einzelne Maße an der Lokomotive oder an Lokomotivteilen innerhalb fester Grenzwerte zu gewährleisten***), wurde zu einer allgemeinen, viele Einzelmaße umfassenden Forderung mit der Rationalisierung der Wiederherstellung insbesondere mit der Einführung des Austauschbaues. Auch das Bestreben, Maßgenauigkeiten, die einen wesentlichen Einfluß auf die Güte des Fahrzeuges haben (wie z. B. Laufeigenschaften, Verschleiß, Gewicht usw.), vorzuschreiben, führte zur Aufstellung der TVL. Diese dienen der erschöpfenden Zusammenfassung aller bei der Fertigung der Einheitslokomotiven und ihrer Teilen einzuhaltenden Maßgenauigkeitsvorschriften und geben vorab eine Übersicht über die Grundlagen des Toleranzwesens, sowie über alle allgemeinen Vorschriften für die toleranzmäßige Fertigung und für das Meßwesen.

Gesichtspunkte für die Neubearbeitung der TVL.

Die Neubearbeitung war selbstverständlich zunächst darauf bedacht, die notwendigen Berichtigungen und Verbesserungen, die aus den Erfahrungen der jahrelangen Anwendung der TVL sich ergaben, vorzunehmen. Weiterhin mußte mit der Entwicklung aller die TVL beeinflussenden Faktoren Schritt gehalten werden. So galt es, nicht nur die neuen Passungsnormen (wie z. B. die Gewindetoleranzen), sondern auch die neuen bzw. geänderten Konstruktionen der Lokomotiven und Lokomotivteile zu berücksichtigen. Auch mußte die Übereinstimmung gewahrt werden mit allen anderen zu den TVL in Wechselbeziehung stehenden und im Fluß befindlichen Arbeiten, wie Lonormen, Werknormen der Reichsbahn, Vermessungsvorschriften†) für die Ausbesserung der

*) Zu beziehen durch die Deutsche Lokomotivbau-Vereinigung, Berlin NW 7, Fried.-Ebert-Str. 24.

**) Siehe auch Iltgen, Glasers Annalen, Jubiläumsheft 1927, Seite 69; Iltgen, Glasers Annalen 1927, Band 100, Seite 39; Iltgen, VDI. — Sonderheft Eisenbahnwesen 1925, Seite 289.

***) Diese betrafen zumeist nur den „Austausch“ des ganzen Fahrzeuges, z. B. Radreifenmaße, Anschlußmaße zum Zuge usw.

†) Die „Anleitungen für die Behandlung der Dampflokomotiven und Tender in den Werkstätten“, herausgegeben vom Reichsbahn-Zentralamt.

Lokomotiven und Besondere Bedingungen der Deutschen Reichsbahn. Grundsätzlich wurden Umfang und Grad der Maßgenauigkeitsvorschriften auf das Maß des vom Standpunkt des Bestellers (Reichsbahn) aus Notwendigen abgebaut (Mußvorschriften!).

Überblick über die TVL.

Inhaltlich sind die TVL nach folgender Gliederung aufgebaut:

I. Grundlagen:

- | | |
|--|--|
| 1. Allgemeines | 8. Kegel |
| 2. Rund- und Flachpassungen | 9. Bohrlehren |
| 3. Große Spiele | 10. Schablonen |
| 4. Verbindungen mit festem Sitz durch Zupassen | 11. Normteile und Sonderausrüstungen |
| 5. Besondere Toleranzen | 12. Toleranzen für Werkstoffe |
| 6. Preß- und Schrumpfsitze | 13. Toleranzen für stets wiederkehrende Maße |
| 7. Vierkante und Schlüsselweiten | 14. Gewinde. |

II. Toleranzen für Lokomotiveinzelteile:

Skizzenblätter, geordnet nach dem Zeichnungsverzeichnis (LON 2 und 3).

I. Grundlagen.

1. Allgemeines: Der Abschnitt legt den Gültigkeitsbereich der TVL fest und gibt allgemeine Richtlinien für die Durchführung und Abnahme. Bemerkenswert ist die getroffene Festlegung des Gültigkeitsbereiches: „Die Toleranzvorschriften (TVL) gelten hinsichtlich der Grundlagen für die Dampflokomotiven der Deutschen Reichsbahn sowohl für die Neufertigung als auch für die Instandsetzung. Den Skizzenblättern, die die Passungen (alle Arten von Maßbeziehungen) und Herstellungsgenauigkeiten der Einzelteile enthalten, sind die Bauarten der Einheitslokomotiven zugrunde gelegt. Auf andere Bauarten sind sie sinngemäß zu übertragen. Unter diesen Gesichtspunkten gelten die Skizzenblätter:

1. für die Neufertigung,
2. für die Instandsetzung und Beschaffung von Ersatzteilen nur soweit als nicht in den „Anleitungen für die Behandlung der Dampflokomotiven und Tender in den Werkstätten“ oder auf den der Instandsetzung dienenden Zeichnungen anderes festgesetzt ist“.

2. Rund- und Flachpassungen: Für die Rundpassungen (ausgenommen Preß- und Schrumpfsitze), sowie behelfsmäßig für Flachpassungen findet das DIN-Paßsystem der Einheitsbohrung Anwendung. Um den Lehrenpark einzuschränken, wurde eine Auswahl der Passungen (LON 12) und eine besondere Norm für die Paßdurchmesser (LON 10) aufgestellt. Für die Lehren sind die Anwendungs-, Herstellungs- und Überwachungsvorschriften zusammengestellt. Es konnten die Anwendungsvorschriften für feste Grenzlehren gelockert und auch die Prüfungsvorschriften für diese etwas vereinfacht werden.

3. Große Spiele: Teile mit erheblichem Spiel (0,5 bis 2 mm Spiel im Nennmaß) werden nach DIN 170 toleriert, wobei das Prinzip der Einheitsbohrung dadurch gewahrt wird, daß die Bohrungsmaße als Paßmaße zu wählen sind (Einschränkung der Bohrwerkzeuge).

4. Verbindungen mit festem Sitz durch Zupassen: Eine besondere Rolle spielen im Lokomotivbau Festsitze, welche durch Zupassen erzielt werden. Es handelt sich hierbei zumeist um einfachere Stücke, die an schweren und teureren Hauptteilen sitzen (z. B. Achsgabelstege oder Achslagerführungen am Rahmen, Gleitplatten an der Zylinderverbindung, Lageraschen in den Stangen). Die austauschbare Herstellung des Festsitzes verbietet sich durch die hierzu notwendigen engen Toleranzen, welche nicht mehr wirtschaftlich herstellbar sind, da insbesondere die Ausschußgefahr bei den teuren Hauptteilen zu groß wird. Andererseits würde eine Austauschbarkeit dieser Teile dem Verbraucher auch keinen Nutzen bringen, da diese Sitze zumeist ausschlagen, und deshalb ein nacharbeitsfreier Anbau des Ersatzstückes doch nicht möglich ist*). In diesen Fällen wird das Hauptteil mit Rücksicht auf eine wirtschaftliche Herstellung toleriert, um das Nacharbeitsfleisch (Lebensdauer!) zu gewährleisten, bzw. um bei der Ersatzbeschaffung die Zugaben des Gegenstückes in einigermaßen engen Grenzen halten zu können.

5. Besondere Toleranzen: Für Maßabweichungen, die nicht den genormten Passungsarten entsprechen (wie Rundpassungen, Vierkante usw.), bzw. die nicht in den einzelnen Abschnitten grundlegend behandelt sind (wie Preß- und Schrumpfsitze) ist eine besondere Toleranzstufenreihe aufgestellt. Diese findet insbesondere bei Entfernungsmaßen Anwendung.

6. Preß- und Schrumpfsitze: Da die Aufstellung von allgemein gültigen Preß- und Schrumpfsitznormen sehr schwierig ist, wurden zunächst nur die Preßsitze für die genormten Einpreßbuchsen (nach DIN 1552 und LON 203 bis 205) verbindlich festgelegt. Für alle anderen Preß- und Schrumpfsitze wird die Wahl der Toleranzen bzw. Preßübermaße dem Hersteller überlassen (einige Einzelfälle ausgenommen).

7. Vierkante und Schlüsselweiten: Für die Vierkante werden im allgemeinen die Toleranzen „mittel“ DIN 79 angewandt, mit Ausnahme der Vierkante für Stiftschrauben und für Sacklöcher; für diese sind größere Toleranzen zulässig bzw. notwendig. Für rohe und bearbeitete Schlüsselweiten an Konstruktionsteilen sind die Genauigkeiten „roh nach DIN 475“ maßgebend.

8. Kegel: Da sämtliche Kegel nach Lehre geprüft werden müssen, sind hier die Grundsätze für die Anfertigung der Kegellehren festgelegt.

9. Bohrlehren: Für die Anschlußflansche der austauschbaren Teile schreiben die TVL die Anwendung von Bohrlehren vor. Sie weichen hierin bewußt von dem Grundsatz ab, nur die Maßgenauigkeiten (den Endzustand) anzugeben und nicht Herstellungsvorschriften. Dies erschien jedoch zur Sicherstellung des Austausches und zur Vereinfachung der Abnahme in diesem Fall zweckmäßig. Die Neuauflage sieht hierin insofern eine Erleichterung vor, als bei unwirtschaftlichen Stückzahlen von der Bohrlehren-Anwendung Abstand genommen werden kann, wenn nur die Lochentfernungstoleranzen an den Werkstücken eingehalten werden. Diese Lochentfernungstoleranzen für die Werkstücke und für die Bohrlehren, sowie die Passungen für die Werkstücke und für die Bohrlehren, sowie die Passungen für die Zentriersitze der Bohrlehren sind angegeben. Der ursprüngliche Gedanke,

alle Bohrlehren bei den verschiedenen Lokomotivbauanstalten und Ausbesserungswerken nach einer Urlehre herzustellen, wurde schon früher fallengelassen.

10. Schablonen: Der Abschnitt legt Konstruktions- und Vermessungsrichtlinien, sowie die Herstellungsgenauigkeiten hierfür fest.

11. Normteile und Sonderausrüstungen: Die Normteile nach DIN und LON sind in die Toleranzvorschriften nicht nochmals aufgenommen, nach dem Grundsatz, alle Vorschriften nur einmal aufzuführen, um sie leichter richtig halten zu können.

12. Toleranzen für Werkstoffe: Auch diese sind in die Toleranzvorschriften nicht mehr aufgenommen, da sie bereits in den jeweiligen besonderen Bedingungen niedergelegt sind (bzw. in den DIN und LON).

13. Toleranzen für stets wiederkehrende Maße: Für einige stets wiederkehrende Maße wie Hebel- und Stangenenden, Abtreppungen für Dichtungen usw. sind die Toleranzen vorab in allgemeinen Blättern festgelegt, um deren stetige Wiederholung auf den einzelnen TVL-Skizzenblättern zu vermeiden.

14. Gewinde*): Die Neuaufnahme dieses Abschnittes bedeutet eine wesentliche Bereicherung der TVL. Er ist sehr ausführlich gehalten und enthält nach einer erläuternden Einleitung einen Überblick über die für die einzelnen Gewinde geltenden Normblätter über theoretische Profile, Grenzmaße, Abmaße und Lehrenmaße**). Weiterhin sind die für alle Gewindearten geltenden Vorschriften hinsichtlich des Umfangs der Prüfungen und der hierbei anzuwendenden Lehren zusammengestellt. Sodann werden die für die einzelnen Gewindearten jeweils erforderlichen Prüfverfahren und Lehren aufgeführt und zwar in folgenden Gruppen:

Whitworth und metrisches Gewinde (ausgenommen Dicht- und Festgewinde); Rund- und Trapezgewinde (ausgenommen steilgängiges Trapezgewinde); steilgängiges Trapezgewinde; Dicht- und Festgewinde.

Es sei hier nur kurz dargetan, daß die Gewinde im allgemeinen austauschbar gefertigt werden müssen. Für das Whitworth und metrische Regelgewinde gelten die Toleranzen „mittel“ der in den DIN***) festgelegten Gütegrade. Für die Whitworth-Feingewinde und das Rohrgewinde sind die Toleranzen sinngemäß entwickelt. Für die Rund- und Trapezgewinde sind besondere Toleranzen festgelegt, welche den Austausch gewährleisten und eine wirtschaftliche Herstellung gestatten. Insbesondere sind auch die Lehrenvorschriften hierfür gegenüber den Whitworth und metrischen Gewinden vereinfacht. Die steilgängigen Trapezgewinde (z. B. für Steuerschrauben) brauchen nicht austauschbar hergestellt zu werden. Für die Dichtgewinde für Stehbolzen und Anker sind keine bindenden Toleranzen vorgeschrieben. Es sind somit die Herstellungsverfahren (Übermaßstehbolzen, gewöhnlicher Aufornstehbolzen oder Henschel-Aufornstehbolzen) und die Prüfmethoden freigestellt. Es muß lediglich das Gewinde ohne Stemmen und ohne Verwendung von Dichtmitteln dicht sein. Um jedoch allmählich einheitliche Verfahren und Vorschriften herauszubilden, und um Richtlinien für die Werkzeugbeschaffung zu geben, sind die den heutigen Erlahrungen entsprechenden Toleranzwerte für die Gewindelöcher bzw. für die dazu notwendigen Schneidwerkzeuge empfehlend aufgenommen. Die Dicht- und Festgewinde für die Stiftschrauben nehmen eine Sonderstellung ein, da hierbei die Erzielung des Dicht- bzw. Festsitzes durch eine leichte Konizität im Gewindebolzen erreicht werden darf.

*) Dieser Abschnitt erscheint nachträglich besonders.

**) Über die im Lokomotivbau anzuwendenden Gewinde und die dazugehörigen Normblätter siehe auch Meckel „Die Normung im deutschen Dampflokomotivbau“, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 24 vom 15. Dezember 1932.

***) Siehe DIN 2244.

*) Siehe Meckel, „Behandlung der Verschleißteile bei den Einheitslokomotiven der Deutschen Reichsbahn“, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 6 vom 15. März 1931.

Von einer Aufnahme der Isa-Passungen*) wurde noch abgesehen. Da jedoch beabsichtigt ist, allmählich auf diese überzugehen, sind die hierzu notwendigen Vorarbeiten bereits in Angriff genommen als da sind: Auswahl aus den Isa-Passungen für den Lokomotivbau; Aufstellung einer Schlüsseltafel für den Ersatz der DIN-Passungen durch die Isa-Passungen.

II. Toleranzen für Lokomotiv-Einzelteile.

Die Passungen und Toleranzen für die Lokomotivteile sind in einer Reihe von Skizzenblättern zusammengestellt**). Grundsätzlich sind Maßgenauigkeiten dann und so vorgeschrieben, daß hierdurch die gleichmäßige Herstellung aller Lokomotivteile nach folgenden Gesichtspunkten gewährleistet ist:

1. einwandfreie Beschaffenheit der Fahrzeuge und Teile derselben, z. B. hinsichtlich Sicherheit (Festigkeit), Lauf-eigenschaften (Spiele), Verschleiß, Gewicht,
2. wirtschaftliche Instandsetzung, z. B. Austauschbau, Einschränkung der Zugaben und Zupaßarbeit bei einzu-passenden Stücken, Gewährleistung der Nacharbeitszone und damit der Lebensdauer,
3. wirtschaftliche Neufertigung, z. B. unabhängige Einzel-teilfertigung, Zusammenbau ohne Zupaßarbeit.

*) Siehe DIN-Mitteilungen vom 5. Januar 1933, Heft 1/2.

**) Über den Umfang des Austauschbaues bei den Einheitslokomotiven siehe auch Meckel: Die Entwurfsbearbeitung für die neuen Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn unter dem Gesichtspunkt der Vereinheitlichung, Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Heft 6/7 vom 20. März 1930.

Diese letztere Forderung wurde allerdings nur insoweit verwirklicht, als sich nicht hierdurch über das Maß der üblichen Werkstattgepflogenheiten hinausgehende Genauigkeiten ergaben, denn sie geht über das, was der Käufer bzw. Verbraucher verlangen muß (nach Gesichtspunkt 1 und 2), und was allein in einer Vorschrift zu verankern ist, schon hinaus.

Es soll nicht versäumt werden, hervorzuheben, daß hier erstmalig Reichsbahn-Vorschriften aus der gemeinsamen Bearbeitung von Reichsbahn und Lok.industrie hervorgegangen sind. Sie sind in der vorliegenden Form nicht nur wichtiges Hilfsmittel für die Abnahme von Lokomotiven und Lokomotivteilen und für die Anfertigung der Werkzeichnungen, sondern auch wertvolle Richtlinie für die Ein- und Durchführung der toleranzmäßigen Fertigung und des Austauschbaues in den Lok.bauanstalten und in den Ausbesserungswerken. Für den Gebrauch bei der Fertigung in den Werkstätten sind sie nicht gedacht, da hierfür allein die Werkzeichnungen maßgebend sind (welche allerdings erschöpfend alle Maßgenauigkeitsvorschriften enthalten müssen).

Die allgemeine Anwendung dieser Passungs- und Tolerierungsgesichtspunkte, sowie die Befolgung der damit verbundenen Fertigungsgrundsätze und Innehaltung der Maßgenauigkeiten bedeuten eine außerordentliche Hebung des Gütegrades des deutschen Lokomotivbaues. Dies wird die Wirkung auch auf ausländische Beschaffer nicht verfehlen, insbesondere da die Anforderungen und Erfahrungen des hochentwickelten Lokomotiv- und Ausbesserungswesens der Deutschen Reichsbahn diesen TVL zugrunde liegen.

Lokomotiven höheren Dampfdrucks in den Vereinigten Staaten.

Von Dipl.-Ing. Fr. Witte, Reichsbahnrat, VDI.

Hierzu Tafel 16.

Die z. Z. in den Vereinigten Staaten in Anwendung stehenden Kesseldrücke verteilen sich nach der Zahl der Lokomotiven wie folgt:

Zahl der Lokomotiven	Kesseldruck kg/cm ²
Stehbolzenfeuerbüchse	
1091	15,4 bis 16 kg/cm ² einschließlich
175	16,1 „ 17 „ „
1478	17,2 „ 18 „ „
52	18,2 „ 19 „ „
90	19,30
2	21,00
Wasserrohrfeuerbüchse	
1	22,80
1	24,50
1	28,00
2	35,00
2893	

Bei den 92 Lokomotiven mit einem Druck von 19 bis 21 kg/cm², die die übliche Feuerbüchsenbauform besitzen, sind neben dem normalen Kesselbaustoff wie beispielsweise bei der Canadian Pacific, der New York Central, Great Northern, Lehigh Valley und Atchison Topeka, die Kesselbleche aus einem hochprozentigen Nickelstahl, bei der Canadian National Bahn aus einem Siliziumstahl hergestellt, um das Kesselgewicht noch unterbringen zu können. Die Canadian Pacific erzielte dadurch eine Gewichtersparnis von 28%. Die Versuche mit dem erhöhten Kesseldruck gehen bereits bis auf das Jahr 1927 zurück. Der hohe Druck hat im Kessel und seiner Unterhaltung zu keinerlei Schwierigkeiten geführt. Die Bahnen waren lediglich in der Schmierungsfrage gezwungen, zu hochwertigeren Schmierölen überzugehen.

Eine der beiden Lokomotiven, die mit 21 kg/cm² Kesseldruck arbeiten, ist von der Atchison Topeka und Santa Fe im Dezember 1930 in Betrieb genommen. Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind nachfolgend wiedergegeben.

	1 E 2 Gz.-Lok. der Atchison, Topeka & SF.	2 D Lok. der D & H RR „L F Loree“
Zylinderdurchmesser	762 mm	HD 508 mm MD 699 „ ND 2×838 „
Hub	864 „	813 mm
Kesseldruck	21 kg/cm ²	35 kg/cm ²
Durchmesser des Kessels	2336 mm	
Länge u. Breite d. Feuerbüchse	4080×2720 mm	
Höhe vorn	2400 mm	
Höhe hinten	1950 „	
Rohrdurchmesser	88,9 57,1 mm	
Anzahl	249 61	
Länge	6400 mm	
Heizflächen:		
Feuerbüchse einschließlich Verbrennungskammer und Siedekammern	54 m ²	92 m ²
Rohre	500 „	213 „
Insgesamt	554 „	315 „
Überhitzer	247 „	102 „
Rostfläche	11 „	7,1 „
Treibraddurchmesser	1740 mm	
Fester Achsstand	5486 „	
Gesamter Achsstand	14503 „	
Reibungsgewicht	179,5 t	156,5 t
Auf dem Drehgestell	56,3 „	34,5 „
Gesamtgewicht	255,7 „	191 „
Zugkraft	46,5 „	45 „*)

*) bei Verbundwirkung 37,5, Booster 9 t.

Bei dieser Lokomotive sind Langkesselbleche und Stehkesseldecke aus Nickelstahl, die Feuerbuchse und die übrigen Bleche und Wände aus normalem Kohlenstoffstahl, die Stehbolzen aus weichem Flußstahl hergestellt.

Die chemische Zusammensetzung des Nickelstahls ist folgende:

Kohlenstoff	< 0,22 (0,18) %
Mangan	< 0,80 (0,50) %
Kohlenstoff + Mangan nicht mehr als	1 %
Phosphor (sauer)	< 0,04 (0,04) %
Phosphor (basisch)	< 0,04 (0,035) %
Schwefel	< 0,04 (0,04) %
Nickel	< 2,25 (2,25) %
Molybdän	< 0,05 (0,05) %
Aluminium oder Al ₂ O ₃	< 0,05 (0,05) %
Chrom	< 0,05 (0,05) %
Kupfer	< 0,15 (0,15) %
Silizium	< 0,25 (0,25) %

Molybdän, Aluminium und Chrom werden in diesem Fall der Charge nicht besonders beigegeben, die Prozentzahlen geben nur die Werte an, die nicht überschritten sein sollen. Für eine Reihe von Lokomotiven mit niedrigerem Druck wird der gleiche 2,5%ige Nickelstahl auch für Feuerbuchsen ver-

wendet. Für diesen Verwendungszweck stehen die in Klammern gesetzte Werte in Anwendung.

Die physikalischen Eigenschaften zeigen:

	für Langkessel	für Feuerbuchsen
Zugfestigkeit	49 bis 56	42 bis 49 kg/mm ²
Streckgrenze	27 bis 32	42 bis 49 „
Dehnung auf 200 mm		
mindestens	27	28 %
Schrumpfung mindestens	51	45 %

Die Veränderung der Elastizitätsgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur zeigt in Gegenüberstellung zum normalen Kesselstahl folgende Zusammenstellung:

Temperatur	Elastizitätsgrenze	
	für Nickelstahl	für Kohlenstoffstahl
100° C	39	19 kg/mm ²
150° C	37	19 „
200° C	35	19 „
250° C	38	17 „
300° C	40	14 „
325° C	39	12 „

Für Stehbolzen und Feuerbuchsen der 21 Atmosphären-Lokomotiven der ATSF. sind folgende Baustoffe zur Verwendung gelangt:

Zusammensetzung:	Feuerbuchse	Rohre	Stehbolzen	%
Kohlenstoff	0,12 bis 0,25	0,08 bis 0,18		
Mangan	0,30 bis 0,50	0,30 bis 0,60	weniger als 0,10	%
Schwefel weniger als	0,04	0,045		%
Phosphor sauer weniger als	0,04	0,04		%
basisch	0,035	—		%
Physikalische Eigenschaften:				
Zugfestigkeit	37 bis 42	—	33 bis 37 kg/mm ²	
Streckgrenze	19 bis 21	—	19 bis 22 „	
Dehnung auf 200 mm mindestens %	29 bis 25	—	28 %	
Dehnung auf 100 mm mindestens %	—	—	35 %	
Schrumpfung mindestens %	—	—	48 %	

Die Lokomotive hat seit ihrer Indienststellung, die durch eine Reihe von Versuchsfahrten mit dem Meßwagen unterbrochen war, in zwei Jahren 150000 km Laufleistung erreicht und ist erst jetzt nach dieser Leistung erstmalig zur allgemeinen Überholung in die Werkstatt gekommen. Am Kessel konnten lediglich einige Korrosionsnarben in den Rohrwänden festgestellt werden, außerdem mußten einige Stehbolzen in der einen Seitenwand ersetzt werden, die offenbar schon seit längerer Zeit Undichtigkeiten gezeigt hatten und wiederholt in den Bohrungen aufgeschweißt worden waren. Die Bohrungen zeigten außerdem Haarrisse. Sämtliche schadhaften Stehbolzen liegen in der Feuerzone. Der Bereich geht von der sechsten Reihe hinten bis zur achten Reihe vorn. Die Wiederherstellung erfolgte durch Einschweißen eines neuen Seitenwandstücks, da das Material nicht mehr den Anforderungen genügte.

Die außerordentlich großen Abmessungen der Feuerbuchse mit Verbrennungskammer sind, abgesehen von der auch sonst üblichen Anwendung Veranlassung für die weitgehende Verwendung von beweglichen Stehbolzen an allen Stellen der Feuerbuchse, die stark arbeiten müssen. Sie tragen wesentlich zur Verhütung von Brüchen und Fehlern bei. Dagegen haben die radialen Deckenanker zwischen den Mündungen der vorderen und hinteren Siedekammern zu Anständen Anlaß gegeben. Eine Reihe Bolzen mußten ersetzt werden.

Als Ganzes gesehen muß aber in Anbetracht der Leistung der Maschine dieser Schadenbestand als gering bezeichnet werden, besonders deshalb, weil es sich um eine erstmalige Anwendung des hohen Druckes handelt.

Die bisher angefallenen Unterhaltungskosten belaufen sich auf 33 Cents für die Meile, ein Betrag, der auf der gleichen Höhe wie bei den Vergleichslokomotiven liegt.

Während es sich bei dieser Lokomotive um eine sinn-gemäße Weiterentwicklung der normalen erprobten Kesselbauform handelt, sind besonders zwei Bahnen, die Baltimore und Ohio und die Delaware and Hudson, letztere unter weiterer Steigerung des Kesseldrucks, zum Wasserrohrfeuerbuchskessel übergegangen.

Die Baltimore und Ohio-Bahn besitzt acht Lokomotiven dieser Bauart, deren erste 1927 in Dienst gestellt wurde, und hat mit diesen Lokomotiven Laufleistungen von 93000 bis 1479666 km erreicht.

Es handelt sich um folgende Achsanordnungen und Zugkräfte:

3 1D Lokomotiven mit 15 kg/cm ² Druck und 27 650 kg Zugkraft
1 1D1 „ „ 14,5 „ „ „ 25 100 „ „
2 2C1 „ „ 16 „ „ „ 25 000 „ „
1 2D1 „ „ 17,5 „ „ „ 32 500 „ „
1 1C+C1 „ „ 17,5 „ „ „ 45 000 „ „

Die B. und O.-Bahn ist zu der neuen Kesselform wegen dauernd ansteigender Unterhaltungskosten der Stehbolzenfeuerbuchsen übergegangen, weiterhin aber auch, weil sie mit dieser Kesselform eine bis zu 150% größere Feuerbuchsheizfläche mit größerer Verdampfungsleistung erzielen konnte.

Die stets bei Wasserrohrfeuerbuchsen schwierige Frage der Reinigung von Kesselsteinablagerungen ist in der Weise gelöst worden, daß die vom Feuerbuchsbodenring aufsteigenden Rohre nicht unmittelbar in die Obertrommel einmünden, sondern senkrecht von unten in seitliche Sammel-

kästen, die über der Rohrmündung jeweils eine Verschraubung tragen. Von hier aus kann der Turbinenfräser eingebracht werden. Eine ganze Reihe von aufgetretenen Schäden an der Verbindungsstelle zwischen Obertrommel und Rohrwand, sowie die Schwierigkeiten der Seitenwandabdichtung, lassen die hier entwickelte Kesselform nicht als eine endgültig brauchbare Ersatzform für die Stehbolzenfeuerbuchse erscheinen. Zur eingehenden Klärung der Kostenfrage und der Wirtschaftlichkeit hat die B. und O.-Bahn neben den beiden 2 D 1 und 1 C + C 1 Lokomotiven mit Wasserrohrfeuerbuchse zwei gleiche Lokomotiven mit Stehbolzenfeuerbuchse bauen lassen. Die Erprobung ist noch im Gange.

Erheblich weiter in der Drucksteigerung bei Verwendung einer ähnlichen Kesselbauform ist die Delaware und Hudsonbahn gegangen. Sie war dadurch auch gezwungen, der Frage der zweckmäßigsten Art der Entspannung des Drucks in der Maschine und auch der Frage der Steuerung nachzugehen. Seit 1924 hat diese Bahn vier Lokomotiven mit 24 bis 35 kg/cm² Druck von der Achsanordnung 2 D gebaut, mit den Betriebsnummern 1400 bis 1403. Die ersten drei dieser Art sind schon unter den Namen Horatio Allen, John B. Jervis und James Archbald bekanntgeworden*).

Die ersten drei Lokomotiven sind alle auf der gleichen Strecke eingehenden Versuchen unterworfen worden, und zwar auf einer 5%igen Steigung. Nach dem Kohlenverbrauch wurde ein Gesamtwirkungsgrad von 8,73% bei Lok. 1400, 9,35% bei Lok. 1401, 10,40% bei Lok. 1402 errechnet, der voraussichtlich auf 12 bis 13% bei Lok. 1403 ansteigen wird.

Bei allen Versuchen handelt es sich um reine Betriebsversuche sehr schwerer großer Lokomotiven, die außerdem über eine verhältnismäßig kurze Strecke durchgeführt wurden.

Die Lokomotive 1403 ist die einzige im Jahre 1932 in den Vereinigten Staaten in Auftrag gegebene Lokomotive. Ihre Konstruktion bietet eine ganze Reihe technisch interessanter Einzelheiten, über die wir in Ergänzung unseres Berichtes im Jahrgang 1933, S. 383 folgende nähere Angaben machen.

Die Kesselanordnung geht aus Abb. 1 bis 5, Taf. 16 hervor. Bei der hinteren Rohrtrommel, die zum Ausgleich der Schwächung der Wandstärke durch die Rohranschlüsse exzentrisch ausgedreht ist, konnte gegenüber der Nietkonstruktion der Lokomotive 1402 bei gleichem Druck eine Ersparnis von 2637 kg im Kesselgewicht erzielt werden.

Die bei dem Kessel verwandten Baustoffe zeigen nachstehende Eigenschaften:

Bauteile	Zugfestigkeit kg/mm ²	Dehnung %	Chemische Zusammensetzung							
			Kohlenstoff	Mangan	Phosphor	Schwefel	Silizium	Kupfer	Nickel	Chrom
Feuerbuchsbleche, Rohrwände	38	32	0,14	0,42	0,035	0,031	0,009	0,10		
Langkesselbleche und vordere Kesseltrommeln	56	25	0,26	0,79	0,028	0,028	0,28	—		
Vordere Trommelverbindungen	50	27	0,23	0,64	0,020	0,027	0,24	—		
Stiefelknechtplatte	38	31	0,25	0,41	0,016	0,036	0,03	0,11		
Kesseltrommelboden	41	30	0,25	0,41	0,016	0,036	0,03	0,11		
Hintere Kesseltrommeln oben	49	25	0,16	0,48	0,018	0,024	—	—	2,29	
„ „ unten	53	26	0,15	0,48	0,014	0,028	—	—	2,10	
Feuerbuchsrohre	57,4	32,5	0,25	0,65	0,010	0,024	0,24	—	1,57	0,18

Die Überhitzerelemente ragen aus der Rohrwand weit in den Feuerraum hinein, um die erforderliche Überhitzung von 400 bis 410° zu erzielen. Die Hochdruckdampfleitung von dem Ventilregler Bauart Schmidt und Wagner zu den hinten unterhalb des Führerstandes angeordneten Hoch- und Mitteldruckzylindern ist dehnbar ausgebildet worden.

Im Gegensatz zu der bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft üblichen Ausbildung der Zylinder ist hier wieder die durchweg in den Vereinigten Staaten zu findende Form als Sattelzylinder aus einem Stück angewandt worden. Sie hat den großen Vorzug, für den Kräftefluß aus den Zylindern in den Rahmen ein von vornherein in sich geschlossenes und steifes Fundament zu bilden, bei dem keinesfalls infolge Lockerns irgendwelcher Verbindungen Beanspruchungen in den Rahmen gelangen können.

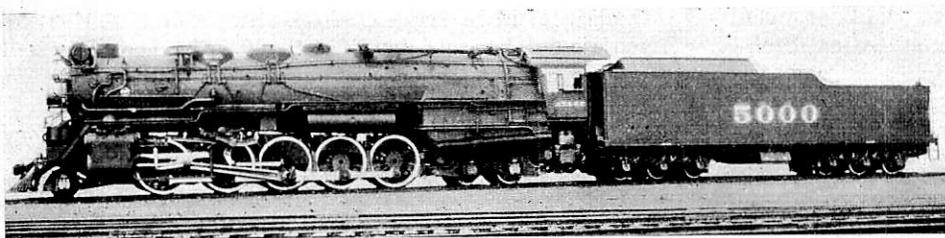


Abb. 1. 1E2-h2 Lokomotive mit 21 at Kesseldruck der Atchison, Topeka und Santa Fe-Eisenbahn.

Um das Druckgefälle weitgehend auszunutzen, hat man hier zum erstenmal eine dreistufige Dehnung vorgesehen und neben den hintenliegenden Hoch- und Mitteldruckzylindern zwei große Niederdruckzylinder vorn unter der Rauchkammer angeordnet. Sämtliche Zylinder arbeiten auf gemeinsame Kurbelzapfen, vergl. Abb. 4, von denen aus auch der Antrieb der Steuerung erfolgt.

Auf Grund guter Erfahrungen mit zwei früher erprobten Ventilsteuerungslokomotiven hat man sich in Anbetracht der immer wieder aufgetretenen Schwierigkeiten in der Schmierung bei höheren Drücken entschlossen, auch hier die Ventilsteuerung, und zwar mit liegender Anordnung nach der Ausführung Dabeg anzuwenden. Um bei der ausgedehnten Entspannung die Dampfvolumen noch beherrschen zu können, sind in den Niederdruckzylindern je zwei Auslaßventile vorgesehen.

Der Durchmesser der Ventile beträgt bei den Auslaßventilen des Zwischendruckzylinders und dem Einlaßventil der Niederdruckzylinder 240 mm, bei den übrigen 228 mm. Der Hochdruckzylinder gibt seinen entspannten Dampf in den im Zylindergußstück liegenden Aufnehmer und von dort in den Mitteldruckzylinder ab. Der Niederdruckaufnehmer

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, S. 383 und 1931, S. 426.

liegt in Form eines großen Rohres in Lokomotivlängsachse zwischen dem Rahmen wie Taf. 16 erkennen läßt. Der Anfahrwechelschieber ist im Aufnehmergeußstück der Niederdruckzylinder angeordnet und arbeitet selbsttätig derart, daß beim Anfahren der Auspuff des Mitteldruckzylinders vom Niederdruckaufnehmer abgeschlossen wird und Hochdruckdampf mit vermindertem Druck in den Aufnehmer eintreten kann. Mit dem Steigen des Mitteldruckauspuffs in der Verbindungsleitung zum Niederdruckaufnehmer wird die Frischdampf-

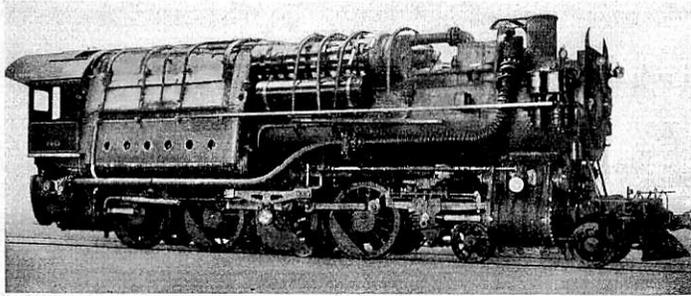


Abb. 2. 2 D - h 4 v Lokomotive der Delaware und Hudson-Eisenbahn mit 35 at Kesseldruck nach Abnahme der Kesselverkleidung.

zufuhr von selbst abgesperrt und die Verbindung wieder hergestellt. Die Einrichtung kann außerdem je nach Bedarf noch von Hand betätigt werden, indem der Mitteldruckauspuffdampf ins Freie geleitet wird und den Niederdruckzylindern reduzierter Hochdruckdampf unmittelbar zugeführt wird.

Beim Anfahren wird außerdem dem Mitteldruckaufnehmer über ein federbelastetes Ventil aus dem Frischdampfkanal des Hochdruckzylinders Dampf zugeführt. Das Ventil schließt sich, wenn sich im Aufnehmer ein Druck von etwa 12 kg/cm² gebildet hat. Wenn die Lokomotive mit einfacher Dehnung betrieben wird, tritt der Abdampf des Mitteldruckzylinders durch ein Gegendruckventil, das in der Aufnehmerleitung zu den Niederdruckzylindern einen Druck von etwa 6 kg/cm² aufrecht erhält. Erst bei niedrigerem Gegendruck

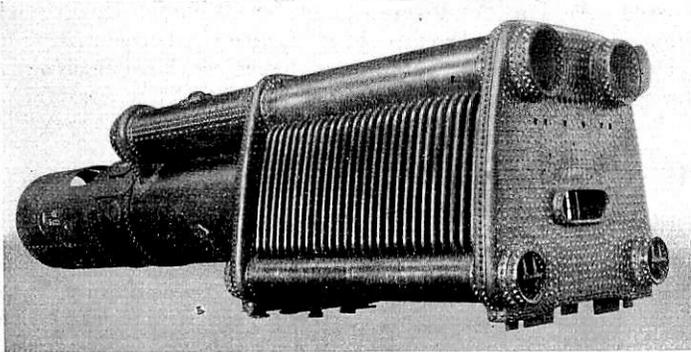


Abb. 3. 35 at-Kessel mit Wasserrohr-Feuerbuchse der 2 D - h 4 v Lokomotive der Delaware und Hudson-Eisenbahn.

setzt die dreifache Expansion ein. Die Steigerung der Anfahrzugkraft wird in der Hauptsache durch den höheren Füllungsdruck in den Niederdruckzylindern erreicht.

Die dreistufige Dehnung hat sich im Gegensatz zum Beispiel bei der Entwicklung im Schiffbau bei Lokomotiven deshalb nicht durchzusetzen vermocht, weil hier mit erheblich weitgehenderen Schwankungen im Leistungsbedarf bzw. Zugkraftbedarf gerechnet werden muß. Bei sehr kleinen Beanspruchungen derartiger Maschinen ist deshalb immer damit zu rechnen, daß die Niederdruckzylinder keine Arbeit mehr leisten, sondern mehr oder weniger als Pumpenzylinder Arbeit

aufnehmen. Um dem entgegenzuwirken, ist dem Führer mittels eines Ventils auf dem Führerstand die Möglichkeit in die Hand gegeben, mittels Frischdampfzusatzes in dem Niederdruckaufnehmer den Dampfdruck zu steigern.

Der Antrieb der Ventile erfolgt rechtsseitig für die Hochdruckzylinder, linksseitig für die Niederdruckzylinder. Die Steuerung Bauart Dabeg sieht sechs Nocken für Vorwärtsfahrt, drei für Rückwärtsfahrt und einen besonderen Nocken für Mittelstellung vor. Die Füllung aller vier Zylinder wird

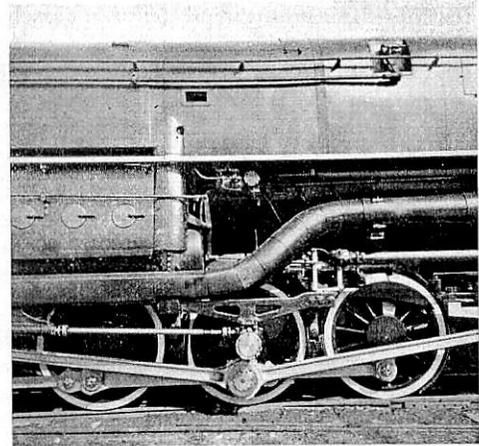


Abb. 4. Gemeinsamer Treibradsatz für die vorn und hinten liegenden Zylinder der 2 D - h 4 v Lokomotive der Delaware und Hudson-Eisenbahn.

gleichzeitig verändert, dabei werden mit dem auf Abb. 4 oberhalb des Steuerantriebs zu erkennenden Hilsumsteuerapparat die Nocken axial verschoben. Durch Anwendung der Drehbewegung für den Antrieb der Ventilnocken ist die erwähnte Abstimmung der verschiedenen Füllungen in den einzelnen Zylindergruppen leicht durch entsprechende Ausbildung der zusammenarbeitenden Nocken möglich gewesen. Natürlich ist die Zahl der anwendbaren Füllungen durch die Zahl der Nocken beschränkt. Da die Lokomotive aber in erster Linie für einen ganz bestimmten schweren Steigungsbetrieb vorgesehen ist, liegt hierin kein Nachteil.



Abb. 5. 2 D - h 4 v Lokomotive der Delaware und Hudson-Eisenbahn mit einem Versuchszug von 3274 t.

Die verschiedenen Füllungsgrade sind für einige Nockenstellungen:

Nockenstellung	Hochdruck		Mitteldruck		Niederdruck	
	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten
1	87,5	90	87,5	90	90	87,5
3	58	63	62,5	68	43	37,5
4	50	56	58	63,5	43	37,5
6	36	42	48,5	54,5	43	37,5

Treib-, Kuppel- und Kolbenstangen sind aus vergütetem Kohlenstoff-Nickelstahl mit einer Streckgrenze von 53 kg/mm² hergestellt. Dadurch konnte eine Gewichtseinsparung von

37 $\frac{1}{2}$ % gegenüber der Ausführung in Kohlenstoffstahl erzielt werden. Der Rahmen besteht, wie bei allen neueren amerikanischen Lokomotiven aus einem hochmanganhaltigen Gußstahl.

Ehe die neue Lokomotive der Ausstellung in Chicago zugeführt wurde, sind einige Betriebsversuchsfahrten durchgeführt worden. Abb. 5 zeigt einen Versuchszug von 3274 t Gewicht auf einer 0,42% Steigung. Die Lokomotive entwickelte bei 50% Füllung und einer praktisch unveränderlichen Geschwindigkeit von 30 km/h eine Zugkraft von 18500 kg. Die höchste festgestellte Zugkraft betrug ohne Booster 41000 kg, und zwar bei 87,5% Füllung und 6 km/h Geschwindigkeit.

Bei der gleichen Geschwindigkeit und 66% Füllung bei einer 0,24% Steigung wurden 31000 kg erreicht. Bei diesen Fahrten betrug das Zuggewicht 4763 t.

Mit einem Zug von 6103 t, 66% Füllung, einschließlich Booster wurden 37000 kg auf 0,52% Steigung bei 6,75 km/h Geschwindigkeit erreicht.

Bei 66% Füllung und 6 bis 24 km/h Geschwindigkeit beträgt der Druckabfall zwischen Kessel und Hochdruckzylindern nur 0,9 bis 1,4 kg/cm², der Mitteldruckaufnehmer zeigte einen Druck von 19 bis 20 kg/cm², der Niederdruckaufnehmer einen solchen von 6,2 bis 6,8 kg/cm².

Persönliches.

Staatssekretär Ludwig von Samarjay,

Präsident der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen ist am 1. März dieses Jahres nach 42jähriger Dienstzeit in den Ruhestand getreten. In Anerkennung seiner hervorragenden Verdienste wurde ihm bei seinem Ausscheiden aus dem aktiven Dienst der Charakter der II. Rangklasse und damit der Titel Exzellenz verliehen.

Die Hauptzüge der Laufbahn des Scheidenden haben wir in der Festnummer des Jahres 1932 „50 Jahre Technischer Ausschuß unter dem Vorsitz der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen“ bereits veröffentlicht. Es sei daher hier nur kurz darauf hingewiesen, daß von Samarjay, der im Jahre 1870 in Preßburg geboren wurde, nach Absolvierung der Budapester Technischen Hochschule seine Laufbahn als Maschineningenieur bei der Kaschau-Oderberger Eisenbahn begann, nach vorübergehender Tätigkeit bei der M.A.V.-Maschinenfabrik wieder in den Dienst dieser Bahn zurückkehrte und dort die Stelle eines Direktor-Stellvertreters, später eines Generaldirektor-Stellvertreters für lange Jahre bekleidete. In den Dienst der Staatseisenbahn des Königreiches Ungarn trat von Samarjay erst im Jahre 1920, rückte aber sofort, mit dem Titel eines Ministerialrates ausgezeichnet, in die leitende Stellung als Direktor der Hauptsektion für Maschinenwesen ein. Das Vertrauen, das man ihm an höchster Stelle entgegenbrachte, führte dazu, daß er 1927 zum Präsidenten der Ungarischen Staatseisenbahnen berufen und ihm der Titel eines Staatssekretärs verliehen wurde. Seine Hauptaufgabe als Leiter des Unternehmens ergab sich aus der Fortführung der von Kelety begonnenen Reorganisationsarbeiten.

Im Rahmen dieser Zeitschrift muß besonders gedacht werden der Stellung, die von Samarjay zum Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen einnahm, und der Anteilnahme, die er stets für das Gedeihen des Vereins bekundete. Die Mitarbeit der Ungarischen Staatseisenbahnen im Verein, insbesondere hinsichtlich seiner technischen Aufgaben, ist ja beste Tradition, nachdem diese Verwaltung im Technischen Ausschuß schon seit 50 Jahren den Vorsitz führt. Führende Männer der Ungarischen Staatseisenbahnen leiteten die Sitzungen des Technischen Ausschusses, seit 1923 wurde diese ehrenvolle Aufgabe von Ludwig von Samarjay wahrgenommen. Die vielseitigen Arbeiten des Ausschusses erfuhren durch ihn und die von ihm vertretene Verwaltung lebhaft Förderung, so daß sich der Verein stets seiner verdienstvollen Tätigkeit erinnern wird. Dazu kamen seine weltmännischen und wohlthuenden persönlichen Eigenschaften, die die Teilnahme an den Sitzungen und Verhandlungen zu einem angenehmen Erlebnis gestalteten. Daß von Samarjay auch dem „Organ“ als einer wichtigen Einrichtung des Vereins zur Förderung des Fortschrittes der Eisenbahntechnik seine Anteilnahme zuwendete, sei hier unter dem Ausdruck des Dankes besonders erwähnt. Mögen dem langjährigen verdienstvollen Leiter der Ungarischen Staatseisenbahnen noch recht viele Jahre froher Muße beschieden sein.

Die Nachfolgerschaft des Vorsitzenden des Technischen Ausschusses wird der Vizepräsident der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen Kornel v. Länér übernehmen, der gelegentlich schon in Vertretung des Herrn von Samarjay die Sitzungen leitete.

Dr. Ue.

Rundschau.

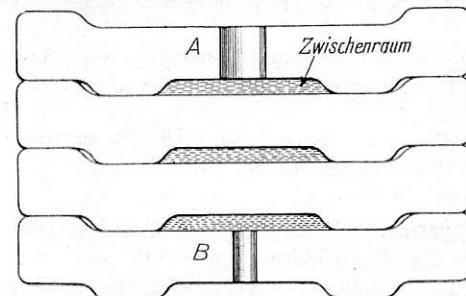
Lokomotiven und Wagen.

Die Asspi-Blattfeder.

Seit den ersten Zeiten des Eisenbahnbaus verwendet man zur Abfederung der Fahrzeuge fast allgemein die bekannte Blattfeder, die aus mehreren übereinander geschichteten Federblättern aufgebaut ist. Ihre einzelnen Federblätter haben rechteckigen Querschnitt; zur Sicherung gegen ein gegenseitiges Verschieben der Blätter sind meistens eingepreßte Längsrillen vorgesehen. Es ist ein Nachteil dieser Bauart, daß nach dem Zusammenbau der Feder keine Möglichkeit mehr besteht, die einzelnen Federblätter zu schmieren, wodurch die an sich erwünschte innere Reibung der Feder mitunter übermäßig vergrößert wird und vielfach auch knarrende Geräusche entstehen, die sich besonders bei Personenzügen unlieb bemerkbar machen.

Eine neue Blattfeder mit dem in der Textabbildung dargestellten „Asspi“-Blattquerschnitt sucht diesen Mangel zu beseitigen. Die Urheberin dieser neuen Bauart ist die schwedische Firma A-B Svenska Spiralfabriken in Stockholm, die unter anderen auch der Firma Krupp die Genehmigung zur Anfertigung übertragen hat. Krupp stellt den neuen Federstahl bereits in allen erforderlichen Querschnittsgrößen her.

Das neue Federblatt zeigt auf der Oberseite seines in der Grundform ebenfalls rechteckigen Querschnitts eine fast über die ganze Breite durchgehende Einsenkung von etwa einem Viertel



„Asspi“-Blattfeder.

der Blattdicke; nur an den Rändern bleiben Wulste stehen, deren Breite etwa der Blattdicke entspricht. Die untere Seite des Blattquerschnitts weist zwei Ausbauchungen auf, deren Breite ebenfalls

etwa der Blattstärke entspricht und deren Höhe und Entfernung vom Blatttrand so bemessen sind, daß sie in die Vertiefung der Blatt-Oberseite hineinpassen. Es bleiben dann nach dem Zusammenbau der Feder die aus der Textabbildung ersichtlichen Zwischenräume zwischen den einzelnen Federblättern frei, die je nach der Lage der Feder am Fahrzeug durch die Bohrungen A oder B — die entsprechend durch alle Federblätter mit Ausnahme des letzten durchgehen müssen — geschmiert werden können.

Die unteren Blätter der neuen Feder sind nicht wie bisher dreiecksförmig oder trapezförmig abgeschnitten, sondern parabelförmig zugeshärft. Dadurch sollen Verletzungen des darüberliegenden Blattes vermieden und außerdem soll auf diese Weise vor allem der zwischen den einzelnen Blättern vorhandene Schmiermittelraum abgeschlossen werden, damit das Schmiermittel nicht abfließt.

Ein weiterer Vorzug des neuen Federquerschnitts soll in seinem größeren Arbeitsvermögen liegen, das sich in weicherer Federung, höherer Bruchsicherheit und längerer Lebensdauer äußert. Die neutrale Faser fällt bei diesem Querschnitt genau mit der waagerechten Schwerachse zusammen, so daß bei der Durchbiegung des Blattes eine gleichmäßige Spannungsverteilung auf der Zug- und Druckseite erzielt wird.

R. D.

(The Rly. Engr. 1933.)

Wasserstand für Hochdruck-Lokomotiven.

Die Durchbildung eines betriebssicheren, unmittelbar die Höhe des Wasserspiegels kenntlich machenden Wasserstandsanzeigers hat bei Hochdrucklokomotiven insofern Schwierigkeiten bereitet, als hoher Druck und hohe Temperatur der Verwendung von Glas eine Grenze setzen. Die infolge des hohen

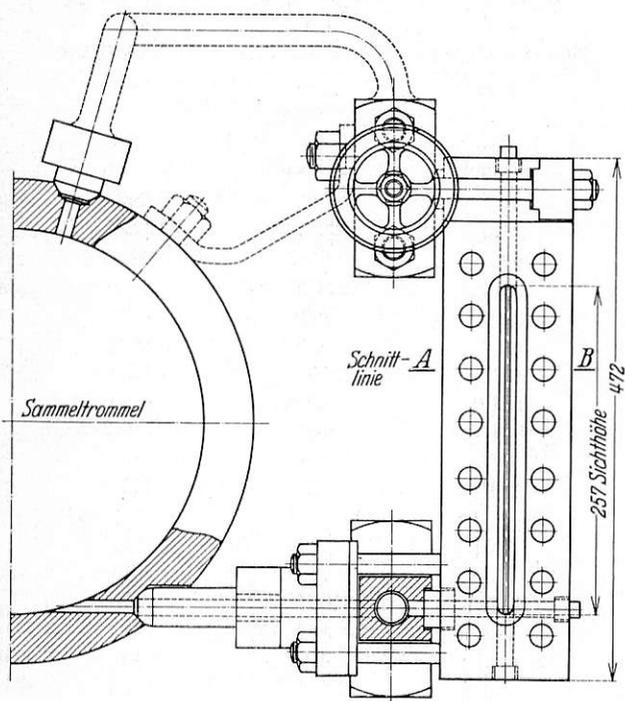


Abb. 1.

Druckes großen Eisenmassen im Wasserstand selbst bewirken zusammen mit den schwankenden Wärmegraden ein Verwerfen, das von größeren ebenen Glasflächen, die zwischen Dichtungsflächen eingespannt sind, ohne besondere konstruktive Maßnahmen nicht aufgenommen werden kann.

Bei den ersten Wasserstandsanzeigern der 60 at-Lokomotiven der Deutschen Reichsbahn war deshalb die Sichthöhe in versetzt angeordnete kleine runde Schaugläser aufgelöst worden. Da derartige Gläser aber gegenüber dem Metallgehäuse zurücktreten, waren die Sichtverhältnisse keineswegs voll befriedigend. Bei den 60 at-Lokomotiven der Canadian-Pacific-Railroad und der New York Central Railroad ist man inzwischen zu einer neuen

Konstruktion übergegangen, die von der gegenüber dem Gehäuse elastischen Lagerung, z. B. einer Glasplatte abgeht und hat mit Erfolg das Glas durch ein elastisches Mittel ersetzt. Abb. 1 und 2 zeigen die Ausführung, bei der eine dünne Glimmerplatte verwendet wird.

Die Glimmerplatte wird gegen den hohen Innendruck durch die äußere Deckplatte mit schmalen Sehschlitz ausgesteift, vermag sich aber allen Verwindungen des Gehäuses anzupassen, ohne daß eine Zerstörung eintritt. Da der schmale Sehschlitz

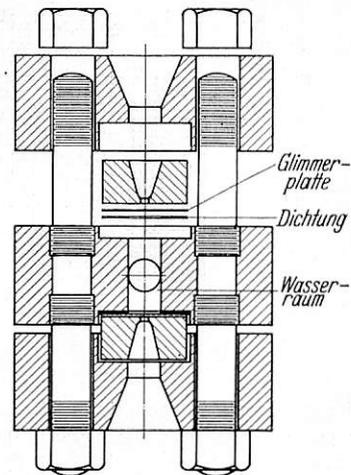


Abb. 2.

außen liegt, ist ein Zusetzen durch Ablagerungen aus dem Kesselwasser nicht zu befürchten, da der volle freie Durchgang hinter dem Glimmer erhalten bleibt. Bei Beleuchtung des Wasserstandes durch die sowieso heute vorhandenen elektrischen Lampen von der Rückseite aus ist der Wasserstand vorzüglich zu erkennen. Abgesehen von der großen Einfachheit dieses Wasserstandes ist noch auf die große Sicherheit gegen Zerstörung hinzuweisen, da jede Splittergefahr entfällt. Die nach längerer Betriebszeit erforderliche Auswechslung der Glimmerplatte wegen abnehmender Durchsichtigkeit stellt keine wesentliche Belastung infolge des geringen Arbeitsaufwandes und der geringen Kosten dar, namentlich in Anbetracht des Fortfalls von Zerstörungen während des Betriebes.

Witte.

2 D 1 (h 2) Lokomotiven und 1 C-C 1 (h 4) Mallet-Gelenklokomotiven der Baltimore and Ohio-Bahn.

Die Baltimore and Ohio-Bahn hat für einige Bahnstrecken, auf denen der größte Achsdruck nicht wesentlich über 25 t betragen durfte, einige besonders leichte Versuchslokomotiven beschafft, die trotz geringer Achsdrücke noch sehr leistungsfähig sein sollten. Zwei von diesen Lokomotiven mit der Achsfolge 2 D 1 sind in der Hauptsache für den Personenverkehr, aber auch für gelegentlichen leichten Güterverkehr, die beiden übrigen mit der Achsfolge 1 C-C 1 in Mallet-Gelenkanordnung für den schweren Güterzugdienst bestimmt. Beide Lokomotivbauarten sind in ihren Einzelteilen soweit möglich gleich durchgebildet; z. B. sind der Kesseldurchmesser, der Kolbenhub, die Kesselausrüstung mit einer Frischdampf- und einer Abdampfstrahlpumpe, die Durchbildung des hinten abgeschlossenen Führerhauses und die Tender bei beiden Lokomotivbauarten gleich.

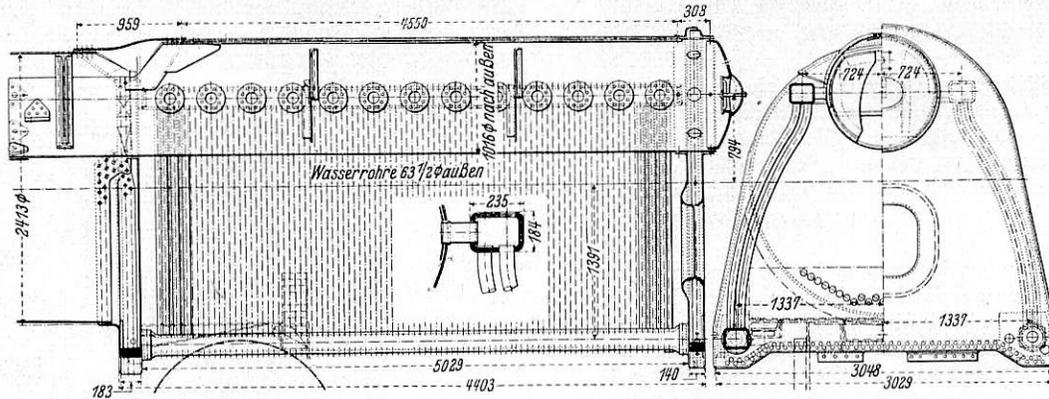
Die Zylinder haben Kolbenschieber von 305 mm Durchmesser, die von Heusinger-Steuerungen bewegt werden. Die Stahlgußrahmen sind zur Verminderung des Gewichts nicht wie sonst in Amerika üblich in einem Stück gegossen, sondern die beiden Rahmenwangen sind mit den Querstreben verschweißt. Die Treibräder der Mallet-Lokomotiven haben den für derartige Lokomotiven ungewöhnlich großen Durchmesser von 1778 mm. Die Achsschenkel der Treibachsen messen bei der 2 D 1 Lokomotive 330 × 330, bei der 1 C-C 1 Lokomotive 317 × 330 mm. Sämtliche Achsen und Zapfen sind durchbohrt.

Je eine der beiden Lokomotiven jeder Bauart hat des Vergleichs halber eine Emerson-Wasserrohr-Feuerbüchse erhalten, die nach dem Entwurf von G. H. Emerson, dem Obermaschineningenieur der Bahn gebaut ist. Die Bauart dieser Feuerbüchse,

die im allgemeinen den bei den bekannten Hochdruck-Lokomotiven der Delaware und Hudsonbahn verwendeten Feuerbüchsen ähnelt, ist aus der Textabbildung ersichtlich. Bemerkenswert ist, daß die Grundrohre und ebenso die oben neben dem Dampfsammler angeordneten Rohre, in welche die insgesamt 190 Stück senkrechten Wasserrohre eingewalzt sind, rechteckigen

aus Nickelstahl hergestellt, wie überhaupt wegen der Gewichtsverminderung soweit als möglich hochwertige Baustoffe verwendet werden mußten.

Die Lokomotiven sind von den Baldwin-Lokomotivwerken gebaut worden und sollen sich bisher bewährt haben. Ihre Hauptabmessungen sind im folgenden zusammengestellt.



Wasserrohr-Feuerbüchse Bauart „Emerson“.

Querschnitt besitzen. Der vordere Teil der Feuerbüchse ist durch eine Brücke abgetrennt und dient als Verbrennungskammer. Die Lokomotiven mit Emerson-Kessel haben Großrohrüberhitzer, die beiden andern mit den Regelkesseln Kleinrohrüberhitzer und außerdem noch Nicholson-Kammern. Alle vier Lokomotiven haben mechanische Rostbeschickung. Sämtliche Kessel sind

Bemerkenswert ist dabei, daß trotz der verschiedenen Bauart der Feuerbüchsen und deren stark voneinander abweichender Heizfläche das Gewicht der Lokomotiven gleicher Achsfolge gleich groß ausgefallen ist. Nähere Mitteilungen über das vergleichsweise Verhalten der beiden Kesselbauarten liegen noch nicht vor.

Bauart	2 D 1 (h 2) mit Regelkessel	2 D 1 (h 2) mit Emerson-Kessel	1 C - C 1 (h 4) mit Regelkessel	1 C - C 1 (h 4) mit Emerson-Kessel	
Reihe	5510	5550	7450	7400	
Kesselüberdruck	17,6	17,6	17,6	17,6	at
Zylinderdurchmesser	2×699	2×699	4×584	4×584	mm
Kolbenhub	762	762	762	762	„
Kesseldurchmesser, innen vorn	2277	2277	2277	2277	„
Heizrohre: Anzahl/Durchmesser	59/57	260/57	59/57	260,57	—/mm
Rauchrohre: „ „	224/89	52/140	224/89	52/140	—/mm
Rohrlänge	6401	6401	7620	7620	mm
Heizfläche der Feuerbüchse mit Tragrohren	44,0	80,2	46,0	80,2	m ²
„ „ Rohre	465,0	420,0	553,0	525,0	„
„ „ des Überhitzers	228,0	124,0	269,0	155,0	„
„ — im ganzen — H	737,0	624,2	868,0	760,2	„
Rostfläche	8,5	8,5	8,5	8,5	„
Durchmesser der Treibräder	1880	1880	1778	1778	mm
„ „ Laufräder, vorn/hinten	914/1168	914/1168	1168/1168	1168/1168	„
Reibungsgewicht G ₁	105	105	150	150	t
Dienstgewicht der Lokomotive G	155	155	189	189	„
Zugkraft Z (nach der Quelle)	29500	29500	40700	40700	kg
H : R	86,5	73,4	102	89,3	—
H : G	4,75	4,05	4,6	4,0	m ² /t
H : G ₁	7,0	5,9	5,8	5,1	„

(Rly. Engr.)

R. D.

Zuschrift.

Wir haben in Heft 8 des Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934 einen Bericht über Prüfstandversuche mit einer neuen Schmiervorrichtung für Achslager gebracht, die einen nennenswerten Vorteil gegenüber Polsterschmiereinrichtungen ergeben haben. In einer Zuschrift werden wir darauf aufmerksam

gemacht, daß diese Überlegenheit auf die reichliche Ölzuführung zurückzuführen ist, die mit einer Spülölung an sich verbunden ist und daß diese Überlegenheit auch anderen Konstruktionen, die dieser Gruppe angehören, zu eigen ist.