

# Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen

Herausgegeben von Dr. Ing. Heinrich Uebelacker, Nürnberg, unter Mitwirkung von Dr. Ing. A. E. Bloss, Dresden

95. Jahrgang

15. Juni 1940

Heft 12

## Zur Entstehung und Entwicklung der Bestimmungen der TV

über Achsstände, einstellbare Achsen, führende Achsen, Zwischenachsen, Außenachsen, Lenkachsen und Drehgestelle.

Von Oberreichsbahnrat Mertz †, Berlin.

Hierzu Tafel 6.

Die Entwicklung der Bestimmungen über die festen Achsstände der Lokomotiven ist aus Taf. 6, Abb. 1, über die Achsstände der Wagen mit festen Achsen aus Taf. 6, Abb. 2 zu ersehen.

In der ersten Ausgabe — 1850 — heißt es, daß Lokomotiven mit festen Achsen am vorteilhaftesten sind; sie müssen dreiaxsig sein und alle Räder müssen Spurkränze haben. Für Lokomotiven, die Bogenhalbmesser unter 305 m\*) befahren sollen, sind bewegliche Vordergestelle zulässig. Der größte Achsstand der Tender soll 3,658 m nicht übersteigen, d. i. das auch für Lokomotiven festgesetzte Maß.

In der Ausgabe — 1861 — ist für Lokomotiven mit festen Achsen ein möglichst großer Achsstand je nach den Bahnverhältnissen empfohlen (s. Tafel 6, Abb. 1). Empfohlen sind ferner die beweglichen Vordergestelle für Bogenhalbmesser unter 244 m.

Für alle Wagen ist je nach den Bahnverhältnissen ein möglichst großer Achsstand empfohlen. Die Achsstände nach Taf. 6, Abb. 2 können um  $\frac{1}{3}$  vergrößert werden — nach den „Einheitlichen Vorschriften für den durchgehenden Verkehr“ bis zu 7,62 m —, wenn die Mittel- oder Endachsen entsprechend verschiebbar oder drehbar sind.

In den TV 1866 sind neben den Radgestellen bei Lokomotiven auch verschiebbare Achsen für Bogenhalbmesser unter 240 m empfohlen. Die Empfehlung des langen Achsstandes für Wagen ist weggefallen; dagegen soll der Achsstand für Güterwagen in der Regel nicht größer als 3,96 m sein. Dieses Maß, später auf 4 m abgerundet, ist gewählt worden, lediglich um noch Drehscheiben für Güterwagen in die Bahnhofsgleise, die meist einen Abstand von 4,5 m haben, einlegen zu können. Bei Wagen mit mehr als zwei Achsen müssen diese verschiebbar sein.

Zu erwähnen ist, daß bei Beratung der „Technischen Fragen“ — 1865 — bei der Frage über den Maximalradstand der Lokomotiven als äußerstes Maß für den Anlaufwinkel 50 Minuten angeführt worden sind.

In den TV 1871 ist die Bestimmung über die Verschiebbarkeit der Achsen von Wagen dahin geändert, daß bei Wagen mit mehr als zwei Achsen ohne Drehgestelle die Mittelachsen entsprechend verschiebbar sein müssen, wenn der Achsstand über 4 m beträgt. Neu ist die Empfehlung, den Achsstand der Güterwagen nicht kleiner als 2,5 m zu machen.

In der Bestimmung über die Radgestelle von Lokomotiven ist das Maß 240 m in 250 m geändert und in der Bestimmung über den Achsstand der Güterwagen das Maß 3,96 m auf 4 m abgerundet. Die Bestimmung in den „Einheitlichen Vorschriften“ ist weggefallen (s. Ausgabe 1861).

In den TV 1876 ist bei den Grenzmaßen für die festen Achsstände hervorgehoben, daß diese Maße nur mit Rücksicht auf die Schonung von Oberbau und Fahrzeug empfohlen sind.

In den TV 1882 sind die Radgestelle und verstellbaren Achsen für drei- und mehrachsige Lokomotiven empfohlen, wenn

\*) Die englischen Fuß- und Zollmaße in den Ausgaben 1850 und 1861 sind vom Bearbeiter in m umgerechnet.

die für die festen Achsen empfohlenen Grenzwerte erheblich überschritten werden.

Wegen der Schwierigkeiten, die sich bei der Übernahme von Wagen mit größeren Achsständen als den zur Schonung von Oberbau und Wagen empfohlenen ergeben haben, sind außer diesen noch größere Achsstände zugelassen, bei denen die Betriebssicherheit nicht gefährdet wird. Erst bei Überschreitung dieser Grenzwerte sind besondere Vereinbarungen notwendig. Nach den zum erstmalig gebrachten Bestimmungen über Lenkachsen sind zuzulassen die vom Verein oder seiner Technischen Kommission „approbierten Einrichtungen, welche eine radiale Einstellung der Endachsen in den Krümmungen gestatten“. Die Wagen müssen die Anschrift „Appr. Lenkachsen“ haben. In der Bestimmung über die Mittelachsen ist eine dem Achsstand im Bogen von 180 m Halbmesser entsprechende Verschiebbarkeit gefordert.

Im II. Nachtrag — 1886 — sind die Maße für die festen Achsstände der TV 1882 geändert worden, da sie nicht gleichmäßig mit der Zunahme des Bogenhalbmessers wachsen. Die Achsstände sind nach folgenden nicht rein wissenschaftlichen Formeln berechnet worden

$$0,27 \sqrt{R} - 0,8 \text{ für Lokomotiven}$$

$$0,33 \sqrt{R} - 0,9 \text{ für Wagen mit Rücksicht auf die Schonung}$$

$$0,4 \sqrt{R} - 0,9 \text{ für Wagen mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit.}$$

Gefordert ist ferner, daß der Anschrift „Vereinslenkachsen“ die Bezeichnung der Gruppe und die Nummer der Lenkachsbauart hinzugefügt wird (s. u.).

Ein im Jahr 1882 zur Prüfung der Lenkachsbauarten und der Bedingungen für den ruhigen Lauf der Wagen eingesetzter Unterausschuß hat auf Grund von Versuchen und nach den Erfahrungen der Verwaltungen „Grundzüge für die Zulassung von Vereinslenkachsen“ aufgestellt. Danach werden diese unterschieden nach „freien Lenkachsen“ und „gekuppelten Lenkachsen“ und ferner, ob sie unbeschränkt verwendbar (Gruppe A) oder beschränkt bis höchstens 50 km/h verwendbar (Gruppe B) sind. Von den Bedingungen für die Übergangsfähigkeit sind u. a. zu erwähnen: vollkommene Einstellung in Bögen mit mehr als 300 m Halbmesser, feste Begrenzung der größten Verschiebung (höchstens 25 mm nach jeder Seite), Abbremsung der Achse mit vier Bremsklötzen, die gleichen Druck ausüben, Anschrift am Wagen über Gruppe und Nummer der Lenkachsbauart.

In den TV 1889 ist die Bestimmung über den kleinsten Achsstand der Güterwagen (2,5 m) auf alle Wagen ausgedehnt. Der feste Achsstand der Güterwagen, der in der Regel nicht überschritten werden soll, ist auf 4,5 m\*) vergrößert.

In den TV 1897 sind die Maße für die festen Achsstände vergrößert worden, da nach den Erfahrungen weit größere

\*) siehe „Der feste Achsstand der Lokomotiven im Wandel der Zeiten und Vorschriften“ von Prof. H. Baumann, Karlsruhe, Glasers Ann. Bd. 117, Heft 8 vom 15. 10. 1935.

Achsstände als in den TV 1889 empfohlen, zulässig sind. Die Achsstände sind nach der Formel  $r = \sqrt{2} \cdot \sigma \cdot R - \lambda$  berechnet; hierin ist  $r$  = Achsstand,  $R$  = Bogenhalbmesser,  $\lambda$  = halbe Länge der Sehne des Spurkranzes an der Anlaufstelle =  $\sim 100$  mm,  $\sigma$  = Spurerweiterung für alle  $R = 0,020$  m + Spiel zwischen Rad und Schiene, dieses für Lokomotiven, der besseren Erhaltung wegen, =  $0,010$  m, für Wagen =  $0,025$  m. Nicht geändert sind die mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit für Wagen zugelassenen Achsstände.

Für alle Lokomotiven, deren Achsstände die Grenzwerte überschreiten, werden drehbare oder verschiebbare Achsen oder Drehgestelle empfohlen.

Für den festen Achsstand der Tender sind die Bestimmungen für Wagen maßgebend gemacht, da die Bauart der Tender mehr der der Wagen als der Lokomotiven entspricht und eine Vergrößerung des Achsstandes erwünscht ist.

Auf Grund eingehender Versuche und Untersuchungen, die seit der letzten Ausgabe der TV angestellt worden sind, sind nunmehr nähere Bestimmungen über die Lenkachsen aufgenommen. Zunächst ist die Anwendung von Lenkachsen empfohlen, jedoch soll der Betriebssicherheit wegen der Achsstand von 9 m bei Bogenhalbmessern von 180 m und von 10 m bei Bogenhalbmessern von 210 m nicht überschritten werden. Die Verschiebbarkeit der Endachsen in Wagenlängsrichtung muß nach jeder Seite mindestens  $2,5r$  ( $r$  = Achsstand in m) mm betragen, bei freien Lenkachsen jedoch höchstens 35 mm. Die Rückkehr der Endachsen in die Mittellage muß durch pendelnde Federgehänge oder durch die Mittelachse bewirkt werden. Die Achslagergehäuse müssen Führungsansätze haben, die einen Abstand von mindestens 5 mm von der Achshalterebeine haben müssen. Die Tragfedern müssen mit den Achslagergehäusen starr verbunden oder drehbar auf ihnen gelagert sein; beide dürfen sich nicht gegeneinander verschieben und nicht voneinander abkippen können. Bei nicht drehbaren Tragfedern müssen die Federgehänge sich seitlich bewegen können. Die Federgehänge freier Lenkachsen dürfen bei leeren Wagen in der Mittelstellung der Achse nicht weniger als  $30^\circ$  gegen die Waagerechte geneigt sein. Die Gehänge dürfen sich auch bei der größten Achsverschiebung der Waagerechten nicht zu sehr nähern. Bremsbare, parallel verschiebbare Lenkachsen müssen mit je vier Bremsklötzen gebremst werden, deren Drücke an einem Rad höchstens im Verhältnis 2:3 verschieden sein dürfen. Auch bei angezogener Bremse muß die Einstellbarkeit der Achse gewährleistet sein. Die nach diesen Bestimmungen gebauten Wagen erhalten nur die Anschrift „Vereinslenkachsen“ (vergl. II. Nachtrag 1886).

Auf Grund eines Änderungsantrages ist das Mindestmaß der Querverschiebbarkeit der Mittelachse für die einzelnen Achsstände zahlenmäßig festgelegt worden. Diese Maße dürfen bei querverschiebbaren Endachsen um das Maß der Querverschiebbarkeit einer Endachse verkleinert werden.

Nach dem II. Nachtrag — 1900 — soll der Achsstand der Lokomotiven um so größer sein, je größer die Fahrgeschwindigkeit ist. Empfohlen werden Drehgestelle oder einstellbare Achsen bei Lokomotiven mit größeren als den empfohlenen Achsständen (s. Taf. 6, Abb. 1), Drehgestelle mit Drehpunkt zwischen den Achsen für Schnell- und Personenzuglokomotiven; für Geschwindigkeiten bis 80 km/h sind zweiachsige Deichselgestelle, einachsige Drehgestelle und nach dem Gleisbogen einstellbare führende Laufachsen geeignet; die Querverschiebbarkeit soll so groß sein, daß im schärfsten Bogen die Spurkränze der folgenden festen Achse an der äußeren Schiene laufen. Zur Verminderung des Spurkranzdruckes der führenden Achse drei- und mehrachsiger Lokomotiven wird empfohlen, einzelne Kuppelachsen so querverschiebbar zu machen, daß ihre Achsbünde keinen Seitendruck auf die Lager ausüben.

In den TV 1909 ist die allgemeine Bestimmung über die Größe des Achsstandes der Lokomotiven weggefallen.

In der Bestimmung über die Verkleinerung der Querverschiebbarkeit der Mittelachse mit querverschiebbaren Endachsen wird empfohlen, der Mittelachse das volle vorgeschriebene Spiel zu geben, um die starke Beanspruchung der Achshalter der Mittelachse im Bogen zu vermeiden.

Im III. Nachtrag — 1916 — ist nur noch je ein Wert für die festen Achsstände der Wagen aufgenommen, ohne Hinweis auf die für ja alle Bestimmungen maßgebende Betriebssicherheit. Auf Grund eingehender Versuche sind die bisher mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit zugelassenen Werte mit unwesentlichen Abrundungen übernommen.

In den TV 1930 sind in den Bestimmungen über Achsstand, einstellbare Achsen und Drehgestelle der Lokomotiven die Erkenntnisse berücksichtigt, die aus den seit 1924 schwebenden, noch nicht abgeschlossenen Forschungsarbeiten bis jetzt gewonnen worden sind.

Da die Weichenverhältnisse und nicht allein die Gleisbögen oft maßgebend sind, ist gefordert, daß das Laufwerk der Lokomotiven, der Tender und der elektrischen Lokomotiven und die die Fahrzeugglieder verbindende Kupplung das zwanglose Durchfahren der Gleisbögen und Weichen zulassen muß. Anstelle der Grenzwerte für die festen Achsstände ist der Grenzwert für den Anlaufwinkel führender Räder nach der Erfahrung mit  $2^\circ$  festgelegt. Je nach der Größe des Gesamtachsstandes der Lokomotive müssen eine oder mehrere Achsen einstellbar oder querverschiebbar sein. Für schnellfahrende Lokomotiven werden vorlaufende Drehgestelle empfohlen. Um klare Führungsverhältnisse zu schaffen, soll die Längsachse der Lokomotive nur durch den Drehgestellrehzapfen gelenkt werden; die geführte Länge der Lokomotive soll möglichst groß sein. Die Geschwindigkeitsgrenze von 80 km/h bei vorlaufenden, nicht in Drehgestellen gelagerten Achsen ist fallen gelassen, da viele derartige Lokomotiven anstandslos mit höheren Geschwindigkeiten laufen; dafür sind dann aber kleine Überhänge oder Rückstellvorrichtungen Bedingung.

Die bisherige Forderung, den Spurkranzdruck führender Räder klein zu halten, ist beibehalten.

Grundlegend sind die Bestimmungen über die Achsenanordnung der Wagen geändert worden durch Einführung des Begriffs der führenden Achsen. Bei Wagen und Drehgestellen müssen zwei Achsen zu führenden Achsen bestimmt werden, durch die ihre Stellung und Führung im Gleis bestimmt wird. Diese Achsen können feste Achsen oder Lenkachsen sein; empfohlen werden Lenkachsen. Empfohlen wird ferner, die Endachsen zu führenden Achsen zu bestimmen, da dann der Überhang klein wird. Für die führenden Achsen mußte das höchstzulässige Querspiel nach jeder Seite bei größter Abnutzung der in Betracht kommenden Teile festgelegt werden, damit sie unter allen Umständen führend bleiben. Übernommen sind die bei Berechnung der Wagenlängen und Überhänge zugrunde gelegten Maße von 15 mm für Wagen und 5 mm für Drehgestelle; für Wagen von 8,5 bis 10 m Achsstand mit Zwischenachsen vergrößert sich das Maß von 15 mm noch um das Maß der Querverschiebung, das bei einer Querverschiebung der Zwischenachse von 40 mm — Größtmaß, das im allgemeinen der Zwischenachse ohne eigenes Laufgestell gegeben werden kann — den führenden Achsen zu geben ist.

Das Mindestmaß für den Achsstand von 2,5 m ist der größeren Fahrgeschwindigkeit wegen auf 3,5 m vergrößert. Der Drehgestellachsstand soll nicht kleiner als 2 m sein. Das Größtmaß von 4,5 m für den festen Achsstand freizügig verkehrender Wagen ist beibehalten; die Größtmaße für die übrigen Wagen sind mit Rücksicht auf den günstigsten Anlaufwinkel für die einzelnen Bogenhalbmesser festgelegt ( $r_{opt} = 0,352\sqrt{R}$ ).

Für die Zwischenachsen mit und ohne Laufgestell und für die Außenachsen sind die erforderlichen Querverschiebungen so festgelegt, daß der waagerechte Spurkranzdruck dieser Achsen möglichst klein und die Einstellung des Wagens durch die führenden Achsen nicht behindert wird.

Das Längsspiel der Lenkachsen 2,5.r, das sich für einen Abstand der Achshalter von Wagenlängsmittle von 900 mm ergibt, ist in der Form 2,8.r.c übernommen, worin c der Achshalterabstand von Wagenlängsmittle ist. Das Höchstmaß für das Längsspiel (35 mm) ist weggefallen, da es praktisch bedeutungslos ist; die feste Begrenzung des Längsspiels ist, wie bisher, gefordert. Da gekuppelte Lenkachsen nicht mehr angewendet werden, sind nur die freien Lenkachsen behandelt.

Drehgestelle müssen sich so weit drehen können, daß die Wagen Bogenhalbmesser von 150 m — empfohlen werden 100 m — befahren können. Güterwagendrehgestelle sollen sich um mindestens 90° nach jeder Seite drehen lassen wegen der kurzen Drehscheiben in Werken.

Nach den Bestimmungen über Achslager müssen diese so ausgeführt sein, daß sie die Führung in den Achshaltern nicht verlieren können und daß sich die Achsen ohne Klemmen in den Achshaltern einstellen können. Diese Bestimmungen gelten nicht nur für Lenkachsen, sondern auch für feste Achsen. Das bisher vorgeschriebene Maß von 5 mm für die Überdeckung bei den Achslagern der Lenkachsen ist weggelassen, da es unter Umständen nicht ausreicht. Auch das Maß für den Abstand der Führungsansätze von der Achshalterebene ist weggefallen, da hierfür die Ausbildung des Achslagers maßgebend ist; der Mindestabstand muß so groß sein, daß die Verdrehung der

Achse durch die Ansätze nicht verhindert wird. Die Bestimmung, daß Tragfedern und Achslager sich nicht gegeneinander verschieben und nicht voneinander abkippen können, ist beibehalten. Die Blattragfedern dürfen an den Enden im allgemeinen nur durch Gehänge mit dem Untergestell verbunden sein.

Die Gehänge müssen die erforderliche größte Längs- und Querbewegung der Achse zulassen. Das Maß von 30° für die Neigung der Gehänge gegen die Waagerechte ist auf 45° vergrößert, um die Beanspruchung von Federblatt und Augen kleiner zu halten. Der Höhenunterschied der beiden Bolzen jedes Federgehanges einer Zwischen- oder Außenachse darf nicht kleiner als das fünffache des Querspiels des Achslagergehäuses in den Achshaltern sein. Dadurch ist das Höchstmaß für die Rückstellkraft in der Wagenquerrichtung mit  $\frac{1}{5}$  des Achsdrucks festgelegt. Je kleiner der Höhenunterschied ist, um so größer wird die Rückstellkraft, um so größer auch der Widerstand gegen das Verschieben der Achse. Für das Verdrehen der Tragfeder gegen den Achsschenkel ist bei Lenkachsen ein Winkel von mindestens 3° nach jeder Seite vorgeschrieben.

Da das verschieden starke Bremsen der Räder einer Achse nicht ratsam ist, sind nicht nur für Lenkachsen sondern auch für feste Achsen gleich große Bremsklotzdrücke gefordert. Abzubremsende Lenkachsen müssen mit vier Bremsklötzen gebremst werden, die den gleichen Druck ausüben; dies ist erforderlich, um die freie Beweglichkeit der gebremsten Lenkachsen sicher zu stellen.

Die Anschrift „Vereinslenkachsen“ ist weggefallen, da durch die Technische Einheit vorgeschriebene und übernommene Zeichen für Wagen mit mehr als 4,5 m Achsstand und entsprechend verschiebbaren Achsen ausreicht.

## Bestimmung der kennzeichnenden Betriebskoeffizienten von Triebwagen mit Verbrennungsmotoren\*).

Von Prof. Ing. Guido Corbellini und Dr. Ing. Manlio Diegoli, Italienische Staatsbahnen.

Die Versuchstechnik die sich auf das Studium der Charakteristiken auf dem Gebiete des Zugs und der Bewegung bezieht, hat sich im Laufe der Zeit ausgebildet; sie greift von Fall zu Fall zu den geeignetsten Mitteln um einen besonderen Zweck zu erreichen.

eingeführten und — weil tatsächlich zweckentsprechend — sofort auch in Italien übernommenen Druckluftbrems-Lokomotiven heran. Letztere Anordnung ist in Italien, das elektrifizierte Strecken mit Drehstromförderung, d. h. mit typischen und bestimmten Fahrgeschwindigkeiten besitzt, häufig durch

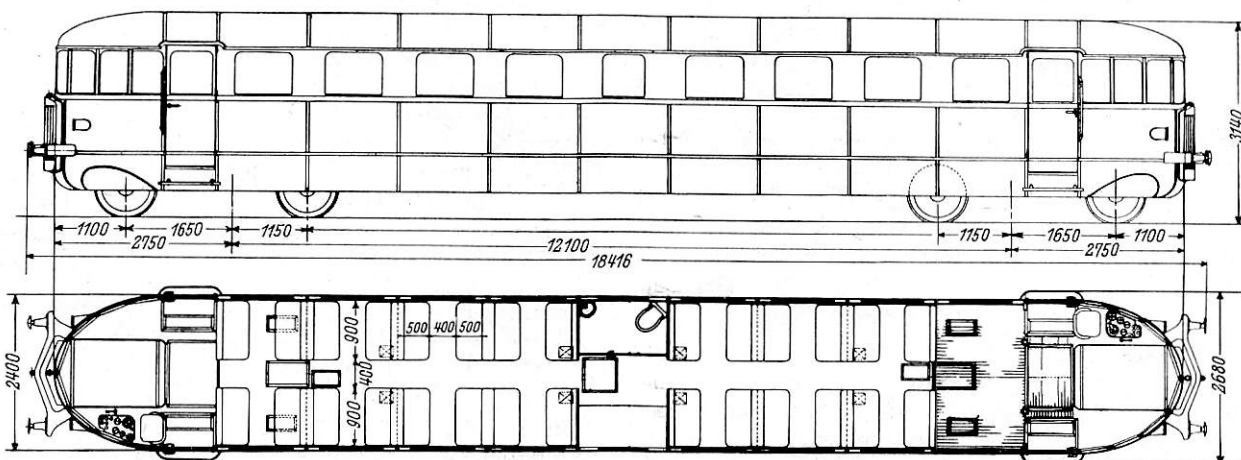


Bild 1. Fiat-Autotriebwagen ALn 56.

Früher benützte man zu Versuchszwecken Züge normaler Bauart; heute, obwohl man nicht vollständig auf dieses Mittel, das sich in einigen Fällen noch nützlich erweist, verzichtet hat, bedient man sich auf dem experimentellen Gebiete auch der Versuche mit konstantem Betriebszustand oder der stationären Anlagen, oder aber man zieht die ursprünglich in Deutschland

eine elektrische Lokomotive ersetzt worden, die geeignet ist, eine Bremswirkung in Form von Energierückgewinnung auszuüben.

Andererseits wurde auch das Studium des Widerstandes, der sich der Bewegung des rollenden Eisenbahnmaterials mit hoher Fahrtgeschwindigkeit entgegensetzt, nicht vernachlässigt, die Widerstandsbestimmungen durch Versuche auf offener Strecke wurden durch Prüfungen mit Modellen im

\*) Vergl. Rivista Tecnica delle Ferrovie Italiane No 3 Sett. 1939.

Windtunnel und in der hydrodynamischen Wanne immer weiter vertieft.

In der Zwischenzeit ist aber ein neues Problem aufgetaucht: das Studium der effektiven Kennzeichen der Triebwagen mit

vielfach im Eisenbahnbetriebe steht. Dieser Wagen besitzt die folgenden allgemeinen Kennzeichen: 56 Sitzplätze, 20 Stehplätze, 2 Drehgestelle mit je einer Motorwelle, zwei Fiatmotoren mit Diesel-Arbeitsprozeß; Gesamthöchstleistung etwa 160 PS, Höchstgeschwindigkeit 110 km/Std., Leergewicht 19 500 kg, Betriebsgewicht 25 000 kg, Fahrbereich 700—800 km.

Die zu bestimmenden kennzeichnenden Elemente waren: a) Rollkoeffizient; b) Aerodynamischer Koeffizient (Luftwiderstand); c) Wirkungsgrad der Kraftübertragung; d) Wirkungsgrad der Gangschaltung; e) Eignung für Steigungen; f) Anzugsvermögen.

Um zu gleichmäßigen Ergebnissen zu gelangen, mußten die für die Ausführung dieser Versuche bestimmten Probestrecken praktisch geradlinig sein, mit geeigneter Höhenentwicklung und in ausgezeichneter Instandhaltung.

a) Rollkoeffizient  $F_0$ . Er entspricht dem Grenzwiderstand, der sich der Bewegung entgegensetzt, wenn die Geschwindigkeit des Fahrzeugs nach dem Nullpunkt neigt. Um ihn zu bestimmen, ließ man den Autotriebwagen mit ausgeschalteten Motoren eine gradlinige Strecke mit einer 4,7%igen Steigung befahren, wobei die Zeit, welche für das Durchfahren von je 10 m vom Ausgangspunkte ( $V = 80$  km/Std.) bis zum Stillstand erforderlich war, aufgezeichnet wurde. Auf diese Weise wurde die Entwicklung des Weges in Abhängigkeit von der Zeit bestimmt [Bild 2, Kurve  $S(t)$ ]; durch weitere graphische Ableitung erhält man, immer als Funktion der Zeit, die Kurven der Geschwindigkeit  $V(t)$  und der Verzögerung  $\varphi(t)$ , von welchen die Kurve der Verzögerung bezogen auf die Geschwindigkeit [ $\varphi(v)$ ] abgeleitet wird, welche als Grundlage für die Bestimmung des Widerstandes [ $F_p(V)$ ] des Triebwagens auf ansteigender Strecke  $p$ , entsprechend dem Ausdruck  $F_p = \varphi M$ , dient.

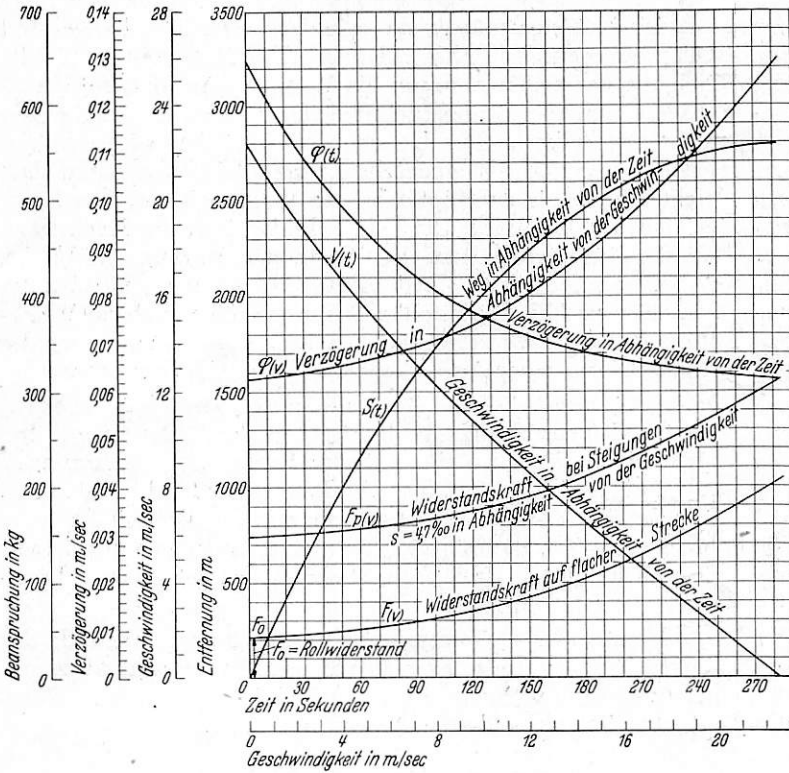


Bild 2. Diagramm für die Bestimmung des Rollkoeffizienten  $F_0$  beim Fiat-Autotriebwagen ALn 56.

Verbrennungs- und Elektromotoren, für welche die gebräuchlichen dynamometrischen Einrichtungen nicht benutzt werden können.

Die Triebwagen mit Verbrennungsmotoren haben nunmehr auch in Italien, ebenso wie im Auslande, eine stetig zunehmende Verbreitung erlangt; ihre Zahl ist in wenigen Jahren bereits auf 850 angewachsen. Es erschien daher angezeigt, für die Bestimmung der Charakteristiken dieser Motoren ein Versuchs-

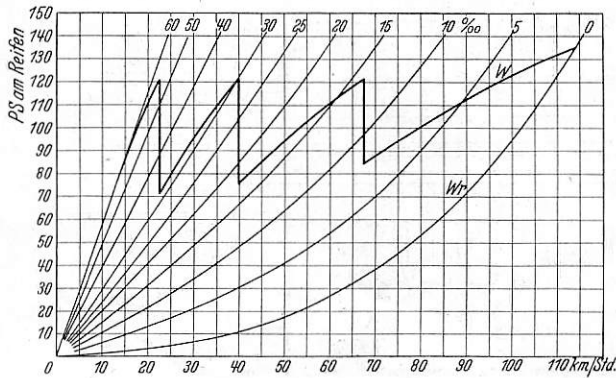


Bild 3. Diagramm der Nutzleistungen ( $W$ ) und der Widerstände ( $W_r$ ) am Radreifen.

verfahren auf solchen Grundlagen einzuführen, daß direkte Vergleiche auf internationalem Gebiete auch für sehr unterschiedliche Typen möglich sind.

Von einem von der U.I.C. eben zum Zwecke der Vereinheitlichung der Gesichtspunkte empfohlenen Verfahren ausgehend, wurden von den italienischen Staatsbahnen experimentelle Bestimmungen, beginnend mit einem Autotriebwagen Fiat ALn 56 (Bild 1), ausgeführt, einer Wagentype, die bereits

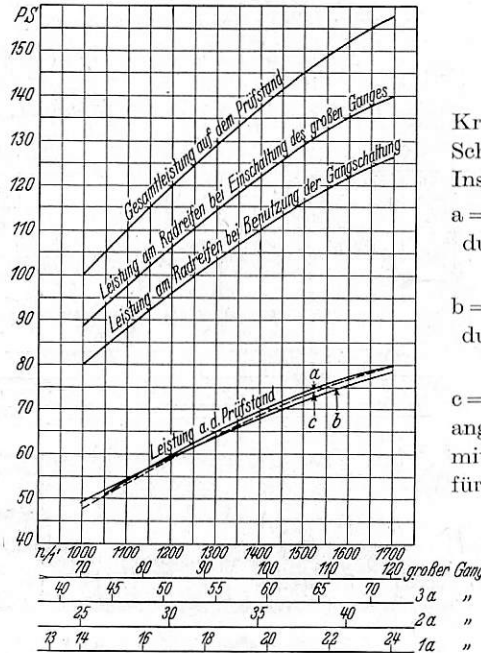


Bild 4. Leistung auf dem Prüfstand, am Radreifen gemessen beim Fiat-Autotriebwagen ALn 56, Motortype 335 C.

Wirkungsgrade:  
 Kraftübertragung . . . 0,886  
 Schaltgetriebe . . . 0,903  
 Insgesamt . . . . . 0,80  
 a = Motor Nr. 003 495 in durchschnittlich gutem Erhaltungszustand.  
 b = Motor Nr. 003 462 in durchschnittlich gutem Erhaltungszustand.  
 c = von der Lieferfirma angegebene Kennziffern mit einer 5%igen Toleranz für eingelaufene und überprüfte Motoren.

Die Masse  $M$  hingegen muß unter Berücksichtigung des Koeffizienten  $\alpha$  berechnet werden, der von der Trägheit der rollenden Teile abhängt. Man erhält somit:

$$F_p = \varphi \frac{P}{g} (1 + \alpha \text{ oder auch } F_p = \varphi \frac{P}{g} \left[ 1 + \frac{\omega}{p} \left( \frac{Q}{R} \right)^2 \right])$$

wobei P das Gewicht des Triebwagens unter den Versuchsbedingungen,  
 $\omega$  das Gewicht der rollenden Teile (nur die Räder mit den Bremsstrommeln,  
 R die Radspeichen,  
 $\rho$  den Drehungsradius der berücksichtigten rollenden Teile und  
 g die Schwerkraftbeschleunigung bedeuten.

Die Widerstandskraft auf flachen Strecken [F (v)] leitet sich von der Kurve  $F_p$  (V) ab, wobei die der Steigung ent-

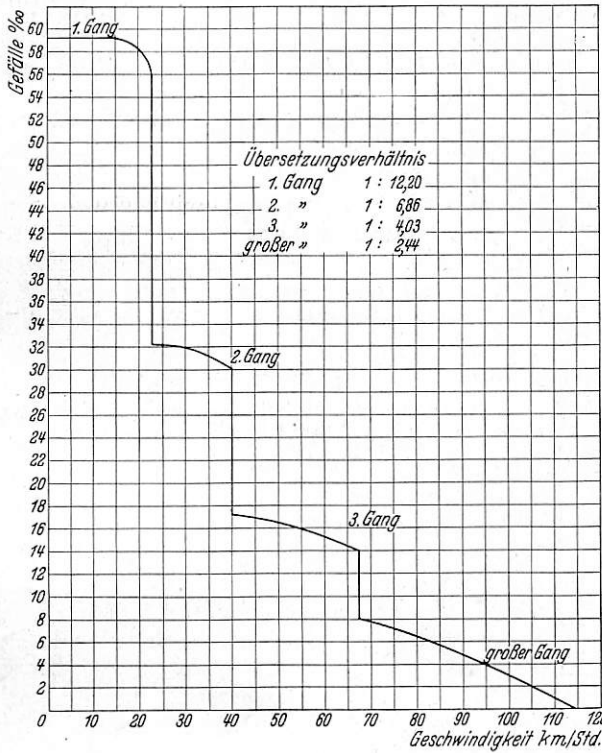


Bild 5. Diagramm der Leistungen beim Fiat-Autotriebwagen ALn 56.

sprechende Verzögerungskraft  $P_p$  berücksichtigt wird. Entsprechend  $V = 0$  stellt die Verzögerungskraft den Rollwiderstand  $F_0$  dar, dessen Mittelwert, auf Grund von sieben Versuchen, 43 kg ergeben hat, wobei der auf eine Einheit bezogene Widerstand 1,72 kg beträgt.

b) Aerodynamischer Koeffizient KS (Luftwiderstand). Beim Durchfahren einer langen geradlinigen Strecke mit konstantem Gefälle ( $p = 10\%$ ) neigte der Triebwagen dazu, je nach den Anfangsverhältnissen entweder zu- oder abnehmend, eine Grenzgeschwindigkeit  $V_p$  anzunehmen, bei der sich die aus der Neigung ergebende Kraft  $P_p$  genau dem Gesamtwiderstand der Bewegung  $F_a$  ausglich. Nach der gewöhnlichen Annahme, daß im Bereiche der vorkommenden Geschwindigkeiten der Widerstand des Mittels dem Quadrat der Geschwindigkeit proportional ist, kann man den Koeffizienten erhalten aus:

$$P_p = F_a = F_0 + KS \cdot V_p^2, \text{ woraus } KS = \frac{P_p - F_0}{V_p^2} \text{ folgt.}$$

Mit effektiven Geschwindigkeiten von 97—99 km/Std. hat sich der Mittelwert  $KS = 0,0215$  ergeben, womit die Änderungen des Gesamtwiderstandes  $W_2$  nach der Gleichung

$$W_2 = \frac{V}{270} \left[ (F_0 + KS \cdot V^2) \pm P_p \right]$$

bestimmt und die Kurven in Abhängigkeit von der Fahrt-

geschwindigkeit V und den verschiedenen Gefällen (Bild 3) gezeichnet werden können.

Die durch den Luftwiderstand für höhere Geschwindigkeiten aufgenommene Leistung  $W_a = KS \cdot \frac{V^3}{270}$  erweist sich etwas größer als jene, die sich in stationären Versuchsanlagen ergibt, da in der Ermittlung von KS der Koeffizient  $F_0$  unabhängig von der Geschwindigkeit angenommen wurde. Auf diese Weise schließt der aerodynamische Widerstand auch alle durch Nebenbewegungen des Fahrzeugs im Gleis hervorgerufenen Widerstände ein; tatsächlich aber beeinflusst die Ungenauigkeit dieses Einzelwerkes die Werte  $W_r$  — auf die es schließlich ankommt — nur in zu vernachlässigender Weise.

c) Wirkungsgrad der Kraftübertragung. In Bild 4 sind die Kurven der Leistung der beiden Motoren auf dem Probestand eingezeichnet. Andererseits haben zahlreiche Fahrten in beiden Richtungen auf einer flachen geradlinigen Strecke von etwa 20 km Länge mit großer Gleichmäßigkeit Höchstgeschwindigkeiten von 114 km/Std. ergeben, welche, bei Einschaltung des großen Ganges, einer Drehgeschwindigkeit der Motoren von 1620 Umdr./Min. entspricht. Auf Grund der entsprechenden Werte der Leistung am Probestand und der von den Radreifen aufgenommenen Leistung  $W_r$ , welche aus den Kurvenblättern 4 und 3

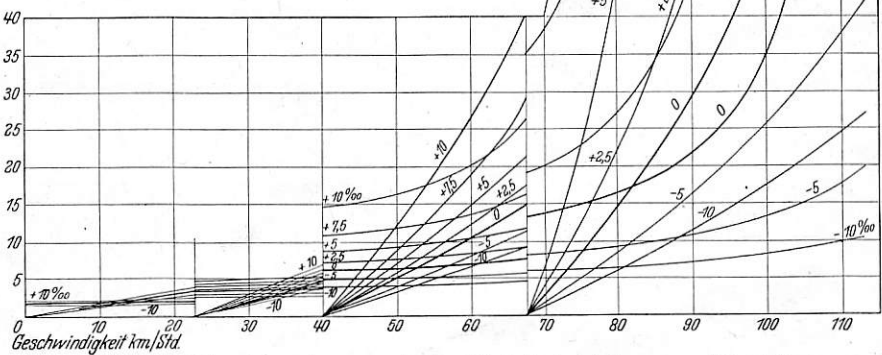
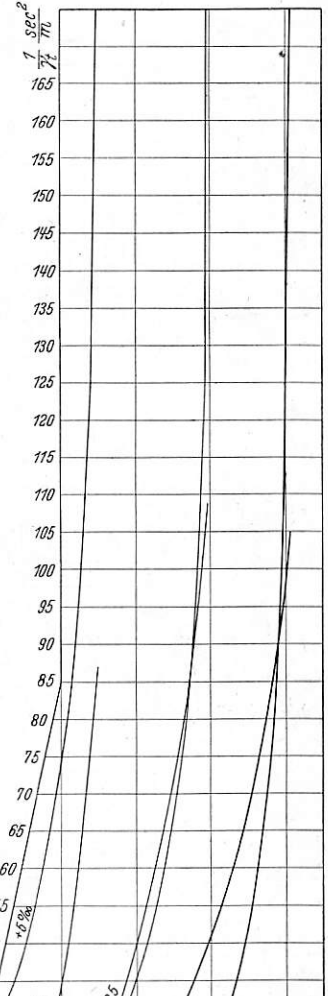


Bild 6. Beschleunigungen beim Fiat-Autotriebwagen ALn 56. Zuschlag für rollende Massen 3%.

entnommen werden können, ergibt sich der Wirkungsgrad der Übertragung zu  $Rt = \frac{136,1}{153,5} = 0,886$ .

Da man gewöhnlich den Wirkungsgrad bei Einschaltung des großen Ganges innerhalb eines weiten Geschwindigkeitsbereiches der Motoren als praktisch konstant betrachtet, läßt sich von der Kurve der Leistung am Probestand, eben auf Grund des Wirkungsgrades  $Rt$ , die Kurve der Nutzleistung am Radumfang ableiten (Bild 4).

d) Wirkungsgrad des Übersetzungsgetriebes. Die Gangschaltung des zu den Versuchen herangezogenen Triebwagens war in der Weise vorgesehen, daß zwischen der Drehzahl

Die Versuche, welche auf einer Strecke mit 14,4%iger Steigung mit Einschaltung des 3. Ganges ausgeführt wurden, haben als Mittelwert eine Geschwindigkeit von 65 km/Std. ergeben, welcher eine Drehzahl von 1540 Umdr./Min. und bei Vollbelastung eine Gesamtleistung von 148,5 PS an den Motorwellen entspricht, während die am Radumfang abgegebene Leistung 118,8 PS beträgt. Der Gesamtwirkungsgrad (Übersetzung und Gangschaltung) wird somit  $R = \frac{118,8}{148,5} = 0,80$ , und jener der sich nur auf die Gangschaltung, im 3. Gange bezieht,  $R_c = \frac{R}{R_t} = 0,903$  betragen.

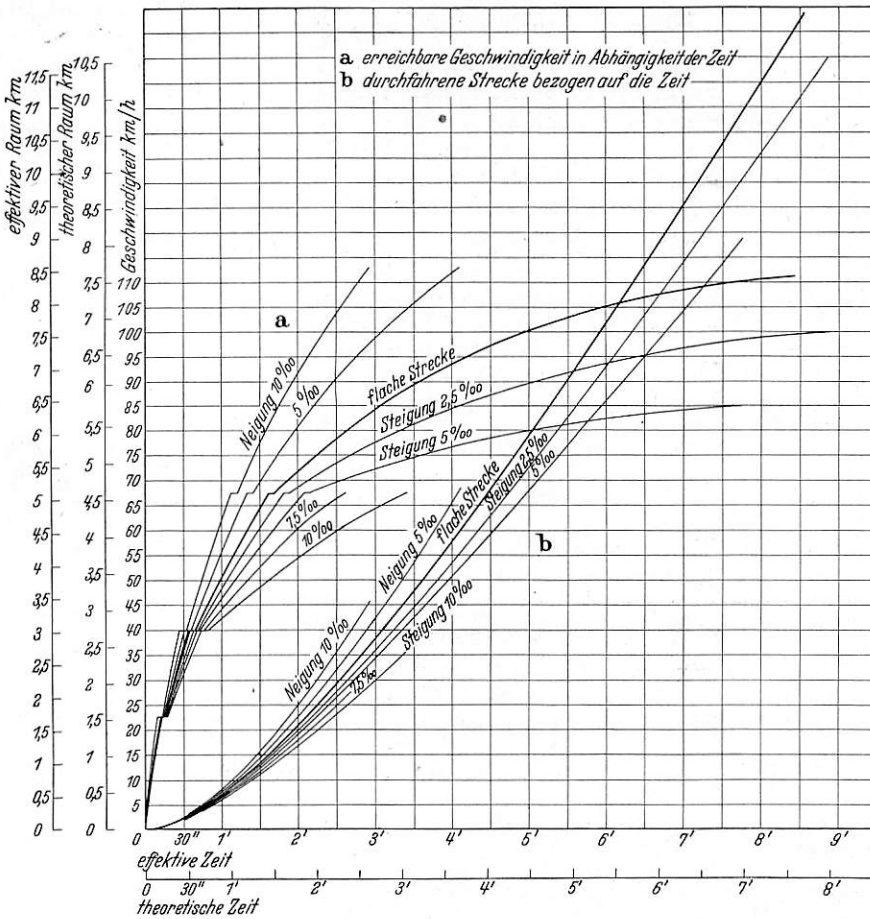


Bild 7. Fiat-Autotriebwagen ALn 56.

Anlassen bei vollbelastetem Motor auf unterschiedlichem Gefälle. Praktische Beschleunigung = 0,9 der theoretischen Beschleunigungen.

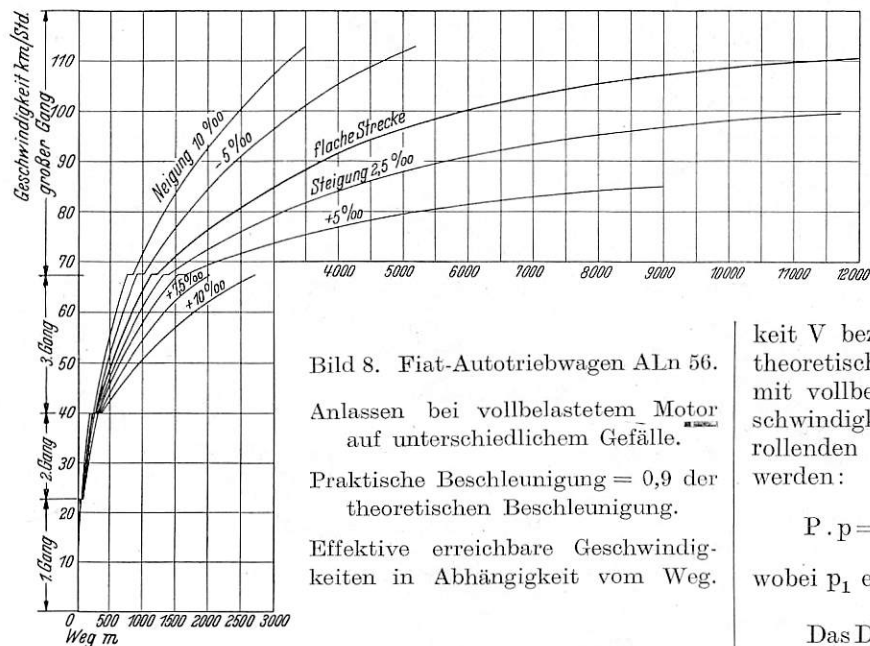


Bild 8. Fiat-Autotriebwagen ALn 56.

Anlassen bei vollbelastetem Motor auf unterschiedlichem Gefälle. Praktische Beschleunigung = 0,9 der theoretischen Beschleunigung. Effektive erreichbare Geschwindigkeiten in Abhängigkeit vom Weg.

der Motoren und der Räder die folgenden vier Übersetzungen zur Drehzahlverminderung eingeschaltet werden konnten:

- 1. Gang = 1:12,20; 2. Gang = 1:6,86;
- 3. Gang = 1:4,03; 4. Gang = 1:2,44.

Angesichts der Schwierigkeit, Strecken mit geeignetem Steigungsverlauf für die entsprechenden Versuche im 2. und 1. Gange ausfindig zu machen, ist man übereingekommen, auch für die beiden letztgenannten Beziehungen den für den 3. Gang bestimmten Wirkungsgrad  $R_n$  anzunehmen, was übrigens genügend gut mit den tatsächlichen Verhältnissen übereinstimmt. Die Kurve der Leistung am Radumfang bei Benutzung der Gangschaltung, ist ebenfalls im Kurvenblatt 4 angegeben.

e) Eignung für Steigungen. Die Werte der am Radumfang zur Verfügung stehenden Leistung, bei Einschaltung des großen Ganges oder bei Benutzung der Gangschaltung, wurden in der Weise in das Kurvenblatt 3 eingetragen, daß sie zu den Kurven der Ausnutzung (Widerstände  $W_r$  für die verschiedenen Fälle) in Beziehung gebracht werden. Obwohl die Motoren regelmäßig mit 1700 Umdr./Min. laufen können, wurde dennoch als normale Drehzahl, d. h. für die gewöhnlichen praktischen Zwecke, 1600 Umdr./Min. angenommen; die Gangschaltungen sind daher diesem Werte entsprechend vorgesehen worden.

Auf diese Weise ergeben sich die auf Strecken mit unterschiedlichen Steigungen möglichen Fahrgeschwindigkeiten des Triebwagens, natürlich mit zweckentsprechender Benutzung der Gangschaltung.

Von dem oben erwähnten Kurvenblatt läßt sich das Diagramm 5 (Bild 5) ableiten, das in noch deutlicherer Weise die Fahrleistungen des Triebwagens sowohl auf flachen Strecken als auch auf Steigungen bis 59‰ hervortreten läßt, d. h. seinen Verwendungsbereich angibt.

f) Anzugsvermögen. Die Ordinate des Diagramms 5, die sich auf eine beliebige Geschwindigkeit  $V$  bezieht, stellt je nach den Maßstabverhältnissen, die theoretische Beschleunigung  $\gamma t$  dar, welche der Triebwagen mit vollbelasteten Motoren auf flacher Strecke bei der Geschwindigkeit  $V$  annehmen könnte. Bei Berücksichtigung der rollenden Massen kann dies folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$P \cdot p = M \cdot g \cdot p = M(1 + a) \gamma t \text{ oder auch } \gamma t = g \frac{p - p_1}{1 + a}$$

wobei  $p_1$  eine beliebige Steigung, aber kleiner als  $p$  bedeutet.

Das Diagramm 6 (Bild 6) zeigt für den Ausdruck  $\frac{1}{\gamma t} = f(V)$

die entsprechenden Kurven für einige typische Steigungen, von welchen man mittels Integrierung die Anfahrkurven erhält, die im Kurvenblatt 7 (Bild 7) zusammengefaßt sind und die theoretische Zeit angeben, welche nötig ist mit vollbelasteten

Motoren eine beliebige Geschwindigkeit  $V$  sowohl auf flacher als auch auf ansteigender Strecke zu erreichen.

In Wirklichkeit weisen diese Kurven immer höhere Ordinaten auf, als jene, die auf Grund direkter Versuche ermittelt wurden, und zwar in einem ziemlich konstanten Verhältnis, denn ein Motor in der Beschleunigungsphase gibt für eine beliebige Augenblicksbeschleunigung nicht die am Probestand für die gleiche Geschwindigkeit ermittelte Leistung, sondern im Normalbetriebszustand. Man ist daher übereingekommen, als Anzugvermögen die Beziehung zwischen der tatsächlichen Beschleunigung und der theoretischen Beschleunigung für die gleiche Geschwindigkeit anzugeben, in der Weise, daß diese Eigenschaft zahlenmäßig durch einen Koeffizienten zum Ausdruck kommt, der im besonderen Falle des Versuchstriebwagens den Mittelwert 0,90 besitzt. Im Kurvenblatt 7 hat die Achse der Abszissen eine doppelte Skala, die obere für die theoretischen Zeitangaben, die untere für die praktischen Werte.

Durch eine weitere Integrierung erhält man die Kurven (b), welche den in Abhängigkeit der Zeit durchfahrenen Raum darstellen, und schließlich, mittels der Kurven (a) und (b) leitet man das Kurvenblatt 8 ab, in welchem die tatsächlich in den verschiedenen Anlaßverhältnissen erreichbaren Geschwindig-

keiten als Funktion des erforderlichen Raumes ausgedrückt sind.

Falls man noch weiter gehen will, kann man auch in ähnlicher Weise graphisch das Verhalten des Triebwagens bestimmen, für den besonderen Fall des Anfahrens in einer Steigung mit vollbelastetem Motor, ferner bei höherer Geschwindigkeit als sie für derartige Steigungen vorgesehen, oder für andere ähnliche Einzelfälle (Bild 8).

Die so erhaltenen Ergebnisse gestatten es, die tatsächlichen Kennwerte des Triebwagens festzusetzen, und jeder Type die ihr zukommende Stelle unter den anderen derartigen Wagenausführungen zuzuweisen, wobei jene Elemente besonders hervortreten, die im laufenden Betrieb nicht leicht zu werten sind, die aber trotzdem die Ursache von Unzulänglichkeiten bilden können. Als Beispiel bringen wir in der folgenden Zahlentafel einige charakteristische Werte, wie sie in Frankreich mit einigen Triebwagentypen ermittelt wurden.

Die auf Grund dieser Versuche erhaltenen Diagramme können, wenigstens zum Teil, für die Beurteilung der Verwendung der Triebwagen herangezogen werden und bilden Stützpunkte für die Bestimmung der Fahrpläne, sowie für die Zuweisung von Treibstoff.

Bezeichnung des Triebwagens und der Eisenbahnverwaltung	Gewicht		Rollwiderstand		Wirkungsgrad der Übersetzung		Durchschnitts- koeffizient des Anzugs- vermögens
	Leert t	Be- lastun- t	Gesamt kg	Bezogen auf 1 t Gewicht	Mit großem Gang	In den kleineren Gängen	
De Diedrich (Etat) zwei Motoren C.L.M. mit je 103,5 PS zu 1500 Umdr./Min.	26,5	33,1	70	2,1	0,93	0,90	0,90
Fouga (P. O. Midi) ein Motor Maybach mit 135 PS zu 1300 Umdr./Min. . . .	17,2	21,27	85	4	{ 0,90 0,84	0,80	0,78
De Diedrich (P. L. M.) zwei Motoren Saurer mit je 150 PS . . . . .	—	43	—	2,2	0,92	0,79	—
Decauville (Nord) zwei Motoren Saurer mit je 139 PS . . . . .	29,4	36,8	—	1,74	0,88	0,89	0,87
Renault V. H. D. (Etat) zwei Motoren Renault mit je 265 PS . . . . .	54,8	65	124	1,9	0,86	0,84	0,87
Renault V. H. (P. O. Midi) ein Motor Renault mit 265 PS . . . . .	28	34	68	2	0,85	0,82	—
Renault A. B. V. (P. L. M.) zwei Motoren Renault mit je 265 PS . . . . .	—	69,5	153	2,2	0,85	0,82	0,91
Comp. Gen. Constructions (Etat) ein Motor M.A.N. mit 135 PS zu 1400 Umdr./Min. . . . .	16,6	22,4	40	1,8	0,92	0,92	0,89
Charentaise (P. O. Midi) ein Motor C. L. M. mit 105 PS zu 1500 Umdr./Min. . . . .	12,5	17,5	24,5	1,4	0,80	—	{ 0,80 0,95
Aciéries du Nord (Nord) zwei Motoren M.A.N. mit 265 PS zu 110 Umdr./Min., elektrische Übersetzung A. S. E. A. . . . .	39,4	46,8	77	1,7	0,84	—	1
Franco-Belga (Nord) zwei Motoren Maybach mit je 410 PS zu 1400 Umdr./Min., elektrische Übersetzung Siemens-Schuckert . . . . .	—	117,5	—	2,6	0,84	—	{ 0,6 1
Micheline 56 Plätze (P. O. Midi) ein Benzinmotor Hispano-Suiza mit 221 PS . . . . .	8,1	13,15	{ 175 <sup>1)</sup> 70 <sup>2)</sup>	{ 13,3 <sup>1)</sup> 5,3 <sup>2)</sup>	0,91	0,82	0,88
Bugatti (Etat) mit Beiwagen vier Benzinmotoren Bugatti mit je 255 PS zu 2600 Umdr./Min. . . . .	54,4	66	125	1,9	0,79	—	0,93

1) Mit Kurzschlußbürsten.

2) Ohne Kurzschlußbürsten.

### Die Lastabbremung der Schlepptender.

Von Reichsbahnrat Pfennings, Berlin.

In der heutigen Bremstechnik der Eisenbahnfahrzeuge spielt die gleichmäßige, vom jeweiligen Ladezustand des Fahr-

ungefähr halben Vorräten erreicht wird, die zusammen mit dem Eigengewicht des Tenders das Umstellgewicht ergeben. Die vollen Vorräte können der normalen Abbremung von 80% nicht zugrunde gelegt werden, da sonst infolge der abnehmenden Last beim Umstellgewicht die Abbremung schon unzulässig hoch werden würde. Bei Unterschreitung des Umstellgewichtes muß der Klotzdruck entsprechend ermäßigt werden, um ein Festbremsen der Achsen zu vermeiden. Die nach dem Jahre 1930 gebauten Reichsbahn-Tender mit der schnellwirkenden Knorr-Einkammerbremse sind zu diesem Zweck mit einem Druckverminderer ausgerüstet, der beim Absinken der Vorräte unter das Umstellgewicht umgeschaltet wird und den Bremszylinderdruck ermäßigt.

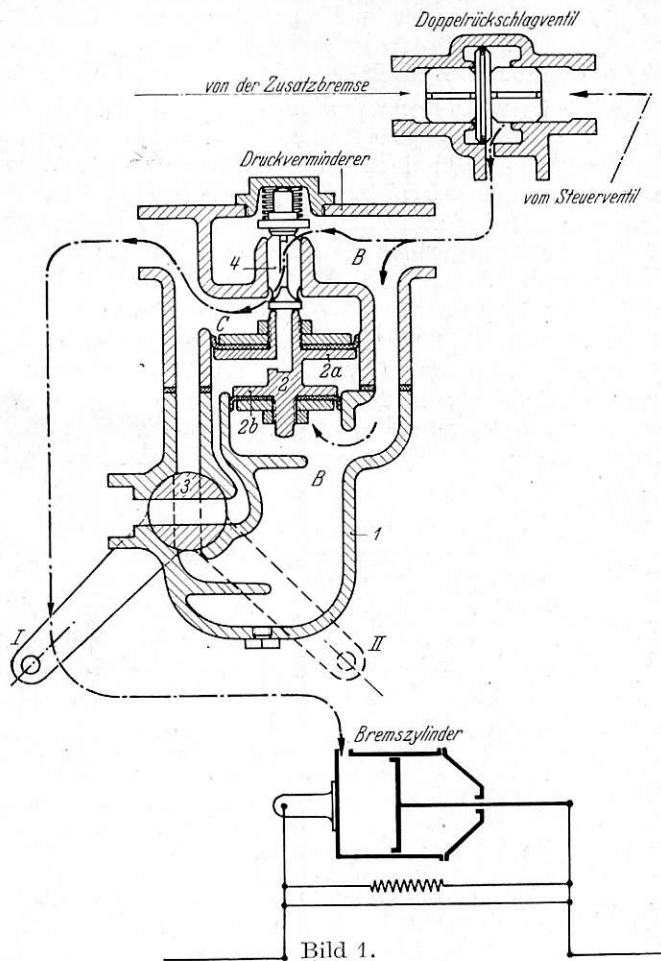


Bild 1.

zeuges möglichst unabhängige Abbremung eine große Rolle. Die in Prozent angegebene Abbremung stellt das Verhältnis des gesamten Bremsklotzdruckes zum Gewicht des Fahrzeuges dar. Bei Güterwagen wird der Bremsklotzdruck im allgemeinen durch den mechanischen Lastwechsel dem Ladezustand angepaßt. Der Lastwechsel wird von einem bestimmten Ladegewicht an, das als Umstellgewicht am Wagen angeschrieben ist, umgelegt und schaltet eine größere Gestängeübersetzung ein, so daß der Bremsklotzdruck erhöht wird. Wenn auch der Klotzdruck durch den Lastwechsel nur in einer Stufe geändert werden kann, so genügt diese Änderung doch, um bei allen Ladezuständen des Güterwagens eine ausreichende Abbremung zu erzielen. Bei den Schlepptendern der Lokomotive ist das Gewicht der Last, ähnlich wie bei den offenen Güterwagen, erheblich größer als das Eigengewicht. Eine Abbremung des Tenders nur nach dem Eigengewicht würde bei vollen Kohlen- und Wasservorräten eine zu geringe Bremswirkung ergeben.

Die einfachste Anpassung der Tenderabbremung an den Ladezustand liegt, ähnlich wie beim Güterwagen, in einer einstufigen Änderung des Bremsklotzdruckes. Dazu wird aber nicht die Gestängeübersetzung geändert, sondern der Bremszylinderdruck. Bremszylinder und Gestängeübersetzung werden so bemessen, daß die übliche Abbremung von etwa 80% bei

Der Druckverminderer (Bild 1) besteht aus einem Gehäuse, in dem ein Doppelkolben (Stufenkolben), ein Doppelsitzventil und ein Umstellhahn eingebaut sind. Er wird in die Leitung vom Steuerventil zum Bremszylinder eingebaut, und zwar hinter dem Doppelrückschlagventil, das wahlweise den Weg für die Bremsluft vom Steuerventil oder von der Zusatzbremse zum Bremszylinder frei gibt. Der Druckverminderer behält also auch seine Wirkung bei, wenn die Zusatzbremse bedient wird, die unmittelbar Luft aus dem Hauptluftbehälter in den Bremszylinder schiebt. Das Doppelventil des Druckverminderers wird durch den Stufenkolben gesteuert. Befindet sich der Umstellhahn in Stellung I für kleine Vorräte, so tritt bei einer Bremsung die über das Doppelrückstandventil kommende Bremsluft unter den unteren kleinen Kolben und öffnet den oberen Sitz des Ventils, das den Weg zum Bremszylinder frei gibt. Der Druck im Bremszylinder steigt so lange an, bis der auf dem oberen großen Kolben lastende Bremszylinderdruck das Übergewicht bekommt und den Kolbensatz nach unten treibt. Das federbelastete Einlaßventil folgt dem Kolbensatz, der so weit nach unten geht, bis das Ventil schließt. Das Verhältnis der wirksamen Kolbenflächen ist 4:3 und ist so gewählt, daß sich bei einer Vollbremsung ein Bremszylinderdruck einstellt, der einer Abbremung von 80% des Tenders bei kleinen Vorräten entspricht. Da der Tender nie ganz leer gefahren wird, ist nicht

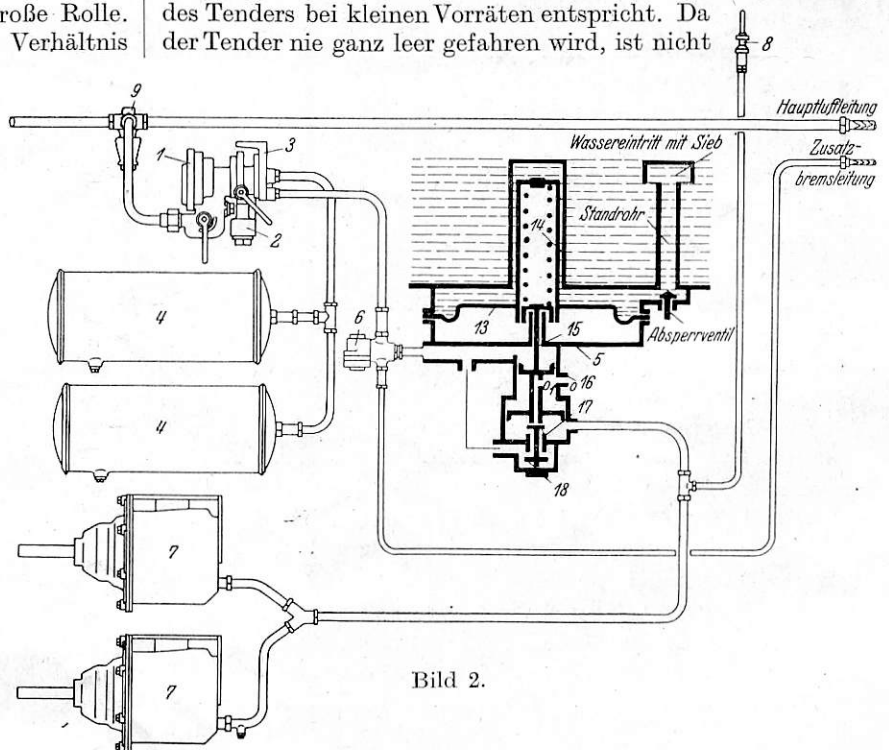


Bild 2.

allein das Eigengewicht, sondern das Gewicht mit kleinen Vorräten (etwa 10t) für die Abbremung von 80% zugrunde gelegt.





wiegt die Kraft auf dem großen unteren Kolben und drückt den Kolbensatz hoch, bis sich das nachfolgende Einlaßventil schließt. Der Bremszylinderdruck, bei dem das Einlaßventil schließt, ist abhängig von der Vorspannung der Feder 14, also abhängig vom Wasserstand im Tender.

Beim Lösen sinkt der Druck über dem Stufenkolben und unter dem Einlaßventil ab. Dadurch ist das Gleichgewicht am Stufenkolben gestört. Der Kolbensatz geht nach oben und öffnet das Auslaßventil 18, durch das die Luft über die Bohrungen  $0_1$  und  $0$  ins Freie strömen kann. Gleichzeitig stößt der Bremszylinderdruck auch das Einlaßventil nach unten auf,

ohne das Tenderwasser ablassen zu müssen. An einer Nachstellschraube des Stößels 15 kann der vorgeschriebene Bereich des Bremszylinder-Enddruckes einreguliert werden. Zum Ablassen von Niederschlagwasser, das von der Bremsluft mitgeführt wird, ist im Gehäuseunterteil eine Entwässerungsschraube vorgesehen.

Für besonders schnellfahrende Lokomotiven genügt eine Abbremung von 80% nicht mehr. Um auch bei Geschwindigkeiten über 120 km/h genügend kurze Bremswege zu erzielen, werden die Reichsbahn-Dampflokomotiven für hohe Geschwindigkeiten mit der Schnellzugbremse Bauart Knorr

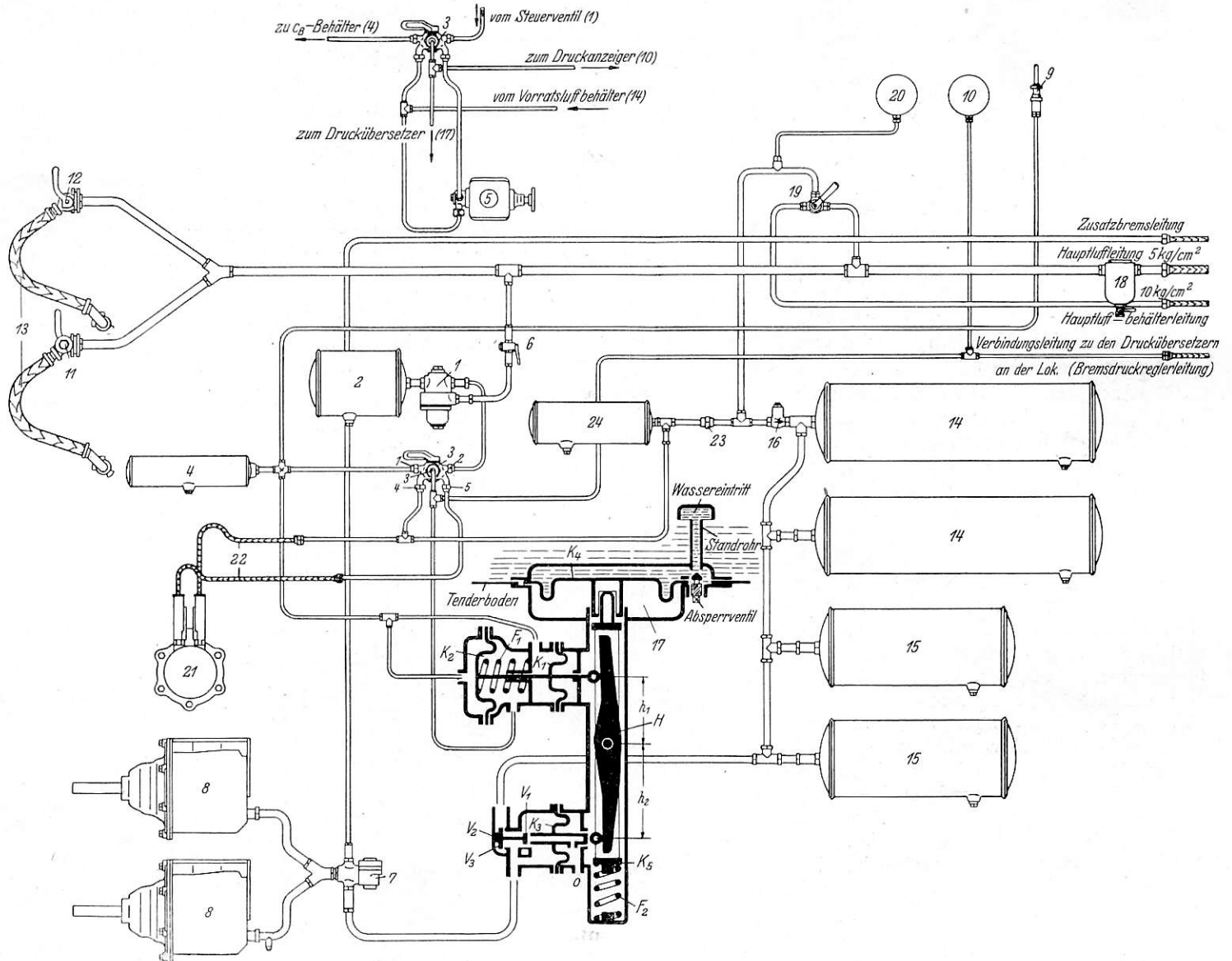


Bild 5.

so daß auch über dieses Ventil und anschließend über das Steuerventil der Bremszylinder sich entlüften kann.

Beim Bedienen der Zusatzbremse der Lokomotive arbeitet der selbsttätige Druckverminderer in gleicher Weise, da er ebenso wie der Druckverminderer für einstufige Regelung zwischen Doppelschlagventil und Bremszylinder geschaltet ist.

Das Standrohr des Druckverminderers, das dazu dient, um den am Tenderboden sich ansammelnden Schmutz vom Wälzhautkolben 13 fernzuhalten, kann durch ein Absperrenventil verschlossen werden. Ist der Wassereintritt zum Wälzhautkolben versperrt, so kann die ganze Einrichtung zur Reinigung und Überholung nach unten ausgebaut werden,

(Kssbr) ausgerüstet. Die Abbremung beträgt bei hohen Geschwindigkeiten etwa 200% und wird beim Absinken der Geschwindigkeit unter 60 km/h durch einen Fliehkraft-Bremsdruckregler auf 75% herabgesetzt. Der Bremsdruck muß im Verlaufe der Bremsung ermäßigt werden, da bei sinkender Geschwindigkeit der Reibwert zwischen Bremsklotz und Rad stark ansteigt, was bei gleichbleibend hoher Abbremung zum Festbremsen der Achsen führen würde.

Die Tender dieser Lokomotiven besitzen ebenfalls eine Abbremung von 200%. Bei ihnen ist eine bei allen Ladezuständen gleichmäßige Abbremung besonders wichtig, da die schnellfahrenden Züge meist kurze FD-Züge mit einem Wagengewicht von 250 bis 300 t sind, das im Verhältnis zum Loko-

motivgewicht sehr klein ist. Die Lokomotiven der Gattung 01<sup>10</sup> z. B. haben ein Dienstgewicht von 195 t. Das Gewicht von 48 t der Tendervorräte dieser Lokomotiven (38 t Wasser und 10 t Kohlen) spielt also in diesem Falle beim Gesamtzuggewicht eine verhältnismäßig große Rolle. Die Tender der großen, stromlinienförmig verkleideten Schnellzuglokomotiven erhalten daher eine selbsttätige Lastabbremung, die mit der Knorr-SS-Bremse vereinigt ist. Der vom Steuerventil einstellbare höchste Bremsdruck von 3,6 kg/cm<sup>2</sup> reicht nicht aus, um den für eine Abbremsung von 200% erforderlichen Klotzdruck zu erzeugen. Der Bremszylinderdruck wird bei der Knorr-SS-Bremse vom üblichen Einfachsteuerventil nur vorgesteuert und in einem Druckübersetzer, wie bei der Hildebrand-Knorr-SS-Bremse,

laßventil, Ventil V<sub>3</sub> das Einlaßventil des Bremszylinders und Ventil V<sub>2</sub> ein Entlastungsventil zum Einlaßventil, um den Bremszylinderdruck feiner abzustufen zu können. Durch die Anordnung zweier Wälzhautkolben für den Vorsteuerdruck wird die Empfindlichkeit des Druckübersetzers noch vergrößert. Der Kolben K<sub>2</sub> muß zunächst die Kraft der Feder F<sub>1</sub> überwinden, bevor er wirksam wird. Der im Bremszylinder entstehende Druck beaufschlagt den Wälzhautkolben K<sub>3</sub> und steigt so lange an, bis die Kraft des Kolbens K<sub>3</sub> der Kraft der beiden Kolben K<sub>1</sub> und K<sub>2</sub> über den Hebel H das Gleichgewicht hält. In diesem Augenblick schließen sich die Ventile V<sub>2</sub> und V<sub>3</sub>. Wird der Vorsteuerdruck ermäßigt, so bekommt der Kolben K<sub>3</sub> das Übergewicht und öffnet das Auslaßventil V<sub>1</sub>, das den

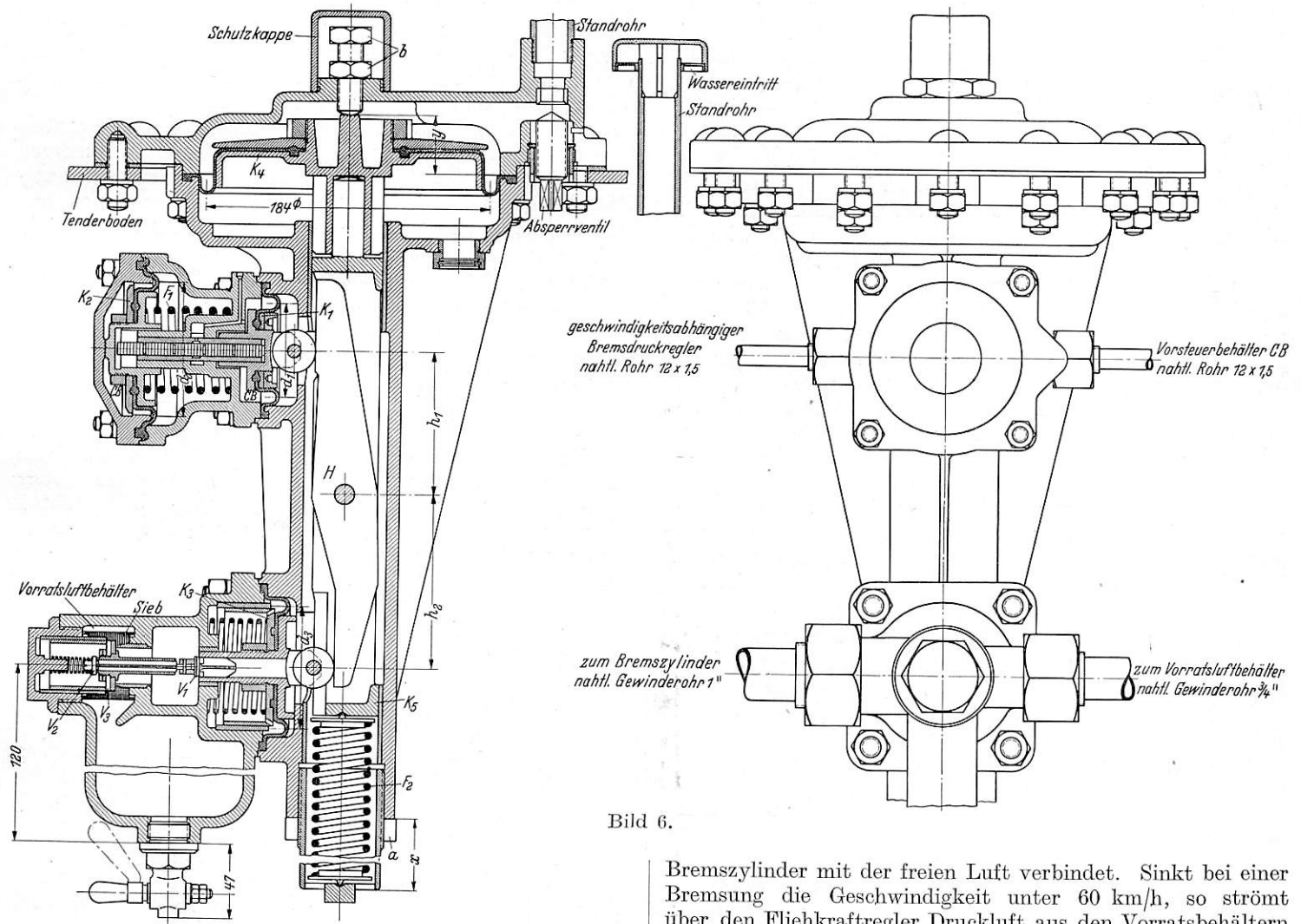


Bild 6.

auf die gewünschte Höhe gebracht. Der Druckübersetzer speist den Bremszylinder aus besonderen Vorratsluftbehältern nach Maßgabe der Vorsteuerung. Bei einem Druck von 10 kg/cm<sup>2</sup> im Hauptluftbehälter, aus dem die Vorratsbehälter sich auffüllen, kann der Bremszylinderdruck bis auf 8 kg/cm<sup>2</sup> ansteigen. Die selbsttätige Lastabbremung der Tender mit Knorr-SS-Bremse ist mit dem Druckübersetzer zu einem Regelorgan vereinigt, das gleichzeitig vom Steuerventil und von der jeweiligen Wasserlast im Tender vorgesteuert wird.

Der Druckübersetzer mit Lastbremseinrichtung (Bild 5 und 6) ist, wie der vorstehend beschriebene Druckverminderer, in den Fußboden des Tenderwasserkastens eingebaut. Der vom Steuerventil eingestellte Vorsteuerdruck beaufschlagt die Wälzhautkolben K<sub>1</sub> und K<sub>2</sub>, die über den zweiarmigen Hebel H den Ventilsatz V<sub>1</sub>, V<sub>2</sub> und V<sub>3</sub> beeinflussen. Ventil V<sub>1</sub> ist das Aus-

Bremszylinder mit der freien Luft verbindet. Sinkt bei einer Bremsung die Geschwindigkeit unter 60 km/h, so strömt über den Fliehkraftregler Druckluft aus den Vorratsbehältern in den Federraum des Kolbens K<sub>2</sub>, der dadurch in seiner Wirkung ausgeschaltet wird. Dies ist der Hauptgrund für die Teilung des vorgesteuerten Kolbens in die Kolben K<sub>1</sub> und K<sub>2</sub>.

Der Hebel H ist in einer Führung gelagert, die mit dem Wälzhautkolben K<sub>4</sub> verbunden ist. Auf diesem Kolben lastet der Wasserdruck des Tenders. Je nach der Höhe der Wassersäule wird der Kolben K<sub>4</sub>, der sich mit der Hebelführung auf die Feder F<sub>2</sub> abstützt, verschoben. Dadurch ändern sich die wirksamen Längen h<sub>1</sub> und h<sub>2</sub> des Hebels H. Bei großem Wasservorrat wird die Feder F<sub>2</sub> stark zusammengedrückt, die Hebel-länge h<sub>2</sub> wird klein. Folglich muß der auf dem Kolben K<sub>3</sub> ruhende Bremszylinderdruck groß werden, um Gleichgewicht zwischen den Kolben K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub> und K<sub>3</sub> herzustellen. Die Hebel-längen h<sub>1</sub> und h<sub>2</sub> können beim Einbau durch die Stellschraube b eingestellt werden. Die Vorspannung der Feder F<sub>2</sub> wird durch

die Schraubhülse a einreguliert. Das Standrohr kann, wie beim Druckverminderer, zum Abbau des Druckübersetzers durch ein Absperrventil verschlossen werden. Das Ventilgehäuse kann durch einen Ablaufhahn entwässert werden.

Der Regelbereich des Bremszylinder-Enddruckes erstreckt sich beim Druckübersetzer mit selbsttätiger Lastabbremung für die hohe Abbremung von  $8 \text{ kg/cm}^2$  (höchster Wasserstand) bis  $4 \text{ kg/cm}^2$  (niedrigster Wasserstand) und für die niedrige Abbremung von  $3,1$  bis  $1,7 \text{ kg/cm}^2$ .

## Persönliches.

### Kornelius von Lánér

Präsident der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen, ist nach vollendeter Dienstzeit mit dem 31. Mai d. J. in den Ruhestand getreten.

Exzellenz Geheimer Rat Kornelius Lánér von Orsova ist im Jahre 1883 in Orsova geboren. Nach Erwerb seines Diploms als Maschinenbauingenieur auf der Technischen Hochschule in Budapest trat er im Jahre 1905 in den Dienst der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen, wo er sich im Werkstätten- und Betriebsdienst reiche praktische Kenntnisse erwarb. Im Jahre 1910 wurde er in die Generalinspektion für Eisenbahn und Schiffahrt berufen. Während des Weltkrieges erwarb er sich als Vertreter des Ministeriums auf verantwortlichen Posten in der Zentraltransportleitung große Verdienste um den Aufmarsch und die oft sehr weiträumigen Umgruppierungen der Armee im Felde. Nach dem Kriege kehrte er auf einen leitenden Posten in das Handelsministerium zurück. Im Jahre 1928 kam er wieder in den Verband der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen als Direktor-Stellvertreter und wurde Vertreter des Leiters der Hauptsektion für Maschinenbau. Im Jahre 1931 wurde er zum Direktor dieser Hauptsektion, im Jahre 1934 zum Vizepräsidenten und ständigen Vertreter des Präsidenten und im Jahre 1938 zum Präsidenten der Direktion der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen ernannt. Vor kurzem wurde von Lánér mit der Würde eines Königlich Ungarischen Geheimen Rates ausgezeichnet, womit der Titel Exzellenz verbunden ist.

von Lánér ist als hervorragender Fachmann für Maschinenwesen seit langer Zeit auch in ausländischen Fachkreisen weit bekannt, seinen Anregungen hat die Erneuerung und Modernisierung des Lokomotiv- und Wagenparkes der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen viel zu verdanken. Insbesondere verdanken seiner Anregung und Konstruktionsarbeit die sich ausgezeichnet bewährende 1 D 1-Tenderlokomotive, 2 D-Schnellzuglokomotive und 1 B 1-Kleinlokomotive für Nebenbahnen ihre Entstehung. Die Elektrisierungsarbeiten auf der Hauptlinie Budapest—Hegyeshalom wurden vom Anfang an durch ihn geleitet. Auf seine Anregung und unter seiner Leitung entwickelte sich die auf den Nebenbahn-

Die Lokomotiven mit der Knorr-SS-Bremse haben einen Umstellhahn (Bild 5, Teil 3) mit den Stellungen G-P-S-SS, um den Druckanstieg der Bremse dem einer Güterzug-, einer Personenzug-, einer Kks-Schnellzug- oder einer Hik-SS-Schnellzugbremse anpassen zu können. In den Stellungen P und G des Umstellhahnes bleibt der Federraum des Kolbens  $K_2$  unter Umgehung des Fliehkraft-Bremsdruckreglers ständig unter Druck, so daß die Wirkung des Kolbens aufgehoben ist und die Abbremung nicht über 75% ansteigen kann.

strecken der ungarischen Tiefebene ausgezeichnet bewährte Motorisierung sowie der neuzeitliche Schnelltriebwagenverkehr auf den wichtigsten Hauptlinien. Die wirtschaftlich nutzbringende Verwendung der neuesten Fortschritte der Verkehrstechnik hatte er stets im Auge. Aber auch den allgemeinen Fragen der Organisation und des Betriebs widmete von Lánér seine Aufmerksamkeit. Dem ist es zu danken, daß die besonderen Schwierigkeiten, die die Ungarischen Staatseisenbahnen zu meistern hatten, wie Eucharistischer Weltkongreß, Inbetriebnahme der Eisenbahnstrecken der rückgegliederten Teilgebiete Oberungarns und des nordöstlichen Karpathengebietes, ferner die außergewöhnlichen Schneehindernisse des verflorenen, schneeüberreichen und langen Winters sowie die Hochwasserschäden und Überschwemmungen des Frühjahres glatt überwunden werden konnten.

Die Geschäftsergebnisse der Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen gestalteten sich unter seiner Leitung fortlaufend günstiger. — Das Personal fügte sich immer gerne seinen Anordnungen, weil er die Gerechtigkeit immer streng vor Augen hielt und überall half, wo er nur konnte.

Mit ganz besonderer Zuneigung arbeitete er im Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen, wo er den Vorsitz im Technischen Ausschuß — das erstmalig im Jahre 1931 in Konstanz — führte. Eine große Reihe wichtiger technischer Fragen wurde während seiner Amtsführung in den Sitzungen dieses Ausschusses behandelt. Allen Teilnehmern an den Tagungen wird die ruhige, sachliche Geschäftsführung Herrn von Lánérs, nicht minder sein gewinnendes Wesen und seine persönliche Liebeshwürdigkeit in steter Erinnerung bleiben. Als besondere Ehre empfand er, daß er durch das Vertrauen des Technischen Ausschusses berufen wurde, den Verein im Vorstandsrat des Deutschen Museums von Meisterwerken der Naturwissenschaft und Technik in München zu vertreten.

Das „Organ“, das als technisches Fachblatt des Vereins vom Technischen Ausschuß betreut wird, erfuhr von Herrn von Lánér wohlwollende Förderung. Mit dem Dank hierfür sprechen wir Herrn von Lánér unsere besten Wünsche für den Ruhestand aus.

## Rundschau.

### Lokomotiven und Wagen.

#### Betriebsmeßfahrten mit Dampflokomotiven.

Die Deutsche Reichsbahn hat in den letzten Jahren außer den systematischen Versuchen über die Leistung der Dampflokomotiven, die unter Benutzung einer Bremslokomotive bei den verschiedensten Arbeitslagen und bei Beharrungsgeschwindigkeiten angestellt wurden, auch eine große Reihe von Betriebsmeßfahrten mit fahrplanmäßigen Zügen auf den verschiedensten Teilen ihres Netzes ausgeführt. Diese Versuche, über die Professor Dr. Nordmann in Glasers Ann. 1939 Heft 24, und 1940 Heft 1 ausführlicher berichtet, hatten den Zweck, die durchschnittliche Anstrengung der Lokomotive im Betrieb zu verfolgen, festzustellen wie sich die seit 1934 straff angespannten Fahrpläne u. U. mit gegen die Rechnungslast schwereren Zügen, auswirken und wo-

möglich zu prüfen, ob mit den höheren Beanspruchungen die Unterhaltungskosten steigen. Die einige Jahre nach dem Weltkrieg wieder begonnene Anspannung der damals längeren Fahrzeiten war zunächst keine besonders starke gewesen. Waren bei der etwa 1923 erstmals vorgenommenen Berechnung der Fahrzeiten mit Berücksichtigung der Beschleunigung und Verzögerung\*) — wie dies Strahl an Stelle der lediglich auf Beharrungszuständen aufgebauten Berechnungsweise nach „virtuellen Längen“ vorge schlagen hatte — die kürzesten Fahrzeiten auf Grund der s/V-Diagramme bei einer Kesselbelastung von  $57 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  berechnet und die planmäßigen durch einen Zuschlag von 10% daraus hergestellt worden, so wurden diese Zuschläge später für Schnellzüge

\*) Vergl. Org. Fortsch. Eisenbahnwes. 1924, Seite 117.

auf 7%, für FD-Züge auf 4% verkleinert, wobei die Höchstgeschwindigkeit, die bei Fahrten im Flachland bei Schnellzügen eine beträchtliche Reserve enthalten, zunächst noch beibehalten wurden. Ab 1930 wurde die kürzeste Fahrzeit mit einem Zuggewicht errechnet, das wesentlich unter der Regellast lag. Bei Regellast, die 10 bis 20% unter der noch in der planmäßigen Fahrzeit zu befördernden Höchstlast liegen sollte, war dann die Anstrengung der Lokomotive bei kürzester Fahrzeit stellenweise höher als  $57 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$ . 1933 wurde die Regelfahrzeit auf die sogenannte „maßgebende Last bei stärkerem Verkehr“ (nicht die höchste Spitzenlast überhaupt) abgestellt. Dabei wurden für Reisezüge 3%, für Güterzüge 5% Fahrzeitzuschlag, der hauptsächlich auf die Gefällabschnitte gelegt wurde, gegeben. Eine um 10% höhere Last als die maßgebende Last sollte aber noch ohne Vorspannlokomotive befördert werden. Damit waren also, ohne Änderung der Höchstgeschwindigkeit die Fahrzeitreserven verknappt. Einen besonders starken Ruck machte nun das Bestreben nach einer Beschleunigung des Verkehrs im Sommerfahrplan 1934, durch Heraufsetzen der Höchstgeschwindigkeiten (auf  $120 \text{ km/h}$  bei manchen Schnellzügen, und grundsätzlich  $120 \text{ km/h}$  bei den FD, gegenüber  $100$  bzw.  $110$  vorher), nachdem durch Hinausschieben der Vorsignale von  $700$  auf  $1000 \text{ m}$  Abstand auf allen wichtigen Schnellzugstrecken die bremstechnische Voraussetzung hierfür gegeben war. Dies machte sich besonders im Flachland bemerkbar, wo bei Schnellzügen dadurch eine Erhöhung der Gesamtleistung um etwa  $16,5\%$  eintrat.

Bei der Ausführung der Versuche wurde durchwegs einer der Meßwagen des Lokomotivversuchsamtes benützt. Der Dampfverbrauch wurde mit der Wasseruhr gemessen, wobei allerdings nur in größeren Streckenabschnitten die Ablesung möglich war. Zeit und Weg der Fahrt unter Dampf, Zugkräfte und Geschwindigkeit sowie verschiedene andere Größen von Interesse konnten dabei ermittelt werden. Dagegen wurden keine Indikatordiagramme aufgenommen. Um den gemessenen Dampfverbrauch auf die einzelnen Streckenabschnitte verschiedenen Charakters auszusagen, wurde unter Zugrundelegung der mit dem Meßwagen genau bestimmten Geschwindigkeiten auf die systematischen Versuche mit Bremslokomotive zurückgegriffen, wobei zur Ermöglichung des Vergleichs die Beschleunigungs- und Steigungsarbeit für das Lokomotivgewicht zugeschlagen wurde. Die Summe der so ermittelten Werte ergab natürlich gegenüber der Ablesung der Wasseruhr kleine Abweichungen, die jedoch das Ergebnis der Versuche nicht wesentlich beeinflussten.

Die weitaus umfangreichste Versuchsreihe stammt aus den Jahren 1934/35; 1937 umfaßte das Versuchsmaterial 101 Schnell- und Eilzüge und 26 Güterzüge. Es wurde besonders auch zur Aufklärung von Verspätungen benutzt, die angesichts des stark gewachsenen Verkehrs bei den Reisezügen aufgetreten waren, insbesondere mit der Fragestellung, ob die Lokomotivleistungen so hoch getrieben wären, daß man ihnen einen Teil der Schuld beimessen müsse. Diese Reisezüge waren großenteils überlastet gefahren worden. Als Mittelwert der Heizflächenbelastung aller Reisezüge wurde für den Anfahrabschnitt  $43$ , für die Beharrung  $41,5 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  gefunden. — Es wurde hier ein Unterschied zwischen Anfahren und Beharrung gemacht, weil diese genauere Analyse bei höheren Geschwindigkeiten keine Schwierigkeiten bot. Für die Güterzüge betrug der Mittelwert während der Dampffahrzeit  $36,5 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$ . Das umfangreiche Material erlaubte in einer Zeichnung die Kesselbelastungen als Häufigkeitswerte aufzutragen und dabei festzustellen, daß nur  $3,3\%$  der Reisezüge und nur  $1,25\%$  der Güterzüge im Beharrungszustand eine Heizflächenbelastung von mehr als  $57 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  aufweisen, trotzdem  $80\%$  der untersuchten Reisezüge (einschließlich des Meßwagens) die maßgebende Last und darüber ( $44\%$ ) führten. Daraus ergibt sich, daß die Beanspruchungen der Lokomotiven durch die Fahrzeiten keinerlei Bedenken hervorrufen, allerdings gute Unterhaltung und gute Kohle voraussetzen. Auch die Durchsicht der Verspätungen konnte keinen Grund zu Einsprüchen bieten, denn bei  $10,9\%$  der Teilfahrten wurden die Fahrzeiten genau eingehalten, bei  $61,5\%$  der Teilfahrten sogar unterschritten, bei  $28\%$  allerdings überschritten.

Die Steigerung der Anstrengung, die der Fahrplan 1934 brachte, gibt Nordmann nach einem leidlich sicheren Vergleichsbeispiel mit rund  $16\%$  an. Die Werkstattunterhaltungszahlen lassen dagegen bei überschlägiger Prüfung der Reisezuglokomotiven kein sichtliches Ansteigen erkennen. Die Steigerung der Geschwin-

digkeit ist nicht besonders behandelt, ist aber etwa in gleicher Höhe im Kohlenverbrauch zu suchen. Die Frage, ob die Lokomotiven die Leistungen ohne Vorspann bewältigen konnten, war bei den Versuchen nicht gestellt, bis auf einen Fall, der die schlechte Ausnutzung der Vorspannlokomotive erkennen ließ.

Bei den Betriebsmeßfahrten wurden auch interessante Nebenergebnisse gewonnen. So ergab sich der Witterungseinfluß bisweilen größer als bisher angenommen: bei zwei FD-Zügen Berlin—Hamburg und umgekehrt ergaben sich bei gleichen Zuggewichten  $54,5 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  bei starkem schrägen Gegenwind bis zu  $8,6 \text{ m/sec.}$ , während in der Gegenrichtung (die Unterschiede in der Steigung für Hin- und Rückfahrt sind geringfügig) bei schwachem Seitenwind von  $2,5 \text{ m/sec.}$  nur  $42,3 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  festgestellt wurden.

Von Interesse sind ferner die beobachteten Höchstwerte für die Heizflächenbelastung. Hier ergab sich für einen häufig haltenden Schnellzug eine auf die erhebliche Höchstgeschwindigkeit von  $120 \text{ km/h}$  zurückgeführte Belastung von durchschnittlich  $56$  bis  $58 \text{ kg}$ , häufig aber  $60$  und stellenweise  $70 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$ . Bei Reisezügen ist, wie schon erwähnt, Anfahr- und Beharrungszustand getrennt worden. Für das Anfahren, das sich rasch vollziehen muß, um Überschreitungen der Höchstgeschwindigkeit hintanzuhalten, wurden Augenblickswerte bis zu  $85 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$  erreicht. Die Lokomotivführer nahmen, wie sich aus den Anfahrabschnitten ergab, die flotte Anfahrt in der Regel richtig wahr.

Unter den Güterzügen sind noch die Versuche auf der Oberreinalstrecke und auf der Schwarzwaldbahn zu erwähnen. Hier betrug für eine G 12-Lokomotive mit einem mit  $1400 \text{ t}$  (gegen  $1300$  planmäßig) ausgelasteten Güterzug die Heizflächenbeanspruchung rechnerisch  $45,5$  bis  $47$ , mit der Wasseruhr  $48,6$  bis  $50,5 \text{ kg}$ , auf der gebirgigen Strecke Hausach—Sommerau mit  $600 \text{ t}$  (gegen  $550 \text{ t}$  planmäßig)  $54,5$  gegenüber  $56,7 \text{ kg}$ . Angestrengte Güterzüge stellen also keine geringeren Ansprüche an die Verdampfung als die schwierigen Schnellzüge.

Der Heizdampf ist nur gelegentlich gestreift; soweit die Verbrauchswerte und also Anstrengungen auf Basis der wirklichen Geschwindigkeitslinie und der Grunewalder Normalwerte, die den Heizdampf nicht enthalten, ermittelt sind; fehlt also auch der Heizdampf in der Kesselanstrengung. Dieser Gesamtbetrag ist also noch um den mit der Witterung schwankenden Heizdampfzuschlag zu erhöhen.

Dr. Ue.

### Versuche zur Bestimmung der Höchstgeschwindigkeit und der Kippsicherheit in Gleiskrümmungen.

Seit einer Reihe von Jahren sind die Südafrikanischen Eisenbahnen bemüht, die Geschwindigkeit ihrer Züge zu erhöhen. So wird z. B. heute die  $1450 \text{ km}$  lange Strecke von Kapstadt nach Johannesburg in  $25$  Std. zurückgelegt. Dies bedeutet eine Fahrzeitverkürzung von  $10$  Std. gegenüber dem Fahrplan vor etwa zehn Jahren.

Leider ereigneten sich im Zusammenhang mit diesen Fahrzeitverkürzungen eine Anzahl von teilweise schweren Entgleisungen. Wenn diese auch in der Mehrzahl der Fälle auf eine Überschreitung der erlaubten Höchstgeschwindigkeit zurückzuführen waren, so gaben sie doch der Bahnverwaltung Veranlassung, die Laufsicherheit der Fahrzeuge durch umfangreiche Versuche nachzuprüfen.

Berechnungen zeigten, daß bei der hohen Schwerpunktslage einzelner Fahrzeuge und einer Spurweite von nur  $1067 \text{ mm}$  diese in den zahlreichen Gleiskrümmungen von nur  $91,5 \text{ m}$  Halbmesser schon bei verhältnismäßig geringen Geschwindigkeiten zum Umfallen neigen. Die in diesen Krümmungen erlaubte Höchstgeschwindigkeit schwankt zwischen  $35$  und  $84 \text{ km/h}$  auf Hauptstrecken und  $30,5$  und  $38 \text{ km/h}$  auf Nebenlinien. Tafeln mit Angabe des Krümmungshalbmessers sind nur an wenigen Stellen der Hauptstrecken vorhanden. Dafür sollen jedoch in Zukunft Tafeln mit der Angabe der größten zulässigen Geschwindigkeit zur Aufstellung kommen.

Die Versuche wurden auf einer Krümmung von  $91,5 \text{ m}$  Halbmesser durchgeführt, die sich an eine lange Gefällstrecke von  $1:40$  bis  $1:30$  zwischen Estcourt und Willow Grange in Natal anschließt.

Die zu untersuchenden Fahrzeuge ließ man aus dem Stillstand das Gefälle hinablaufen, so daß sie am Fuß desselben vor Einlauf in die Krümmung durch die Schwerkraft die gewünschte

## Zusammenstellung.

Reihe	Fahrzeugart	Schwerpunkt über SO. mm	Überhöhung mm	Zustand der Krümmung
1	Tender . . . . .	1639	102	Zwangsschiene, einwandfreie Gleislage
2	Tender . . . . .	1639	102	ohne Zwangsschiene
3	Lokomotive . . . . . und Tender . . . . .	1422 1626	76	Zwangsschiene
4	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	Zwangsschiene
5	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	ohne Zwangsschiene
6	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	Zwangsschiene, Löcher im Gleis
7	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	Zwangsschiene, schwere Löcher im Gleis
8	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	Zwangsschiene, sehr schwere Löcher im Gleis
9	desgl. Tender leer . . . . .	—	76	ohne Zwangsschiene, Außenstrang abgenutzt
10	vierachsiger Kühlwagen . . . . .	1766	76	Zwangsschiene
11	zweiachsiger Kühlwagen . . . . .	1854	76	Zwangsschiene
12	desgl. neue Federn . . . . .	—	76	Zwangsschiene
13	desgl. Eistank leer . . . . .	—	76	Zwangsschiene, schwere Löcher im Gleis
14	zweiachsiger ged. Güterwagen . . . . .	1295	76	Zwangsschiene
15	desgl. . . . .	—	76	Zwangsschiene, schwere Löcher im Gleis
16	zweiachsiger Fischwagen . . . . .	1340	82,5	Zwangsschiene
17	zweiachsiger Viehwagen . . . . .	1753	89	Zwangsschiene
18	desgl. . . . .	—	89	Zwangsschiene, schwere Löcher im Gleis
19	vierachsiger ged. Güterwagen . . . . .	1524	89	Zwangsschiene
20	desgl. . . . .	—	89	Zwangsschiene, schwere Löcher im Gleis
21	ganzer Zug . . . . .	—	89	Zwangsschiene

Geschwindigkeit erreicht hatten. Hinter der Krümmung war eine Gegensteigung, auf der das Fahrzeug bei unfallfreiem Durchlauf der Versuchsstrecke zum Stillstand kam.

Die Geschwindigkeit, mit der die Fahrzeuge die Versuchsstrecke durchliefen, wurde durch elektrische Streckenkontakte und Schreibhebel auf einer Meßtrommel aufgezeichnet. Die Kontakte waren im Abstand von 12,2 m längs der Krümmung angebracht. Eine am Fahrzeug angebrachte Kupferplatte stellte beim Überfahren den Stromschluß her. Ein zweiter Schreibhebel zeichnete alle 10 Sek. auf der Trommel die Zeitmarken auf.

Um das Verhalten der Fahrzeuge auf der Versuchsstrecke genau zu beobachten, wurden mit großem Erfolg Filmgeräte mit Zeitlupeneinrichtung verwendet. Das eine Gerät lieferte etwa 300 bis 600 Aufnahmen in der Sekunde, während ein zweites, leichter bewegliches, bis zu 64 Aufnahmen in der Sekunde gestattete.

Die Versuche wurden in der Zeit von April bis November 1937 durchgeführt. Es wurden dafür solche Güterwagen ausgewählt, die im Betrieb eine besonders starke Neigung zum Entgleisen und Umkippen gezeigt hatten. Insgesamt wurden 21 Versuchsreihen durchgeführt. Jede Reihe begann mit einem Ablauf mit einer

Geschwindigkeit von etwa 45,7 bis 50,4 km/h längs der Krümmung. Die Geschwindigkeit wurde von einem Ablauf zum andern ge-

Reihe	Zahl der Abläufe	Theoretische Geschwindigkeit in km/h	Tatsächliche Geschwindigkeit in km/h	Errechnete	Bemerkungen
1	8	64,3	63,8	57,6	entgleist
2	10	64,3	64,5	57,6	
3	15	{ 68,8 64,3	61,2	{ 53,6 57,6 }	entgleist
4	5	—	58,5	—	
5	3	—	56,7	—	
6	4	—	55,0	—	
7	8	—	55,0	—	
8	9	—	54,9	—	
9	10	—	63,0	—	entgleist
10	4	63,1	52,4	55,3	entgleist
11	11	61,9	56,0	53,5	entgleist
12	10	—	57,8	—	entgleist
13	11	—	55,2	—	entgleist
14	6	72,2	61,7	60,4	
15	7	—	59,4	—	
16	15	71,6	63,3	59,0	entgleist
17	8	64,5	64,2	55,4	entgleist
18	4	—	57,9	—	
19	9	68,4	64,2	58,0	
20	3	—	63,8	—	entgleist
21	6	—	58,5	—	entgleist

steigert, bis das Fahrzeug entgleiste und umgeworfen wurde oder man den Versuch aufgab. Die Anzahl der Abläufe schwankte bei den einzelnen Versuchsreihen zwischen 3 und 15. Um möglichst viele Erfahrungen zu sammeln, wurde das Gleis häufig verändert. In einzelnen Fällen war die Krümmung vollständig mit Zwangsschienen versehen, das Gleis sauber ausgerichtet und die Bettung gut instandgesetzt, so daß man den Zustand als einwandfrei bezeichnen konnte. In anderen Fällen waren schwere Löcher im Gleis um den Einfluß von Schwankungen des Fahrzeugs auf die Kippsicherheit zu ermitteln. Die Schlußversuche wurden mit einem aus den vorher einzeln untersuchten Fahrzeugen zusammengesetzten Zuge vorgenommen.

Die einzelnen Versuchsergebnisse sind oben zusammengestellt. Im Fall 3 fiel der Tender zuerst um und zog die Maschine nach. Die Geschwindigkeit betrug 61 km/h. Im Fall 9 ging die Entgleisung bei 63 km/h von der Lokomotive aus. Der ganze Zug entgleiste bei einer Geschwindigkeit von 58,5 km/h, wobei das Umwerfen von dem vierachsigen Kühlwagen ausging, der beim Alleinlauf (Fall 10) bereits bei 52,5 km/h entgleiste.

Die Versuchsergebnisse zeigten weiter, daß Unregelmäßigkeiten in der Gleislage die Kippsicherheit der Fahrzeuge im allgemeinen nur unwesentlich beeinflussen. Es ergab sich jedoch die Frage, warum in einzelnen Fällen die Geschwindigkeit bei der die Fahrzeuge entgleisten und umkippten auch bei einwandfreier Gleislage geringer war als die theoretisch angenommene. Anscheinend führte hier eine Verschiebung der abgederteten Masse nach außen zur Verringerung der Standfestigkeit, so daß die vorhandene Überhöhung für die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu gering war.

Kurze Zeit vor der Durchführung dieser Versuche war zur Bestimmung der zulässigen Höchstgeschwindigkeiten eine Formel eingeführt worden, die bei Lokomotiven zugleich den Einfluß der unausgeglichene Triebwerksmassen auf die Standsicherheit mit berücksichtigt. Die Versuche ergaben nun einen genügend großen Sicherheitsspielraum zwischen der nach dieser Formel gefährlichen Geschwindigkeit und der, bei welcher das Fahrzeug tatsächlich umkippte. Sie zeigten weiterhin, daß der Einfluß der unausgeglichene Triebwerksmassen auf die Kippsicherheit in der Krümmung nicht so groß ist, als in der Formel angegeben.

Lediglich für den vierachsigen Kühlwagen ergab sich eine Un-

stimmigkeit. Diese dürfte neben nicht einwandfreien Federn auf Undichtigkeit des Eisbehälters zurückzuführen sein. Dadurch wurden die als Belastung dienenden Sandsäcke feucht und saugten das tauende Wasser auf, so daß nach dem Wiederfüllen des Eisbehälters kurz vor den Versuchen der tatsächliche Schwerpunkt des Fahrzeugs höher lag als angegeben. Während beim Einzellauf der Wagen ohne vorherige Anzeichen umfiel, zeigten die Versuche der Reihe 21 schon vor der tatsächlichen Entgleisung einen sehr unruhigen Lauf und starkes Wanken dieses Wagens. Hieraus ergibt sich, welchen Einfluß beim Lauf der Wagen im geschlossenen Zuge die Kupplung ausübt, um Entgleisungen unruhig laufender Wagen hintanzuhalten.

(Locomotive, Juni/Juli 1939.)

Dr. Lübsen.

### Neuerungen im Bau von Abraumlokomotiven.

Der gewaltige Aufschwung der deutschen Braunkohlenindustrie in den letzten Jahren — im Jahre 1938 erreichte die Großdeutsche Förderung ohne das Protektorat eine Höhe von 211,5 Millionen Tonnen — hat auch hier zu einer Reihe von Neuerungen geführt. Die Braunkohle dient ja nicht mehr allein als Brennstoff für Industrie und Großkraftwerke sowie für Hausbrand, sondern sie ist ja die Grundlage für die synthetische Benzinherstellung und eines der beiden Ausgangsprodukte für die Bunaerzeugung. — Förderaufgaben erwachsen bei der Braunkohlengewinnung nicht nur für Herausschaffung der Kohle aus den Gruben, sondern in weit höherem Grade für die Beseitigung des Deckgebirges (Abraums), da heute Braunkohle im Tagebetrieb gewonnen wird, auch wenn das Deckgebirge im Verhältnis zur

ist der Hauptrahmen jedoch über den rückwärtigen Drehzapfen hinaus verlängert. Die Längsträger von I-förmigem Querschnitt wurden durch elektrische Schweißung der Steg- und Flanschbleche hergestellt.

Der Stehkessel mit runder Decke hängt frei zwischen den Rahmenwangen durch. Bei ausreichender Bodenfreiheit konnte so auch der Aschkasten sehr geräumig ausgebildet werden. Die stählerne Feuerbüchse ist in der Zone häufiger Stehbolzenbrüche durch Gelenkbolzen versteift.

Um einen Dampfnierschlag in den längeren Rohrleitungen zu vermeiden, ist der Kessel mit einem Dampftrockner ausgerüstet, der aus acht Überhitzerelementen üblicher Bauart besteht.

Die Treibgestelle besitzen Barrenrahmen von 90 mm Stärke. Die Blattfedern liegen innerhalb der Rahmenwangen und werden durch Bügel von den Achslagern belastet. Die Abstützung des Hauptrahmens erfolgt durch eine mittlere Kugelpfanne und zwei seitliche Federtöpfe.

Die waagrechten Zylinder besitzen Kolbenschieber mit äußerer Heusingersteuerung. Die Dampfleitungen sind als Dreigelenkleitungen ausgeführt, wodurch in den Einströmleitungen längsverschiebliche Stopfbuchsen vermieden werden. Dagegen befindet sich in jeder Ausströmleitung eine Stopfbuchse, gegen deren Verwendung hier ja keine Bedenken bestehen.

Die Steuerung der Lokomotive und andere Stellen (Drehzapfen) sind mit Fettschmierung versehen. Das Fett wird durch eine Handschmierpresse zentral nachgedrückt. Der Schwingenstein, die Schieberführungen, der Kreuzkopf sowie die Achslager

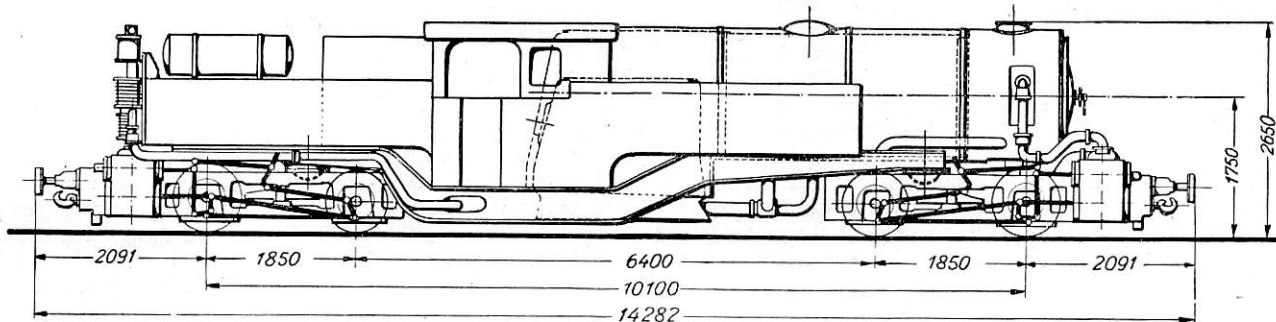


Bild 1. B'B'-Trockendampf-Gelenk-Abraumlokomotive, Bauart Henschel, für die Grube Phönix (Thüringen).

Braunkohle fördernden Schicht eine Mächtigkeit von 5:1 (statt 1:1 gegen Ende des vorigen Jahrhunderts) erreicht. An die Lokomotiven, die in diesem Betrieb verwendet werden, werden daher besondere Anforderungen gestellt. Sie müssen auf den öfters in ihrer Lage veränderten schlecht liegenden Gleisen mit sehr starken Steigungen und engen Krümmungen schwerste aus vierachsigen Großraumgüterwagen bestehende Züge befördern.

Bis vor wenigen Jahren waren im Abraumbetrieb des deutschen Braunkohlentagebaues bei einer Spurweite von 900 mm und Achsrücken von 15 bis 16 t sowie Gleisbogen bis herab zu 50 m Halbmesser bei Dampftrieb eine B n 2-Tenderlokomotive von etwa 250 bis 300 PS Leistung, bei elektrischem Betrieb mit Gleichstrom von 600 bis 1200 V eine B<sub>0</sub>'B<sub>0</sub>'-Lokomotive mit etwa 1000 PS (Stundenleistung) die Regel. Dabei unterschieden sich die Ausführungen der verschiedenen Lieferwerke nur unwesentlich in den Einzelteilen voneinander.

Im Dampflokotivbau wurde in jüngster Zeit statt der gewöhnlichen drei- und vierachsigen Lokomotive, die wegen ihres schlechten Bogenlaufes nicht befriedigen konnte, eine neuartige Lokomotivbauart B'B't 4 mit Gelenkanordnung von der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn in Kassel für die Grube Phönix der Deutschen Kohlenbergbau-Gesellschaft m. b. H. ausgeführt. Die Maschine ist als eine Anpassung der Bauart Henschel-Fairlie an die beim Abraumbetrieb vorliegenden Verhältnisse zu bezeichnen.

Der in seinem mittleren Teil tief durchgekröpfte Hauptrahmen trägt den Kessel von 1530 mm Durchmesser, die seitlichen Wasserkästen, das geräumige Führerhaus, sowie dahinter einen weiteren Wasserkasten und den Kohlenbehälter. Der Rahmen erstreckt sich vom vorderen Drehzapfen bis zum Ende des hinteren Wasserkastens. Der vordere Teil des Kessels mit der Rauchkammer hängt frei über. Zur ausreichenden Stützung des hinteren Wasserkastens

und die Lager der Treib- und Kuppelstangen erhielten Ölschmierung. Die Zylinderschmierung erfolgt durch Boschöler mit vier Auslässen, die Schmierung der seitlichen Sitzgleitflächen durch Öl.

An sonstiger Ausrüstung der Lokomotive ist zu erwähnen elektrische Beleuchtung, Druckluftbremse, Druckluftsandstreuer und Druckluftglocke, sowie bei 1 Lokomotive Kraftumsteuerung.

### Hauptabmessungen neuzeitlicher Abraumdampflokotiven.

Bauart	B	C	B' B'	
Spurweite	900	900	900	mm
Zylinderdurchmesser	410	500	330	„
Kolbenhub	400	500	430	„
Zylinderzahl	2	2	4	
Treibraddurchmesser	800	860	800	mm
Achsstand fest	1800	2500	1850	„
Achsstand gesamt	1800	2500	10100	„
Größte Länge	8240	9300	14282	„
Größte Höhe	2450	2650	2650	„
Kesselmitte ü S O	1800	1850	1750	„
Rostfläche	1,5	2,4	2,3	m <sup>2</sup>
Heizfläche fb.	55,8	112,5	100,7	„
Dampftrockner fb.	—	—	9,5	„
Dampfdruck	14	14	14	kg/cm <sup>2</sup>
Wasservorrat	2,5	2,8	6,8	m <sup>3</sup>
Kohlenvorrat	1,0	2,5	2,5	t
Leergewicht	21,5	37,0	44,8	„
Dienstgewicht	28,0	46,8	58,8	„
Zugkraft bei 0,75 p	8820	13130	12100	kg

Bei einigen Neuaufschlüssen von Braunkohlenlagern ist man in letzter Zeit bei den Abraumgleisen zur Vollspur mit elektrischem Betrieb übergegangen. Dabei gelangten zunächst der größeren Spur- und dem höheren Achsdruck entsprechend verstärkte  $B_0' B_0'$ -Lokomotiven zur Verwendung. Die Forderung noch leistungsfähigerer Lokomotiven führte dann zum Bau sechsachsiger Lokomotiven für die Otto-Scharf-Grube. Diese wurden im elektrischen Teil von den Siemens-Schuckertwerken entwickelt, der mechanische Teil stammt von der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn.

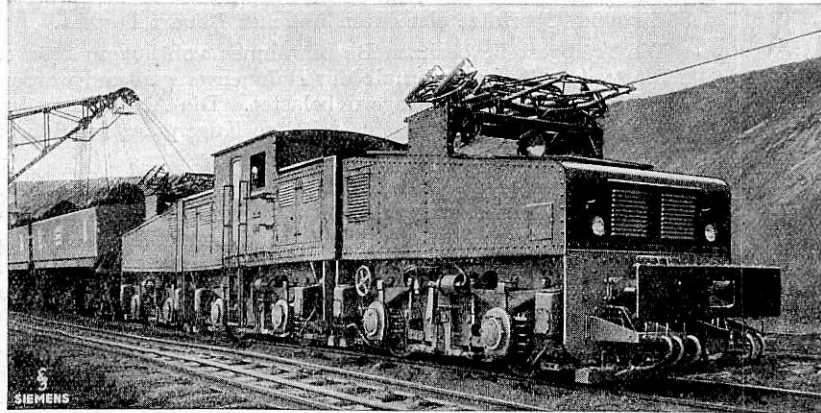


Bild 2.  $B_0 + B_0 + B_0$ -Abraumlokomotive der Otto-Scharf-Grube.

Wegen der schlechten Lage der Abraumgleise und der dadurch bedingten Entgleisungsgefahr schiedene dreiachsige Gestelle für die neue Lokomotive aus. Damit ergab sich als zweckmäßigste Bauform die Anordnung  $B_0 + B_0 + B_0$  mit drei durch Dreieckskuppelungen miteinander verbundenen Gestellen. Bei ruhigem Lauf in der Geraden auch bei höherer Geschwindigkeit können bei dieser Anordnung auch Krümmungen bis herab zu 80 m Halbmesser langsam durchfahren werden. Dabei läuft lediglich die erste Achse der Lokomotive an der Außenschiene an, die letzte Achse stellt



Bild 3. Kurveneinstellung.

sich frei ein; die Spurkränze aller übrigen Achsen werden von der Außen- bzw. Innenschiene abgezogen. Der Radreifenverschleiß ist daher, wie die Erfahrung bestätigt hat, gering. Um ein Aufschaukeln von Schwingungen zu vermeiden, sind die Achsstände der Endteile kleiner ausgeführt als der des Mittelteiles. Die Dreieckskuppelung gestattet einerseits die ungehinderte Bewegung der Gestellteile in der Höhe und die Beweglichkeit in der Krümmung. Damit im graden Gleis kein Schlingern eintritt, ist außerdem eine Schlingerdämpfung zwischen den Gestellen angebracht, bestehend aus seitlichen Puffern mit Federn von 4000 kg Vorspannung. Nach der Quelle besteht allerdings die Meinung, daß in den Krümmungen diese Puffer eine ungünstige Wirkung auf die Abnutzung der Spurkränze haben. Wegen des häufigen Wechsels der Fahrtrichtung hat man die übliche Anordnung mit mittlerem Führerhaus und niedrigen seitlichen Vorbauten beibehalten. Für Rahmen und Aufbauten wurde die Nietung beibehalten, da Nietverbindungen

elastischer und bei den vorliegenden Verhältnissen leichter instandzusetzen sind.

Der Achsdruck von 25 t ist bisher in Deutschland noch von keiner anderen Lokomotivbauart erreicht worden. Die Achsen laufen in Peyinghaus-Achslagern. Der Antrieb erfolgt durch Tatzlagermotoren mit einseitigem Vorgelege. Die Zahnräder haben Schrägverzahnung.

Das Führerhaus hat zwei schräg gegenüberliegende Führerstände, jeder mit allen notwendigen Geräten. Der Fahrschalter mit zwei Handrädern steht in der Mitte. Die Vorbauten zu beiden Seiten des Führerstandes dienen zur Aufnahme der Anfahr- und Bremswiderstände und des Umformers für die Langsamfahreinrichtung.

Die beiden äußeren Lokomotivteile sind untereinander vollständig gleich und austauschbar. In den Aufbauten ist je ein Lüftersatz, ein Luftpresser, zwei Hauptluftbehälter und noch je ein Teil der Anfahr- und Bremswiderstände untergebracht. Jeder Lüftersatz reicht für die Belüftung von vier Fahrmotoren aus. Fällt also ein Endteil aus, so kann trotzdem mit der vollen Leistung der übrigen vier Motoren weiter gefahren werden. Die Abluft der Fahrmotoren des Mittelteiles dient zur Kühlung der Widerstände.

Neben der elektrischen Kurzschlußbremse sind die Lokomotiven mit Hand- und Druckluftbremse ausgerüstet. Die Handbremse dient nur als Feststellbremse. Sie kann lediglich für den Mittelteil vom Führerstand aus bedient werden, für die Bedienung der Endgestelle dienen Handräder am Rahmen. Je zwei außen am Rahmen angebrachte Bremszylinder bremsen die Räder jedes

Gestelles zweiklotzig mit bis zu 70 v. H. des Reibungsgewichts ab. Um ein gleichzeitiges Benützen der elektrischen und der Luftbremse zu verhindern, ist vor jedem Bremszylinder ein Sperrventil angeordnet, das auf der ersten bis vorletzten Bremsstufe des Fahrschalters erregt wird. Der Wagenzug kann unabhängig hiervon weiter durch die Luftdruckbremse abgebremst werden.

Das Entleeren und Kippen der Abraumwagen erfolgt ebenfalls durch Druckluft. Diese dient auch zum Signalgeben und zum Antrieb der Scheibenwischer.

Bei der Schaltung der Lokomotive wurden die sechs Fahrmotoren entsprechend den drei Gestellen in drei Gruppen zu je zwei Motoren zusammengefaßt. Der Fahrschalter besitzt elf Stufen für Reihen- und sieben für Parallelschaltung der beiden Motoren jeder Gruppe, außerdem noch eine achte Parallelstufe mit Feldschwächung. Die Anfahrzugkraft steigt dabei unter Benutzung des Sandstreuers bis auf etwa 45 000 kg. Bei Widerstandsbremung bilden ebenfalls je zwei Motoren eine Gruppe. Sie arbeiten dabei in Kreuzschaltung mit gegenseitiger Erregung.

Für die Beleuchtung der Lokomotive ist ein Umformer und eine Sammlerbatterie vorgesehen. Außerdem sind die Lokomotiven noch mit einer besonderen Langsamfahr- und Fernsteuer-einrichtung versehen.

Ähnliche Lokomotiven wurden kürzlich auch von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft geliefert.

Neuere elektrische Abraumlokomotiven.

Bauart . . . . .	$B_0' B_0'$	$B_0' B_0'$	$B_0 + B_0 + B_0$
Spurweite . . . . .	900	1435	1435 mm
Stromart . . . . .	Gleichstrom	Gleichstrom	Gleichstrom
Spannung . . . . .	1200	1200	1200 V
Leistung . . . . .	880	1040	1560 kW
Dienstgewicht . . . . .	75	90	150 t

(Die Lokomotive 1939, Elektr. Bahnen 1939.)

Dr. Lübsen.

*Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.*

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.