

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

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

81. Jahrgang

30. Januar 1926

Heft 2

Die neuen Verbrennungstriebwagen der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und ihre Versuchsergebnisse.

Von Reichsbahnrat Dipl.-Ing. Ebel, Berlin.

(Die Versuche wurden von dem unter Leitung des Herrn Reichsbahnrats Günther stehenden Lok.-Versuchsamt Grunewald ausgeführt.)
Hierzu Tafel 2 und 3.

Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft sieht sich veranlaßt, in größerem Maße als bisher die bestehenden Fahrplanlücken durch Triebwagenfahrten auszufüllen, um eine gänzliche Abwanderung des Nahpersonenzugverkehrs auf die in stetig zunehmenden Wettbewerb stehenden Autoverkehrslinien zu verhindern. Hierzu sind Triebwageneinheiten für etwa 50 bis 100 Personen erforderlich. Bei plötzlich steigendem Verkehr können unter Beifügung von ein bis zwei Beiwagen etwa 200 Personen befördert werden. Die Triebwagen werden als vierachsige Drehgestellwagen, als zweiachsige, oder als Doppeltriebwagen ausgeführt, welche aus zwei zweiachsigen kurzgekuppelten Wagen bestehen. Sie sind sämtlich als Durchgangswagen ausgebildet, mit Eingängen nur an den beiden Wagenenden. Das Wageninnere ist durch eine Trennwand in zwei Räume für die dritte und vierte Wagenklasse geteilt. An jedem Ende ist ein geräumiger Führerstand angeordnet, der gegen den Vorraum abschließbar ist und nach Bedarf als Gepäckabteil verwendet werden kann. Die Maschinenanlage besteht aus ein bis zwei Benzol- oder Ölmotoren von mindestens je 75 PS Leistung, ferner aus dem Wechsel- und Wendegetriebe und dem Achsantrieb.

Verbrennungsmotoren für Triebwagen werden von den Deutschen Werken in Kiel (6 Zyl. = 150 PS Benzolmotor), der Nationalen Automobil-Gesellschaft in Berlin (6 Zyl. = 75 PS Benzolmotor), Büssing in Braunschweig (6 Zyl. = 80 PS Benzolmotor), Daimler in Marienfelde (4 Zyl. = 100 PS Benzolmotor), Maybach-Motorenbau in Friedrichshafen am Bodensee (6 Zyl. = 150 PS Dieselmotor), der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (6 Zyl. = 90 PS Rohölmotor) und Körting in Hannover (6 Zyl. = 75 PS Rohölmotor) geliefert.

Ferner liefern eigene Getriebe die Deutschen Werke in Kiel, die Nationale Automobil-Gesellschaft in Berlin, die Zahnradfabrik Friedrichshafen, die Waggonfabrik Werdau, die Waggonfabrik Gotha und die Maschinenfabrik Elslingen. Die Frage der Anordnung der Verbrennungsmotoren in den Triebwagen ist in verschiedenster Weise gelöst. Teils sind diese ganz unter dem Wagenkasten hängend angebracht, teils ragen sie in den Fußboden hinein und sind durch eine Haube oder durch Sitzbänke abgedeckt. In anderen Fällen liegt der Motor im Drehgestell und liegt auch hier entweder unter Fußbodenoberkante oder ragt in einen der Führerstände hinein. Maßgebend für die Anordnung ist die Größe der Triebmaschine und das Bestreben, sie möglichst zugänglich unterzubringen.

Da auf dem Gebiet der Verbrennungstriebwagen noch verhältnismäßig wenig Erfahrungen vorliegen, ist es zur Zeit noch nicht möglich anzugeben, welcher Lösung der Vorzug zu geben ist. Die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft hat daher eine größere Anzahl von Verbrennungstriebwagen der verschiedenen Bauarten beschafft, die nach ihrer Leistung, Betriebssicherheit und Brauchbarkeit eingehend untersucht werden sollen. Der erste Wagen jeder Bauform wird dem Lokomotiv-Versuchsamt Grunewald zugeführt und dort planmäßigen längeren Versuchsfahrten unterzogen. Falls der Wagen den gestellten An-

forderungen genügt, wird er einer Direktion zum Dienst überwiesen und weiter beobachtet. Die Bauart der verschiedenen Verbrennungstriebwagen sowie die Ergebnisse der Versuchsfahrten in Grunewald sollen nun im folgenden wiedergegeben werden. Zur Zeit befinden sich dort je ein Wagen der Waggonfabrik Wismar mit einem Maybach Dieselmotor, ein solcher der Waggonfabrik Wegmann in Cassel mit zwei Benzolmotoren von je 75 PS der N. A. G. Berlin, und ein Triebwagen der Deutschen Werke in Kiel mit einem Benzolmotor der D. W. von 150 PS.

I. Der Rohöltriebwagen der Waggonfabrik Wismar mit Maybach-Motor.

Dieser Verbrennungstriebwagen (Abb. 1)*, der gemeinsam von der E. V. A. (Eisenbahn Verkehrsmittel A. G.) und dem Maybach-Motorenbau Friedrichshafen entworfen wurde, ist ein vierachsiger Drehgestellwagen.

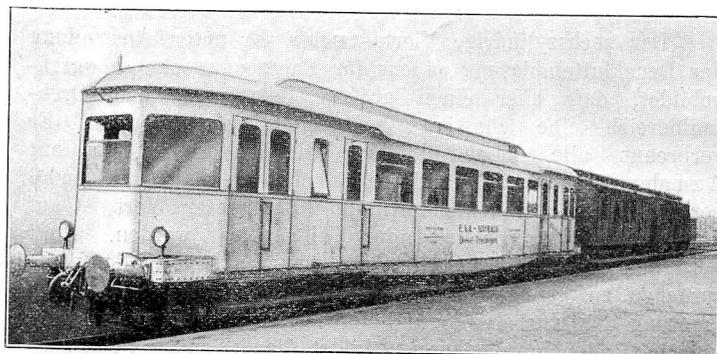


Abb. 1. Eva-Maybach-Dieseltriebwagen.

Die Gesamtlänge des Wagens über Puffer gemessen beträgt	19,3 m
Die Drehzapfenentfernung	11,4 m
Die Wagenkastenlänge	18,0 m
und die größte Wagenkastenbreite	2,9 m

Der Antrieb des Triebwagens erfolgt durch einen raschlaufenden Rohölmotor (Abb. 2) von 150 PS max. bei 1300 Umdrehungen, mit sechs in einem Gußblock vereinigten Zylindern, welcher über ein viergängiges Wechselgetriebe auf eine Blindwelle treibt, von der das Drehmoment durch Kuppelstangen auf die beiden Treibachsen des Maschinendrehgestelles übertragen wird. Die Maschinenanlage ist im Drehgestell so angeordnet, daß sie im wesentlichen in zwei Hauptgruppen zerfällt, welche je für sich in Dreipunktaufhängung im Maschinendrehgestell gelagert sind. Die eine Gruppe ist der Motor mit dem unmittelbar gekuppelten Kompressor, welche auf einem gemeinsamen Hilfsrahmen aufgebaut ist. Der andere Teil ist das viergängige Wechselgetriebe mit eingebauter Blindwelle und Kegelradübersetzung zwischen Getriebe und

*) Glasers Annalen 1924, Band 95, Heft 9; Organ 1925, Heft 3.

Blindwelle. Das viergängige Getriebe, die Kegelradübersetzung mit Fahrtrichtungswechsel und die Blindwelle mit samt ihrer Lagerung sind in einem Gehäuse vereinigt. Zwischen diesen beiden Hauptgruppen vermittelt eine gelenkig ausgebildete Verbindungswelle die Kraftübertragung. Beachtenswert ist, daß sowohl der Motor als auch das vollständige Getriebe samt der Blindwelle im abgefederten Drehgestellrahmen gelagert ist.

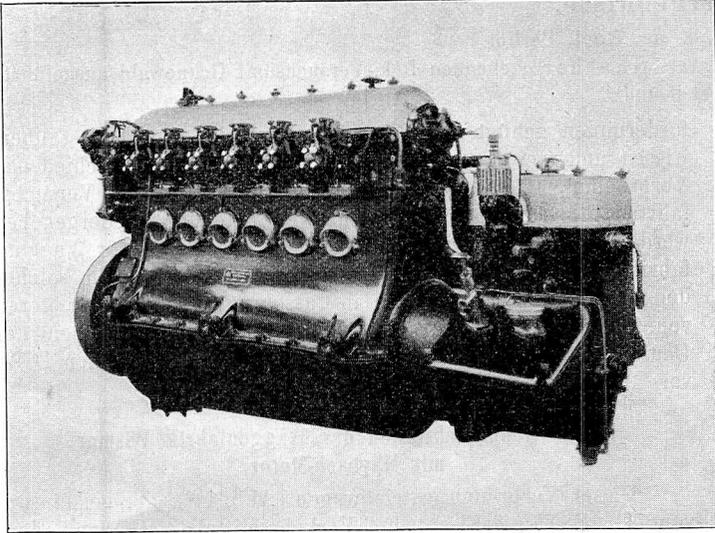


Abb. 2. Maybach-Rohölmotor Type G 4 a.
 $N_{\max} = 150 \text{ PS}$. $n_{\max} 1300 = \text{Umdr./Min.}$

Der sechszylindrige Viertaktmotor ist unter Anwendung der Drucklufteinblasung eigens für Fahrzeugzwecke so durchgebildet, daß über einen großen Belastungs- und Drehzahlbereich eine günstige Verbrennung erzielt wird. Er verbrennt alle handelsüblichen Dieselmotorentreiböle mit Ausnahme der auch bei anderen Rohölmotoren nur mit Zündöl verbrennbaren Steinkohlendestillate. Besonderer Wert ist auf die leichte Zugänglichkeit aller Teile gelegt worden. Um bezüglich der Betriebsicherheit und Dauerhaftigkeit allen Ansprüchen zu genügen, wurde von der üblichen Weißmetalllagerung der Kurbelwelle und der Kolbenstangen abgesehen, und eine Rollenlagerung herausgebildet, die eine außerordentlich hohe Lebensdauer gewährleistet. Die Ein- und Auslaßventile werden durch einen Schwinghebel von der auf dem Zylinderblock angeordneten Steuerwelle aus gesteuert. Während die Ein- und Auslaßventile sich ebenfalls auf der Oberseite der Zylinder befinden und durch eine Aluminiumhaube geschützt sind, sind die Einblaseventile seitlich vom Zylinder geneigt angebracht, so daß sie unmittelbar zugänglich sind und die Brennstoffnadeln leicht nachgesehen werden können. Die Zylinder besitzen außerdem je ein ungesteuertes Anlaßventil und ein Sicherheitsventil.

Die Druckluftanlaßvorrichtung ist so durchgebildet, daß die normale Steuerung in keiner Weise verstellt werden muß. Zum Anlassen des Motors dient ein Anlaßverteiler. Dieser wird durch Niederdrücken eines Fußhebels auf dem Führerstand eingeschaltet und verteilt die ihm dann zugeführte Anlaßluft im richtigen Zeitpunkt auf die sechs Zylinder, die durch Rohrleitungen an den Anlaßverteiler angeschlossen sind. Mit der Anlaßdruckluft kann ein das normale Motordrehmoment um ein Mehrfaches übersteigendes Drehmoment und die durch das Reibungsgewicht ermöglichte Zugkraft mit Sicherheit erzeugt werden. Durch die Anlaßluft wird also der Motor samt dem Wagen in Bewegung gesetzt. In die Zylinder des Motors wird während des Anlassens Brennstoff eingespritzt, so daß die Zündung nach wenigen Umdrehungen erfolgt, wo-

durch sich die Druckluftentnahme selbst abschaltet. Mit dieser Art des Anfahrens können Zuglasten in Bewegung gesetzt werden, die weit größer sind als diejenigen, welche solche Triebwagen anziehen können, die zuerst den Motor in Bewegung setzen und dann durch Anrücken einer Reibungskupplung den Wagen in Bewegung bringen. Geschmiert wird der Motor, durch eine Umlaufschmiereinrichtung.

Zur Erzeugung der Einblase- und Anlaßluft ist ein dreistufiger Kompressor, mit eingebautem Zwischenkühler, mit dem Motor durch eine elastische Kupplung unmittelbar gekuppelt. Von seinen Ventilen ist nur das Niederdrucksaugventil mechanisch gesteuert. Die Ventilsätze lassen sich in kurzer Zeit ausbauen und nachsehen. Die erzeugte Druckluft dient zum Einblasen und Auffüllen der Anlaßflasche. Der Überschufs an Luft nach Auffüllen der Anlaßflasche bei niedriger Motorbelastung muß ins Freie gelassen werden. Mit der Druckluft wird außerdem durch ein vom Führer zu bedienendes Ventil der Hauptluftbehälter aufgefüllt. Durch eine selbsttätige Regelung wird die Lieferung des Kompressors dem jeweiligen Bedarf angepaßt und dafür gesorgt, daß die zulässigen Drücke nicht überschritten werden können.

Das Getriebe ist nach Angabe der Zahnradfabrik A. G. Friedrichshafen gebaut. Die Übersetzungen und die Höchstgeschwindigkeiten der einzelnen Gänge sind:

	Übersetzung	Höchstgeschwindigkeit
1. Gang	1 : 23,5	10,5 km/Std.
2. »	1 : 12,7	19,0 »
3. »	1 : 6,2	39,5 »
4. »	1 : 4	61,0 »

Das gesamte Getriebe ist in einem Gußgehäuse vereinigt (Abb. 3 und 4) und gut zugänglich. Vom Motor wird unter Zwischenschaltung der elastischen Kupplung (Bauart Rudge) das Wechselgetriebe (Abb. 5) angetrieben. Die Zahnräder der vier Gänge sind dauernd im Eingriff. Der Gang wird durch je eine Lamellenkupplung eingeschaltet, wobei die Kupplung durch Druckluft betätigt wird. Die Druckluft ist jedoch nur zum Umschalten erforderlich und entweicht nach

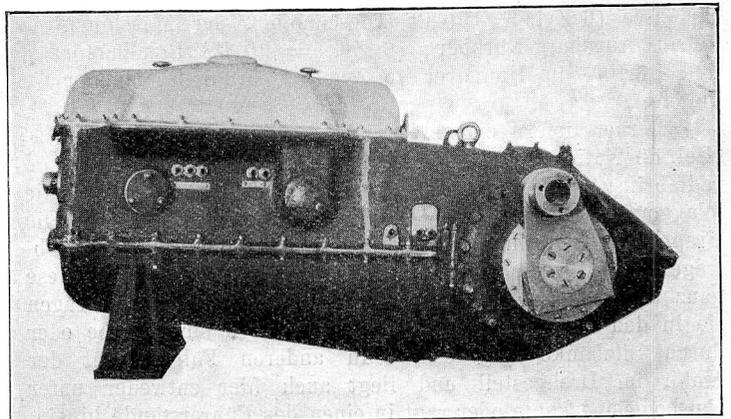


Abb. 3. Getriebe. Seitenansicht.

Loslassen des Hebels für die Gangschaltung aus dem Steuerzylinder. Auf der Welle des Wechselgetriebes sitzt das Kegelrad für das Wendegetriebe, das mit zwei Kegelrädern für die beiden Fahrtrichtungen dauernd im Eingriff ist (Abb. 6). Durch eine druckluftgesteuerte Kupplung wird das eine oder andere Kegelrad mit der Blindwelle gekuppelt, wobei die Druckluft ebenfalls nur zum Umsteuern erforderlich ist. Von der Blindwelle werden durch Kuppelstangen die beiden Achsen des Maschinendrehgestelles, die einen Durchmesser von 1000 mm haben, angetrieben.

Zur Rückkühlung des Motorkühlwassers ist ein reichlich bemessener Röhrenkühler unter einer oberlichtartigen Abdeckung auf dem Wagendach verlegt. Eine Kreiselpumpe treibt das Wasser durch das Röhrensystem. Vom Führerstand aus mittels Hebel und Seilzug zu betätigende, verstellbare Blechspaltläden sind so angeordnet, daß der Fahrwind stets kühlend über die Rohre streichen kann und daß bei langsamster Fahrt die bei

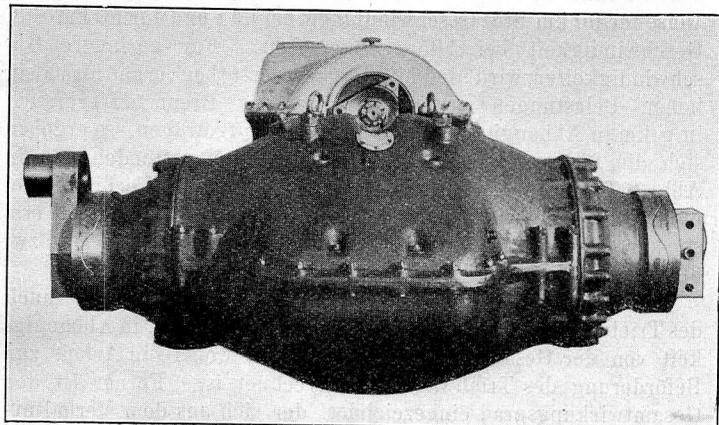


Abb. 4. Gehäuse des viergängigen Wendegetriebes mit eingebauter Blindwelle und Kegelradübersetzung. Vorderansicht.

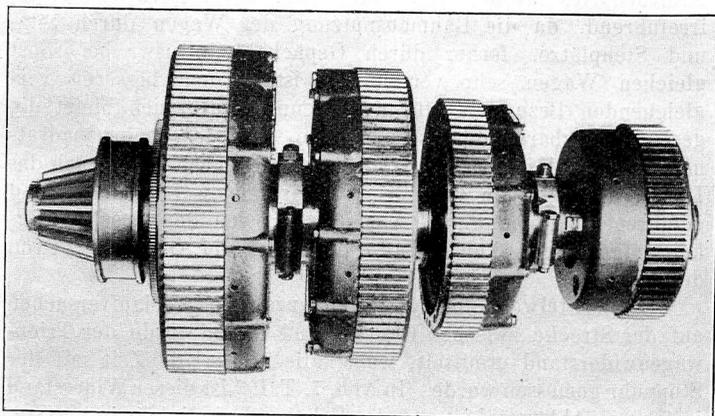


Abb. 5. Wechselgetrieberäder.

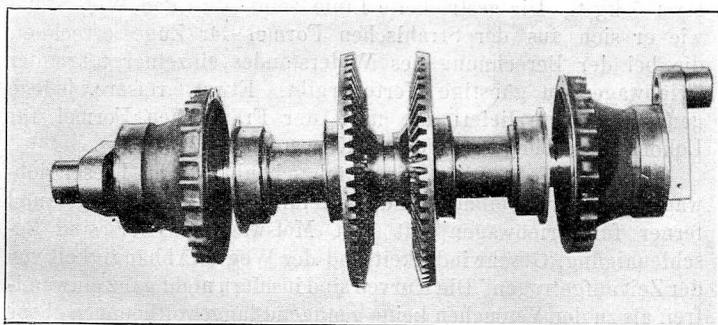


Abb. 6. Kegelräder des Wendegetriebes.

voller Motorbelastung anfallende Wärmemenge mit Sicherheit abgeführt und eine Kühlwassertemperatur von 60 bis 80 Grad gehalten wird.

Parallel zu dem Kühlwasserkreislauf ist das Heizleitungsnetz angeschlossen. Auch hier treibt die Kreiselpumpe das warme Wasser durch die Rohre, nachdem durch einfache Ventilbetätigung der Anschluß hergestellt ist. Diese Heizungsart bietet noch die Möglichkeit, den Beiwagen mitheizen zu können.

Der Brennstoff für den Motor ist in zwei im Maschinenraum befindlichen zylindrischen Behältern untergebracht, deren Inhalt durch Schwimmer angegeben wird. Die Behälter von je 150 l Inhalt lassen sich mit einer Handpumpe füllen. Für die Anlafluft sind drei Flaschen für einen Druck bis 100 at vorhanden, von denen eine als Reserve dient. Die Verschlüsse der Reserveflasche, die mit 100 at gefüllt war und der Betriebsflaschen haben während der Versuchsfahrten in Grunewald sehr gut dicht gehalten. Da das Anlassen mit den Betriebsflaschen stets ohne Störung erfolgte und die Reserveflasche bei den Versuchsfahrten nicht benutzt zu werden brauchte, ist eine Störung durch Mangel an Anlafluft nicht zu erwarten.

Um während des Fahrens die Geschwindigkeiten, bei denen die einzelnen Gänge geschaltet werden müssen, einwandfrei feststellen zu können, ist das Zifferblatt des Geschwindigkeitsmessers mit einer Einteilung versehen, auf der die Geschwindigkeitsgrenzen der einzelnen Gänge durch rote Striche gezeichnet sind. Ferner lassen sich auch die Drehzahlen des Motors bei den verschiedenen Geschwindigkeiten und eingeschaltetem Gang auf dem Geschwindigkeitsmesser ablesen. Im Übrigen ist der Triebwagen mit Luftdruck- und Handbremse, ferner mit einem Sandstreuer und einer Druckluftpeife versehen. Für die elektrische Beleuchtung dienen zwei Lichtmaschinen und zwei Speicherbatterien. Zwei Manometer zeigen den Druck der Einblaseluft und Anlafluft an.

Die beiden Drehgestelle haben einen Radstand von je 3,7 m. Der Rahmen des Maschinendrehgestelles (Taf. 2) mit seinen Übereck- und Querverbindungen ist für einen Durchfluß der Triebkräfte und für die Aufnahme der Wagenlast durchgebildet. Er besteht in der Hauptsache aus 12 mm starkem Stehblech, das durch Winkeleisen gesäumt ist.

Der Wagenkasten stützt sich mittels 4 Stück 1,7 m langen Blattfedern ab, diese sind in Wagenlängsrichtung pendelnd an dem Drehgestellrahmen aufgehängt. Der Rahmen andererseits mit der gesamten Maschinenanlage wird durch Blattfedern einfach gegen die Triebachsen abgedefert. Das Laufdrehgestell zeigt in seinem Aufbau eine dem Maschinendrehgestell ähnliche Form. Das Untergestell besteht aus zwei sich unter den Wagenwänden hinziehenden fischbauchartigen Trägern aus winkelbesäumten Stehblechen. Diese sind bei geringstem Gewicht und größter Widerstandsfähigkeit so ausgebildet, daß sie allein die gesamte Wagenlast aufzunehmen vermögen. Die Langträger werden an beiden Enden mit kräftigen Kopfstücken verbunden, an denen Puffer von 450 mm Durchmesser und je eine federnde Zugvorrichtung mit normalem Zughaken und normaler Kupplung angebracht sind. Der Wagen ist fertig angekauft worden, weist daher einige Bauteile auf, die von der sonst bei der Reichsbahn üblichen Bauart abweichen.

Der Wagenkasten enthält in der Mitte den 9 m langen Fahrgastraum. (Eine Teilung des Wagens in dritte und vierte Klasse ist hier noch nicht vorgenommen.) Symmetrisch hierzu, durch je einen Einsteigang getrennt, liegt einerseits der Maschinenraum mit Führerstand, entgegengesetzt der Gepäckraum mit Abort und dem anderen Führerstand. Vier einflügelige Drehtüren vermitteln den Einstieg in die beiden Gänge, von dort führt je eine breite Schiebetür in den Personenraum. Für den Maschinen- und Gepäckraum ist außerdem auf jeder Seite eine doppelte Aufsentür vorgesehen, deren einer Flügel festgestellt werden kann. Die Fenster im Wagenkasten sind in ihren Abmessungen breit und hoch ausgeführt, sie sind mit Ausnahme der beiden Stirnfenster vor den Führerständen nicht herabblafsbar und mit ihrem Unterteil fest in die Wand eingebaut. Das Oberteil ist als Lüftungsklappe mit besonderem Metallrahmen nach innen zu öffnen. Als Dachform wurde das leichtere Tonnendach gewählt. In der Längsachse des Wagens sind im Dachscheitel die Lampen angeordnet.

Der gesamte Fahrgastraum ist in naturlackierter Ruster ausgeführt. Die Gepäcknetze sind an den Seitenwänden oberhalb der Fenster angebracht. Der Fußboden besteht aus einer einfachen Lage Kiefern Bretter mit Triolinbelag. Bodenklappen machen die im Maschinendrehgestell und im Untergerüst liegenden Maschinenteile und Ausrüstungsteile von oben her zugänglich. Zu beiden Seiten eines Mittelganges sind auf leichten naturlackierten Lattensitzen, die in Querrichtung angeordnet sind, 58 Sitzplätze vorhanden. Einschließlich der Stehplätze können im Wagen insgesamt 90 Personen bequem Platz finden.

Die Bedienung des Wagens ist einfach und erfordert keine besondere Geschicklichkeit. Vor der Abfahrt wird das Wendegerie für die Fahrtrichtung eingestellt und der erste Gang bei stehendem Motor gekuppelt. Dann wird durch Niederdrücken des Fußhebels der Motor und der Wagen gleichzeitig in Bewegung gesetzt. Erreicht der Wagen die Grenzgeschwindigkeit eines Ganges, so schaltet man mit der Getriebekurbel den Gang um, wobei die Brennstoffzuführung während des Umschaltens gedrosselt wird. Der Gangschaltapparat hat eine Verriegelung, so daß nur bei gedrosselter Brennstoffzuführung der Gang umgeschaltet werden kann. Vom Führer müssen also bedient werden:

1. Der Fußhebel zum Anlassen beim Anfahren.
2. Die Getriebekurbel beim Gangschalten.
3. Die Brennstoffkurbel zur Regelung der Motorleistung beim Anfahren und während der Fahrt.
4. Die Bremse.

Ferner müssen während der Fahrt die Anlaßluftbehälter, in welchen ein Druck bis 100 at vorhanden ist, durch ein von Hand zu betätigendes Überschleusventil aus dem Einblaseluftkreislauf nachgefüllt werden. Der Überschuss an Luft nach Auffüllen der Anlaßflasche bei niedriger Motorbelastung muß ins Freie gelassen werden. Mit der Druckluft wird außerdem durch ein vom Führer zu bedienendes Ventil der Hauptluftbehälter aufgefüllt. Wegen des hohen Einblasedruckes ist dieses Ventil nicht selbstwirkend ausgebildet. Da die Möglichkeit besteht, daß der Führer das Ventil nicht rechtzeitig schließt, und somit unzulässig hohe Drucke im Hauptluftbehälter entstehen können, ist ein Sicherheitsventil vorgesehen.

Die Versuchsfahrten, die unter Leitung des beim Versuchsamt Grunewald tätigen Reichsbahnrats Kempf ausgeführt wurden, fanden in der Zeit vom 30. Juli bis 28. August 1925 auf den Meßstrecken Genthin—Güsen und Sandersleben—Hettstedt statt. Die Strecke Genthin—Güsen ist ungefähr wagrecht und ohne Gleisbögen, während die Strecke Sandersleben—Hettstedt eine Steigung von 1 : 100 und enge Krümmungen von 550 bis 400 m Halbmesser aufweist. Die Messungen wurden in der Ebene alle Kilometer und auf der Steigung 1 : 100 alle halben Kilometer vorgenommen. Ausgewertet wurden nur die Fahrtabschnitte, in denen sich der Triebwagen im Beharrungszustand befand. Das verwendete Treiböl hatte einen unteren Heizwert von 9800 WE und ein spezifisches Gewicht von 0,857 und 0,849. Der Widerstand des Triebwagens selbst wurde durch Auslaufversuche ermittelt, während die am Zughaken des Triebwagens ausgeübte Zugkraft mit Hilfe des Meßwagens festgestellt wurde.

Eine größere Reihe von Fahrten diente der Ermittlung des Brennstoffverbrauches des Dieseltrieb wagens bei verschiedenem Zuggewicht und in verschiedenen Steigungen. In Abb. 1, Taf. 3 ist der Brennstoffverbrauch in g/tkm in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit für die Fahrt auf grader Strecke aufgetragen. Die eingezeichneten Kurven gelten für den allein fahrenden Triebwagen, ferner für Anhängelasten von ein bis drei Beiwagen. Wie ersichtlich, nimmt in jedem Falle der Brennstoffverbrauch langsam aber stetig zu. Da diese Kurven nur für die Ebene Gültigkeit haben, ist es klar, daß für weniger günstige Ver-

hältnisse wie Steigungsstrecken, starken Seitenwind oder Schneewiderstand erhebliche Zuschläge erforderlich sind.

Besonders bemerkenswert sind die Kurven der Abb. 2, Taf. 3, bei denen der Brennstoffverbrauch in g/tkm in Abhängigkeit von der Zuglast einschließlich Triebwagen aufgetragen ist. Die den verschiedenen Geschwindigkeiten entsprechenden Kurven lassen erkennen, welche Gesamtzuglast für sie die günstigste ist. Diese Punkte geringsten Brennstoffverbrauches liegen beispielsweise für 60 km Std. Geschwindigkeit bei 95 t und für 50 km Std. Geschwindigkeit bei 105 t Zuggewicht. Für geringere Geschwindigkeiten wird der Mindestwert erst bei verhältnismäßig hohen Belastungen erreicht. Wird der Brennstoffverbrauch in g/km in Abhängigkeit von der Zuglast aufgetragen, so ergeben sich die für verschiedene Geschwindigkeiten geltenden und in Abb. 3, Taf. 3 dargestellten Kurven. Während der Verbrauch bei niedriger Geschwindigkeit mit zunehmender Belastung erst stärker, dann fast gradlinig ansteigt, wächst er bei 50 bzw. 60 km/Std. bei etwa 95 t schnell an.

In einer weiteren Abb. 4, Taf. 3 ist der Brennstoffverbrauch des Triebwagens auf ebener Strecke in g/PS-Std. in Abhängigkeit von der Gesamtleistung aufgetragen, wobei die Arbeit zur Beförderung des Triebwagens eingerechnet ist. Ferner ist der Gesamtwirkungsgrad eingezeichnet, der sich aus dem Verhältnis des Wärmewertes der effektiven Gesamtarbeit (einschließlich Triebwagen) zu der im Brennstoff zugeführten Wärme ergibt.

Die bisher gebräuchliche Berechnung des Brennstoff- und Kraftbedarfes für den Tonnenkilometer oder Platzkilometer ist irreführend, da die Raumausnutzung der Wagen durch Sitz- und Stehplätze, ferner durch Gepäckabteile usw. bei sonst gleichen Wagen sehr verschieden ist. Einen besseren vergleichenden Bezugswert für den Brennstoffverbrauch bietet die gesamte nutzbare Einheitsgrundfläche, ausgedrückt in Quadratmeter. In Abb. 5, Taf. 3 ist daher der Brennstoffverbrauch des Dieseltrieb wagens in Gramm je Quadratmeter Grundfläche und gefahrenen Kilometern in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit aufgetragen. Abb. 6, Taf. 3 zeigt diesen in Abhängigkeit von der Zuglast.

Als Mittelwert einer größeren Anzahl von Auslaufversuchen auf der Strecke zwischen Genthin und Güsen wurde der Triebwagenwiderstand ermittelt, wobei alle 100 m die Zeit mit der Stoppuhr gemessen wurde. In Abb. 7, Taf. 3 ist dieser Widerstand in kg t in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit in km/Std. aufgetragen. Wie ersichtlich, nimmt der Fahrwiderstand bei höheren Geschwindigkeiten schnell zu und beträgt bei 60 km, Std. etwa 7 kg/t. Die gestrichelte Linie zeigt etwa den Widerstand wie er sich aus der Strahlschen Formel für Züge errechnet, die bei der Berechnung des Widerstandes einzelner fahrender Triebwagen zu günstige Werte ergibt. Etwas größere, jedoch genauere Werte liefert die nach der Frankschen Formel für Lokomotiven berechnete obere Kurve.

Abb. 8, Taf. 3 zeigt die Anfahrschaubilder des Dieseltrieb wagens, und zwar einmal für den alleinfahrenden Triebwagen und ferner für Triebwagen mit 50 t Meßwagen. Hier sind Beschleunigung, Geschwindigkeit und der Weg in Abhängigkeit von der Zeit aufgetragen. Die Kurven sind insofern nicht ganz einwandfrei, als zu den Versuchen keine genügend lange vollkommen ebene Strecke zur Verfügung stand. Indessen sind die Neigungen derart gering, daß immerhin ein genügend genaues Bild der Anfahrverhältnisse gewonnen wird. Die zugehörigen Steigungsverhältnisse sind unter dem Anfahrschaubild eingezeichnet. Ein Anfahrversuch mit 50 t Anhängelast in einer Steigung 1 : 100 verlief ebenfalls befriedigend.

In Abb. 9, Taf. 3 sind die Zugkräfte des Triebwagens bei voller Brennstoffmenge in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit beim vierten und dritten Gang angegeben. Bei diesen Versuchen wurde zum Teil der Meßwagen gebremst, um bei voller Brennstoffmenge die Zugkraft bei einer bestimmten Geschwindigkeit

zu ermitteln. Für die Auswertung wurde wiederum nur die Teilstrecke verwandt, in der Geschwindigkeit und Zugkraft im Beharrungszustand waren.

Die Leistungstafel des E. V. A.-Maybach-Triebwagens (Zusammenstellung) ist besonders für den Betriebsleiter von Wichtigkeit, weil sie ihm einen klaren Überblick gibt, welche Anhängelast in Tonnen dem Triebwagen auf den verschiedenen Steigungen

Zusammenstellung.

Leistungstafel für den „Eva-Maybach“-Triebwagen.

Gang		3. Gang				4. Gang			
km/Std.		25	30	35	40	45	50	55	60
Steigung		Anhängelast in t							
0	1: ∞	—	—	—	~100	76	70	61	51
1 0/100	1: 1000	—	—	~100	92	56	51	44	36
2 0/100	1: 500	100	96	86	72	42	39	33	26
3 0/100	1: 333	82	78	69	57	32	29	24	19
4 0/100	1: 250	68	64	57	46	24	22	17	13
5 0/100	1: 200	57	54	47	38	18	16	12	—
6 0/100	1: 166	48	45	39	31	13	11,5	—	—
7 0/100	1: 140	41	38	32	25	9	—	—	—
8 0/100	1: 125	34	32	27	20	—	—	—	—
10 0/100	1: 100	25	23	18	13	—	—	—	—

Bemerkung: In je 17,5 t angegebenen Wagengewichtes können 5 t Nutzlast oder 66 Personen befördert werden.

mitgegeben werden kann. Leider konnte sie für stärkere Steigungen als 1:100 auf den vorliegenden Strecken nicht ermittelt werden. Zur Errechnung der Anhängelast wurde nicht der Laufwiderstand der Personenwagen nach der Strahlschen Formel, sondern der höhere Laufwiderstand, der sich aus den Zugkräften am Zughaken bei den Versuchsfahrten selbst ergab,

zugrunde gelegt. Als Anhängelast sind Wagen vierter Klasse neuester Bauart mit 17,5 t Eigengewicht und Gleitlagern angenommen worden. Da der Betrieb bei Zusammenstellung eines Personenzuges gewohnt ist, die Besetzung als Last nicht mitzurechnen, ist auch die vorliegende Leistungstafel dieser Gepflogenheit entsprechend aufgestellt worden. Wenn man also dem Triebwagen eine aus der Tabelle zu entnehmende Last angehängt hat, so befördert er ohne weiteres auch die in dem so entstehenden Zuge unterzubringenden Personen mit. Dabei ist auf je 17,5 t Zuglast eine Personenlast von 5 t in Rechnung gestellt.

Die Versuchsfahrten mit den folgenden Verbrennungstriebwagen werden auf denselben Strecken und unter ähnlichen Gesichtspunkten vorgenommen. Vergleichende Gegenüberstellung dieser Ergebnisse mit denen späterer Versuche dürfte deshalb von besonderem Interesse sein.

Für eine zusammenfassende Beurteilung der Triebwagen ist neben den Brennstoffkosten die Betriebssicherheit von größter Wichtigkeit. Während der Versuchsfahrten, bei welchen etwa 2000 km zurückgelegt wurden, traten zwei Störungen auf, die nicht als grundsätzliche Fehler dieser Triebwagenbauart betrachtet werden können. Der Motor arbeitete stets einwandfrei und lief beim Anlassen stets gleich an. Die Kühlung reichte aus. Ebenso haben sich am Getriebe und den Kupplungen außer einem abgerissenen Kupferrohr für die Umsteuerung des Wendegetriebes und einer geringfügigen Beschädigung der elastischen Kupplung zwischen Motor und Getriebe keine Störungen gezeigt. Der Brennstoffverbrauch für die PS Stunde muß als günstig bezeichnet werden; das Geräusch des Motors und Getriebes macht sich im Wagen wenig bemerkbar. Da die Bedienung des Triebwagens einfach ist, dürften auch Störungen durch falsches Schalten nicht eintreten. Wie groß die Betriebssicherheit ist und wie groß die entstehenden Ausbesserungskosten werden, muß eine längere Betriebszeit ergeben. (Fortsetzung folgt).

Schienenautobus.

Von Ing. Alexander Pogány, Kgl. ung. Oberregierungsrat, Maschinendirektor der Donau-Save-Adria Eisenbahn (vormals Südbahn-Gesellschaft) in Budapest.

Im Auslande, namentlich in Frankreich und England sind Fahrzeuge, zwei- bis dreiachsige Autoomnibusse, mit 30 bis 50 Sitzplätzen in Verwendung, die auf den Landstraßen längs der Eisenbahnstrecken mit einer Geschwindigkeit von 60 bis 70 km/Std. in der Regel mit Benzinmotorantrieb verkehren und die Fahrgäste von Stationen sammeln, wo die Schnellzüge nicht anhalten, oder sie von den Schnellzug-Haltestationen auf die kleineren Stationen verteilen. Sie werden in Frankreich »char à banc« benannt. Die Landstraßen längs des Balatonsees in Ungarn sind für ähnlichen Autobusverkehr ungeeignet, weshalb der Generaldirektor der D.-S.-A.-Bahn Ing. Robert Gordon auf Grund des eben erwähnten Leitgedankens Einführung eines Schienenautobusverkehrs beschlossen hat, um das häufige Anhalten der Schnellzüge zu vermeiden und den Zwischenverkehr nahe an einander liegender Stationen (Badeorte) am Balatonsee zu erleichtern.

Der außergewöhnliche Zweck und die besondere Aufgabe erheischte eine eigenartige Lösung.

Der Schienenautobus anstelle des auf der Landstraße verkehrenden Autobusses konnte streng genommen nicht vollkommen als Eisenbahnfahrzeug betrachtet und als solches ausgebildet werden; aus diesem Grunde wurde es mit Zug- und Stoßvorrichtung nicht ausgerüstet, kann daher mit anderen Fahrzeugen nicht gekuppelt und mit Beiwagen nicht benützt werden, sonst aber mußte es allen an das Eisenbahnfahrzeug zu stellenden Anforderungen voll und zuverlässig entsprechen.

Dieses Fahrzeug darf insbesondere nicht mit dem in Deutschland einer hohen Entwicklung entgegengehenden Trieb-

wagen verglichen werden, da diese die Trennung des Personenverkehrs vom Güterverkehr bezwecken um die Fahrgäste von den durch das Verschieben bei den gemischten Zügen entstehenden zeitraubenden Aufenthalten zu befreien und mit ihrer Stundengeschwindigkeit von 40 bis 50 km die Reisegeschwindigkeit von 15 km/Std. der gemischten Züge zu übertreffen; ein Vorteil, der bei Neben- und Kleinbahnen zur Besserung der Fahrordnung gewiß wesentlich beiträgt.

In Fachschriften*) finden wir zwar in den letzten Jahren Beschreibungen von Schienenautobussen mit Angaben über Bauart und Abmessungen, doch weichen diese von den in Anbetracht der ganz besonderen Verkehrsverhältnisse am Balatonsee gestellten Bedingungen derart ab, daß hier eine technische Neuerung notwendig war, die in verhältnismäßig kurzer Zeit gemeinsam mit der Waggonfabrik Ganz u. Comp - Danubius in Budapest der Lösung zugeführt wurde.

Nach unserem Entwurf war ein zweiachsiger Wagen (Vereinslenkachsen) von 6 m Achsstand mit Benzinmotor-Antrieb wie bei einem Autoomnibus für drei Geschwindigkeitsstufen zu bauen, der in der Ebene mit einer Höchstgeschwindigkeit von 75 km/Std. in der Steigung von 7 0/100 mit einer Geschwindigkeit von 60 km/Std. fahren soll, und dessen Gesamtgewicht mit Ausrüstung bei voller Besetzung der 30 Sitzplätze 9,0 t betragen darf.

*) Engineering Jahrgang 1922 Seite 308,
" " 1925 " 524,
" " 1925 " 494,
Automotive Industries Jahrgang 1921.

Ganz angetrieben, Zylinderbohrung 130 mm, Hub 160 mm, mit 1100 Umdrehungen in der Minute, mit Boschzündung, Pallas-Vergaser und elektrischer Anlafs- und Beleuchtungseinrichtung System Bosch und den sonst noch üblichen bekannten Ausrüstungen. Durch Öffnen der Motor-Haube sind

eingehalten werden, anderseits liefert das Schaubild den Beweis, daß die Anwendung der fünf Geschwindigkeitsstufen seitens der Fabrik als übertriebene Vorsicht erscheint, da auf Grund unserer Versuche einwandfrei ein tadelloses, glattes Anfahren mit der dritten Geschwindigkeit festgestellt werden konnte.

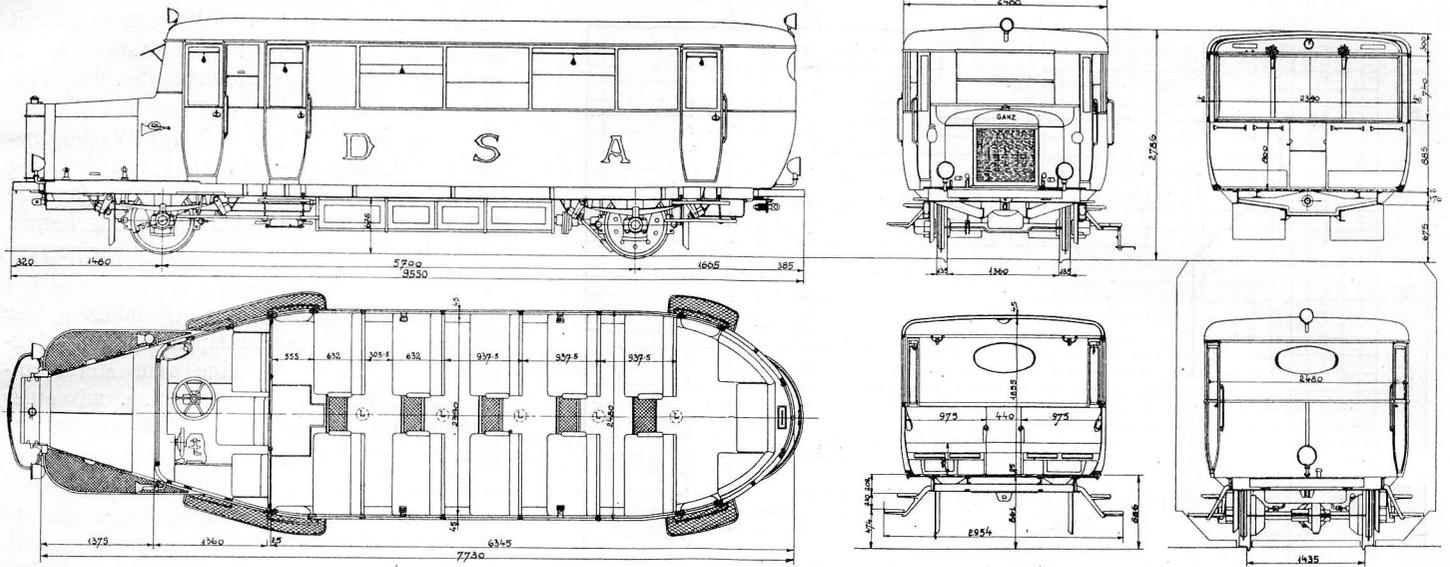


Abb. 4. Gesamtansicht des Schienenautos.

sämtliche Bestandteile des Motors und des Kühlers leicht übersehbar und zugänglich. In der Regel wird der Motor mittels elektrischen Strom angeworfen, doch ist auch eine Andrehkurbel vorhanden. Die Kühlung erfolgt in einem vor dem Motor befindlichen Wabenkühler, wobei die Kühlwirkung durch einen mittels Riemen angetriebenen Ventilator erhöht wird.

Die Innenausstattung des Fahrzeuges ist elegant und gefällig.

Die Leistung, Umdrehungszahl und die allgemeine Charakteristik des Motors sind in Abb. 5 veranschaulicht; bei ganz geöffnetem Drosselventil und 1000 Umdrehungen wurde eine Leistung von 56 PS erreicht; die Leistung sinkt bei einer Umdrehungszahl von 350 auf 19,5 PS; der Leistungsabfall ist daher mit der Umdrehungszahl nahezu verhältnismäßig.

Bei Erhöhung der Umdrehungszahl auf 1100 wurden 59,5 PS abgebremst. Der Benzinverbrauch betrug für die PS/Std. 285 bis 300 g.

Das Fahrzeug hat auf der Strecke Siófok—Balatonaliga die Steigung $7\frac{0}{100}$ und den Krümmungswiderstand entsprechend $R = 300$ m zu bewältigen, der Widerstand ist in Abb. 6 unter W_2 eingetragen. Die Zugkraft ist beträchtlich höher, so daß bei ungünstigen Verhältnissen (Gegenwind, nasse Schienen und dergl.) dieser Überschuss ausgenutzt werden kann; die Fahrzeiten können daher einerseits auch in solchen Fällen sicher

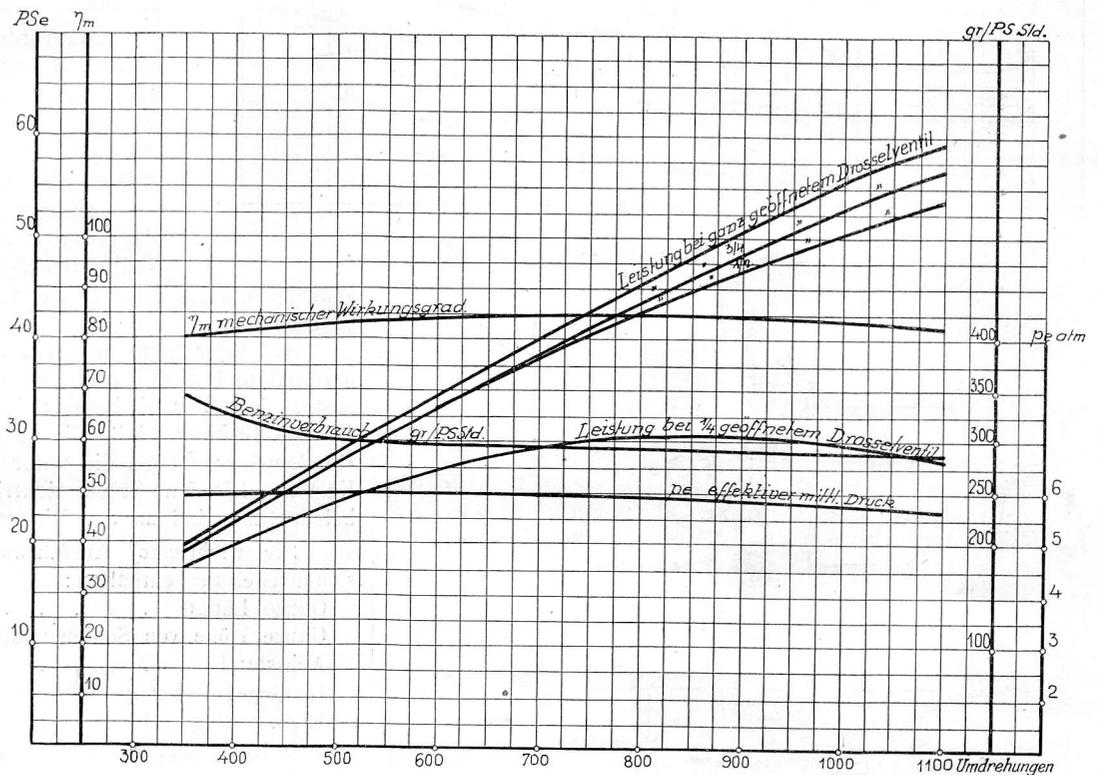


Abb. 5. Leistung und Benzinverbrauch des Motors.

Bei neuzeitlich gebauten Motoren tritt die Bestrebung in den Vordergrund, bei gegebenen Abmessungen des Motors das Drehmoment zu steigern, sei es um eine größere Geschwindigkeit zu erreichen, oder in Steigungen die Änderungen der Geschwindigkeitsübersetzung zu vermeiden, was naturgemäß eine wesentliche Vereinfachung der Ausführungsform zur Folge hat. Aus diesem Grunde war die Wahl eines größeren Zylinders gerechtfertigt, da die größere Leistung das Drosselventil vermindert und im Falle eines größeren Widerstandes eine größere Zylinderfüllung angewandt werden kann.

Aus Abb. 7 ist der maschinelle Aufbau zu ersehen. Das Einschalten der hinter dem Motor in das Schwungrad eingebauten Lamellen-Kupplung erfolgt durch eine am Wellenkopf angebrachte Feder, das Ausschalten durch die übliche Fußtritt-Einrichtung. Die weitere Übertragung der Motorkraft

ragenden Welle, wird durch eine scheiben-artige Cardankupplung Bauart Rudge-Hardy den auf der zweiten Wagenachse sitzenden Kegelrädern (mit der Übersetzung von 27:50) übertragen, deren Gehäuse wagrecht geteilt ist und beiderseitig mittels Bronzlager auf der Wagenachse aufliegt.

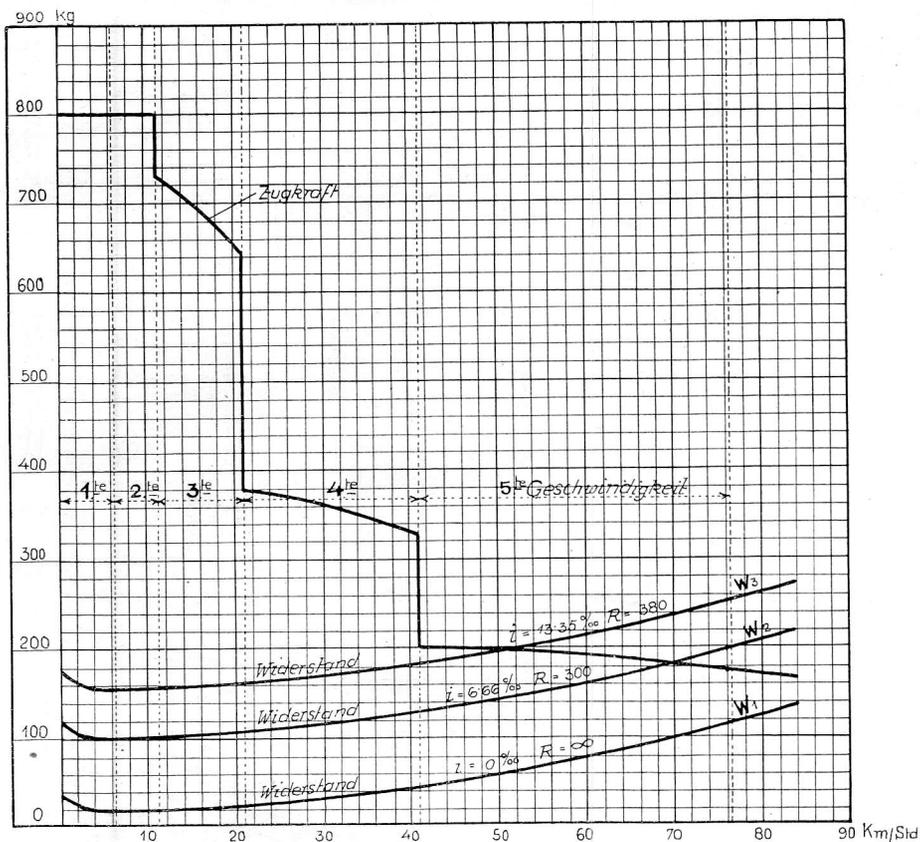


Abb. 6. Zugkraft und Widerstand.

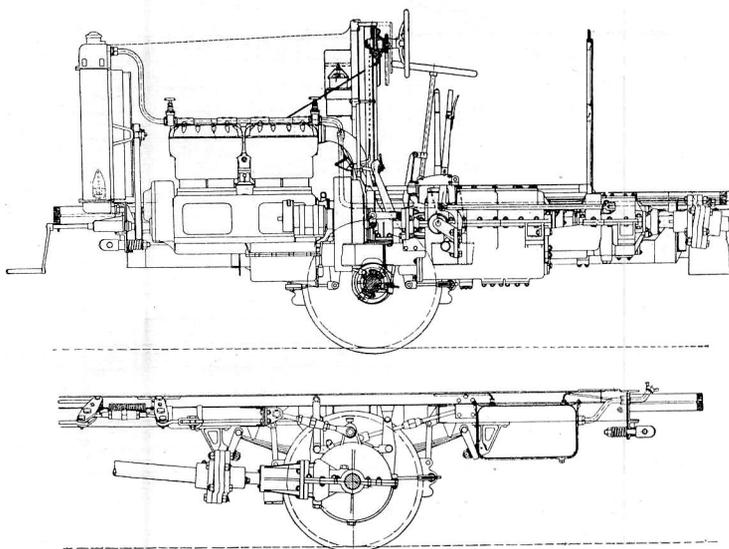


Abb. 7. Maschinenanlage.

geschieht durch das Geschwindigkeits-Wechselgetriebe, dessen Zahnräder aus hochwertigem Chromnickelstahl hergestellt sind. Das Geschwindigkeits- und Wendegetriebe ist durch Bodenklappen von oben zugänglich.

In fünf Übersetzungsstufen können für die Vorwärtsfahrt 6,2, 11,3, 21,0, 41,1 und 76,3 km/Std. und für die Rückwärtsfahrt 11,5 und 21,0 km/Std. Geschwindigkeit erreicht werden. Das Drehmoment der aus dem Wechselgetriebe heraus-

Auf der inneren Seite der beiden rückwärtigen Räder ist je eine Bremsstrommel mit Bremsbacken, die mit Ferrodo-Asbest belegt sind, angebracht als Reserve für den Fall des Versagens der Klotzbremse.

Am rückwärtigen Teil des Wagens befindet sich ein Benzinbehälter mit beiläufig 200 l Inhalt, diese Menge reicht für die Fahrt von nahezu 800 km aus. Das Benzin wird durch den Motor in den Benzinzeiger und von diesem in den Vergaser gesaugt.

Den zur Beleuchtung der inneren, der Signal- und der Handlampen nötigen elektrischen Strom liefert eine vom Motor angetriebene Bosch-Dynamomaschine, mit einer Akkumulatoren-Batterie parallel geschaltet; letztere versieht den Anlafsmotor mit elektrischem Strom von 12 Volt Spannung.

Geheizt wird der Wagen durch das 60 bis 70° C Kühlwasser, das in die unterhalb der Sitzplätze angeordneten Heizkörper geleitet wird. Durch den beim Motor angebrachten Heizhahn wird die Heizung geregelt.

Am vorderen Teil des Wagens ist ein Signalhorn angebracht, ebenfalls System Bosch, als Reserve hierfür dient ein gewöhnliches Autohorn mit Gummiballen. Vom Sandstreuer, der vom Führersitz aus betätigt werden kann, gelangt der Sand unter die Treibräder.

An der vorderen und rückwärtigen Brust des Wagens sitzt je eine auf die Kante gestellte Blattfeder in der ganzen Breite des Wagens, um ihn beim Einfahren in den Schuppen gegen Stöße zu schützen.

Wagens, um ihn beim Einfahren in den Schuppen gegen Stöße zu schützen.

Auf jeder Seite des Wagens ist eine Tür für das Dienstpersonal und zwei Türen zum Ein- und Aussteigen der Fahrgäste. Durch zwei herabbläsbare Fenster auf jeder Seite ist für die Lüftung hinlänglich gesorgt. Zur Aufbewahrung des Handgepäcks dienen die unter den Langträgern angebrachten Kästen. Die fünf Stück elektrischen Lampen für die Innenbeleuchtung sind an der Wagendecke befestigt.

Die wichtigsten Ausführungsdaten sind in folgender Zusammenstellung enthalten:

GANZE LÄNGE	9500 mm
GANZE HÖHE VON SCHIENENoberkante	2796 »
ACHSSTAND	5700 »
RADDRUCKMESSER IM LAUFKREIS	750 »
EIGENGEWICHT	6600 kg
ACHSDRUCK (bei voller Belastung) vorn	4400 »
hinten	4500 »
LEISTUNGSFÄHIGKEIT DES VIERZYLINDRIGEN	
Motors etwa	50 PS
DURCHSCHNITTliche Geschwindigkeit in der	
Ebene	75 km/Std.
Brennstoffverbrauch	25,0 l/100 km
Rauminhalt des Benzinbehälters	200 l
Anzahl der Sitzplätze	29
Eigengewicht auf ein Sitzplatz	227 kg.

Vergleicht man die Daten dieser Zusammenstellung mit unserem ursprünglichen Entwurf, so ist ein wesentlicher Unterschied kaum zu verzeichnen; ein Zeichen für die Richtigkeit der grundlegenden theoretischen Berechnungen. Nur den Achs-

stand haben wir von den geplanten 6 m auf 5,7 m herabgesetzt, weil auf den 12 m langen Schienen bei einem Achsstand von 6 m unangenehme Schwingungen zu befürchten waren; außerdem mußten auch die längs unserer Balatonseestrecke auf rund 20 bis 30 km Entfernung vorhandenen Wagendrehkreise von 6,8 m Durchmesser berücksichtigt werden. Die geplante Anzahl der Geschwindigkeitsstufen wurde von drei auf fünf erhöht, die Versuchsfahrten haben aber, wie bereits erwähnt, schon den Beweis geliefert, daß für den Eisenbahnbetrieb drei Geschwindigkeiten vollkommen ausreichen, so daß hierdurch nahezu 100 kg an Gewicht hätten erspart und auch einfachere Ausführungsformen erreicht werden können. Die Anzahl der Sitzplätze hat sich um einen vermindert.

Vor Inbetriebnahme haben wir mit dem Wagen zahlreiche Versuchsfahrten vorgenommen, um den Bremsweg, die zur Beschleunigung nötigen Zeiten und Wege und die Widerstände festzustellen.

Die erreichte Höchstgeschwindigkeit betrug 58 km/Std.

Bei den theoretischen Berechnungen wurde als Ausgangspunkt die Widerstandsformel für Triebwagen der »Schnellbahn-Studiengesellschaft« gewählt, laut welcher

$$w = 0,8 + 0,0067 V + \frac{0,0052 V^2 F}{G} \text{ ist}$$

w = Widerstand in kg/t,
 V = Geschwindigkeit km/Std.,
 F = Stirnfläche des Wagens qm,
 G = Gewicht des Wagens in t.

Es ist zu bemerken, daß auf Grund der schwedischen Rollenlager-Versuche das Ergebnis um 1 kg/t herabgesetzt wurde.

Die Formel bezieht sich auf die durch die Studiengesellschaft erprobten Triebwagen mit 7,5 qm Stirnfläche und Rädern von 1 m Durchmesser. Die Form des Schienenautobusses, der kleinere Durchmesser der Räder, die geringere Luftwiderstandsfläche beeinflussen unbedingt den Wert des Gesamtwiderstandes, so daß die angeführte Formel für dieses Fahrbetriebsmittel eigens angepaßt werden muß.

Wir waren dessen bewußt, daß mit dieser Formel höhere Werte gewonnen werden, als für den Schienenautobus notwendig, doch wurde diese absichtlich deshalb angewendet, um über eine Reserve zur Erhöhung der Geschwindigkeiten zu verfügen. Diese Absicht hatte auch ihren praktischen Erfolg, indem eine Verbesserung des Fahrplans ermöglicht wurde. Auch sind wir durch den stärkeren Motor in der Lage, den Schienenautobus auch auf unserer schwierigsten Strecke, auf 15% Steigung mit 50 km/Std. Geschwindigkeit nötigenfalls in Betrieb zu stellen.

Zur einwandfreien Feststellung der Widerstände haben wir Auslaufversuche vorgenommen, deren Ergebnis kurz zusammengefaßt im folgenden mitgeteilt wird.

Auf Grund der sorgfältig veranstalteten Auslaufversuche mit leerem und beladenem Wagen (Gesamtgewicht 7390 und 9000 kg) wurde als Mittelwert die in Abb. 6 eingezeichnete Widerstandskurve gefunden, welche der Formel

$$w_{\text{kg/t}} = 1,78 + 0,0029 V \left(1 + \frac{F}{G} V \right) \text{ entspricht.}$$

Diese Formel hat natürlich nur für ein Fahrzeug ähnlicher Bauart und Größe Gültigkeit, wobei zu bemerken ist, daß die aus der Kupplung und Geschwindigkeitsübersetzung hervorgehenden Widerstände, ebenso wie der Einfluß der Lufttemperatur außer Acht gelassen wurden. Zum Ausgleich wie auch mit Rücksicht auf den Wirkungsgrad des Motors wurde dessen Leistung statt mit 56 nur mit 50 PS in Rechnung gezogen und somit die am Radumfang zur Verfügung stehende Zugkraft um beiläufig 10% herabgesetzt. Für die Geschwindigkeitsstufen I und II kommt die aus der Reibung hervorgehende Zugkraft in Betracht mit einem Reibungswert von $\frac{1}{6}$.

Die für die ebene gerade, dann für die am Balaton vorkommende ungünstigste Strecke (7% Steigung, 300 m Bogen) sowie die größte Steigung unserer Linien geltenden Widerstandskurven sind in Abb. 6 mit w_1 , w_2 und w_3 bezeichnet.

Die auf den Radumfang aus der Motorleistung berechneten Zugkräfte betragen

bei der	I. Geschwindigkeitsstufe	2180 kg
» »	II. »	1195 »
» »	III. »	643 »
» »	IV. »	329 »
» »	V. »	177 »

Die Reibung ergibt eine größte Zugkraft von annähernd 800 kg bei einem Reibungswert von $\frac{1}{6}$, weshalb die aus der Motorleistung berechneten höheren Werte außer Acht gelassen wurden.

Die die Beschleunigung betreffenden Messungen sind mit dem Geschwindigkeitsmesser Bauart Rezsny leicht durchzuführen. Dieser hat dem allgemein bekannten Haufshälterschen Geschwindigkeitsmesser gegenüber den Vorteil, daß er die Fahrgeschwindigkeit in einem ununterbrochenen Linienzug über den Weg aufzeichnet. Der Weg kann also unmittelbar abgemessen und zahlreiche Betriebsvorgänge aus dem Streifen rasch und sicher abgelesen werden, schließlich beträgt die Meßzeit bei diesem Apparat 2 Sek., gegen 6 Sek., des Haufshälter-Apparates.

Feststellung der Beschleunigung (siehe Abb. 8).

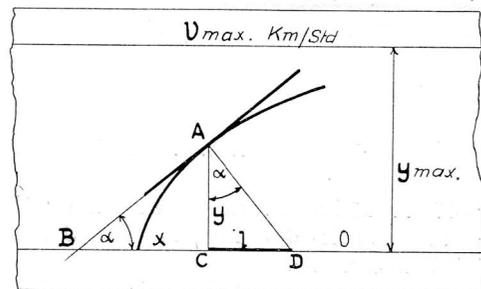


Abb. 8. Beschleunigungskurve.

Es sei:

V_{max} = die größte aus den Streifen entnommene Geschwindigkeit km/Std.

y_{max} = die Höhe zwischen der Linie O und V_{max} in mm

V = die Fahrtgeschwindigkeit in einem beliebigen Punkt der Strecke km/Std.

y = die zu V gehörende Ordinate mm

r = Vorschub des Papierstreifens während desfahrens mm/km Weg

v = Fahrtgeschwindigkeit m/sec.

$$n = \frac{V_{\text{max}}}{y_{\text{max}}} = \frac{V}{y}$$

$$v = \frac{1000 V}{3600}; V = 3,6 v$$

$$y \cdot n = V; dv = \frac{n}{3,6} dy.$$

Beträgt der Streifenablauf auf s Meter Weg x mm, so

$$\text{ist } s = \frac{1000}{r} x, \quad ds = \frac{1000}{r} dx, \quad v = \frac{ds}{dt}, \quad dt = \frac{3600 dx}{r n y}$$

$$\text{die Beschleunigung } p = \frac{dv}{dt}, \quad \text{tg } \alpha = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{y}, \quad p = \frac{r n^2 l}{12960} \text{ m/sec}^2,$$

$$\text{oder } = \frac{r n^2 l}{60} \text{ km/Std./Min.}, \quad l \text{ ist die Subnormale zum Punkte A.}$$

In unserem Falle beträgt der Streifenvorschub 8 mm/km, $V_{\text{max}} = 90$ km/Std., $y_{\text{max}} = 40$ mm, daher $m = 2,25$, $r = 8$, folglich $p = 0,675 \text{ l km/Std./Min.} = 0,01125 \text{ l km/Std./Sek.} = 0,00313 \text{ l m/sec}^2$, z. B. bei 50 km/Std. Geschwindigkeit laut Abb. 9, $p = 29,025 \text{ km/Std./Min} = 0,484 \text{ km/Std./Sek.} = 0,135 \text{ m/sec}^2$.

Greift man auf die ersten theoretischen Berechnungen zurück, so wäre die Beschleunigung bei 50 km/Std. Geschwindigkeit 0,370 km/Std./Min. laut Streifen hingegen 0,484; der Unterschied ist einerseits auf die grössere Leistung des Motors andererseits auf die um 50% geringere Belastung des Wagens zurückzuführen. Aus dem Streifen läßt sich außerdem noch feststellen, daß die Geschwindigkeit von 50 km/Std. auf einer Weglänge von 562 m erreicht wurde obwohl laut Berechnung

Eine weitere Neuerung hat bei diesem Fahrzeug zu der Verminderung der ungefederten Massen versuchsweise Anwendung gefunden, nämlich die bereits erwähnten Manganstahlräder System Schaffer. Dieses Material das gegen Abnutzung sehr widerstandsfähig ist, weist eine Festigkeit von 80 km/qmm und eine Dehnung von 30% auf und hat die Eigenschaft bei Blauwärme (beim Bremsen) nicht spröde zu werden. Der Verschleißwiderstand ist fünfmal so hoch, als

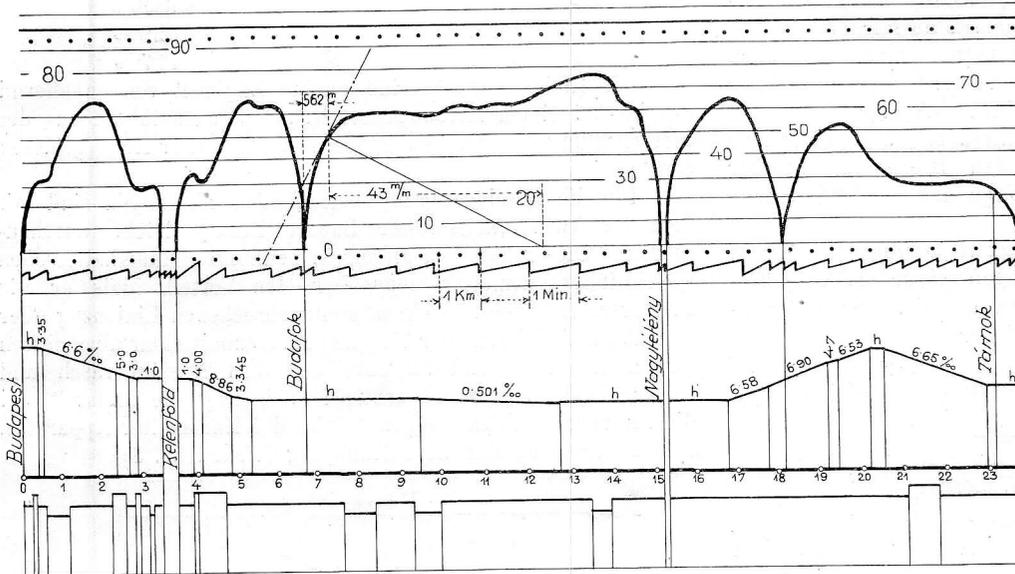


Abb. 9. Geschwindigkeitskurve.

hierzu nur 470 m nötig gewesen wären; dieser Umstand ist durch die Ungeübtheit des Führers im Umschalten der Geschwindigkeiten erklärlich.

An Stelle von Gleitlagern haben wir Rollenlager (System SKF) gewählt auf Grund der Versuchsergebnisse der Deutschen Bahnen, laut welchen bei Geschwindigkeiten von 10, 30 und 50 km/Std. den gewöhnlichen Achslagern gegenüber eine Verminderung der Lagerreibung beobachtet wurde. Es steht außer Zweifel, daß der Widerstand der Lagerreibung diese Verminderung aufweist, doch darf nicht vergessen werden, daß sich die Verhältniszahlen nicht auf den Gesamtwiderstand des Fahrzeugs beziehen können, da die übrigen Widerstände, die durch Gleisbögen, die Tragfederaufhängung, Lagerführungen, Luftströmungen, Unebenheit im Gleis usw. entstehen, durch Anwendung von Rollenlagern keine Änderung erfahren.

In der allgemeinen Formel der Widerstände $w = a + f(v)$ ändert sich nämlich nur die Konstante a , wenn die Achslagerausführung abgeändert wird und es ist daher nur dann ein Vorteil zu erwarten, wenn der zweite Teil $f(v)$ klein ist; mit anderen Worten die Vorteile der Rollenlager können lediglich bei kleinen Geschwindigkeiten, beziehungsweise nur bei Zügen, deren Fahrordnung ein häufiges Anfahren bedingt, tatsächlich günstig ausgenutzt werden.

Wirtschaftlichkeit bei der Berichtigung der Höhen- und Richtungsverhältnisse der Eisenbahngleise.

Von Reichsbahnoberrat A. Wöhrle, Nürnberg.

Bei Besprechung der Veröffentlichung des R. O. R. Lauböck über Gleisbau und Gleisunterhaltung mit den Meirhoferschen Eisenbetonrosten (Organ 1925, Heft 20 S. 423) habe ich in Aussicht gestellt, auf die verschiedenen Verfahren zum Ausrichten verfahrenere Gleisbögen in einem besonderen Aufsatz zurückzukommen. Dies soll im nachfolgenden geschehen zu Nutz und Frommen einer zuverlässigen und dauernd brauchbaren

verschiedenen Geschwindigkeitsstufen ist bei einem geübten Führer vollkommen stoffsrei, die Einzelteile der Ausführung sind einfach und verlässlich. Der Lauf der Wagen ist ruhig, wozu der niedrige Rahmen, der große Achsstand und die weiche Abfederung jedenfalls günstig beitragen. Die Höchstgeschwindigkeit wird rasch erreicht, das Einstellen in den Gleisbogen geschieht glatt, die verhältnismäßig leichten ungefederten Massen verursachen auch auf unebenen Bahnstrecken keine Erschütterungen. Der Motor arbeitet wirtschaftlich und paßt sich den schwankenden Zugkräften leicht an.

Die zwischen der Bestellung und Lieferung verstrichene verhältnismäßig kurze Spanne Zeit von kaum fünf Monaten liefert den Beweis für die hohe Entwicklungsstufe der ungarischen Industrie und besonders für die Leistungsfähigkeit der Ganzschen Waggonfabrik.

Wir glauben durch diese Neuerung mit ihren technischen und betrieblichen Vorzügen ein nicht nur den Forderungen des Balatonsee-Verkehrs angepaßtes Fahrzeug geschaffen und Lücken im Fahrplan ausgefüllt zu haben, worauf die erfolgreichen Betriebsergebnisse der ersten Monate schließen lassen, sondern auch bewiesen zu haben, daß die Donau-Save-Adria Bahn für den Aufschwung der Badeorte am Balatonsee klare Erkenntnis und richtiges Verständnis besitzt.

Festlegung und Vermarkung unserer Gleise, die die Grundlage für eine gute Unterhaltung bildet.

Es ist hinreichend bekannt, daß die Richtungs- und Höhenverhältnisse bei vielen Bahnstrecken im argen liegen und daß im Laufe der Zeit durch Einbau von Kunstbauten in die verfahrenen Strecken ein Zustand eintrat, der eine Wiederherstellung der alten planmäßigen Höhen und Richtungen

der der allgemein benützten gewalzten Radreifen. Bei der Schlagprobe haben die Schafferschen Räder ein fünfzehnfaches Schlagmoment gegenüber den gewöhnlichen Scheibenrädern aufgewiesen. Unser Autobus ist das erste Fahrzeug, bei welchem Schaffersche Räder bei einer Stundengeschwindigkeit von 75 km zur Anwendung gelangen.

Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, daß für die Schienenautobusse ein besonderer Schuppen und zur Benzinfassung feuersichere Benzinbrunnen errichtet wurden.

Die Wagen wurden anfangs des Sommers in Betrieb genommen und haben in der Zeit vom 10. Juni bis Ende November einzeln rund 15000 km geleistet ohne nennenswerte Fehler oder Störungen. Der Übergang in die

— wenn solche überhaupt einmal vorhanden waren — unmöglich macht.

Wie die frühere preussisch-hessische Staatsbahn Maßnahmen zum Ausrichten und Festlegen verfahrenrer Bögen (siehe die preussisch-hessische Oberbauvorschriften) traf, hat auch die ehemals bayerische Staatsbahn solche im Jahre 1912 eingeleitet. Durch den Krieg und seine Nachwirkungen waren diese ins Stocken geraten, weshalb mit Entschliessung vom 1. VII. 1922 das vormalige Reichsverkehrsministerium, Zweigstelle Bayern, die Durchprüfung und Festlegung der Höhen- und Richtungsverhältnisse neuerdings anordnete.

Schon die ersten Versuche zur Durchführung dieser Anordnung haben ergeben, daß bei dem Zustande der Höhen- und Richtungsverhältnisse eine einwandfreie Lösung nur mit erheblichem Zeit- und Kostenaufwand zu erzielen ist. Es galt deshalb, ein Verfahren zu suchen, das dem Zweck in der wirtschaftlichsten Weise entspricht.

Es ist vielfach die irriige Meinung vertreten, die Ausrichtung und Festlegung verfahrenrer Bögen lasse sich am wirtschaftlichsten durch das Sehnemessverfahren (siehe preussische Oberbauvorschriften Anlage 1) durchführen.

Dieses Verfahren soll und kann, wie dies ausdrücklich in dieser Vorschrift zum Ausdruck kommt, erst dann angewendet werden, wenn der Bogen im großen ganzen trigonometrisch festgelegt ist, so daß mit dem Sehnemessverfahren nur eine Feinarbeit innerhalb fester Punkte nötig wird. Ganz mit Recht hebt daher auch die preussisch-hessische Oberbauvorschrift besonders hervor, daß eine Neuabsteckung durch Landmesser zu beantragen ist, wenn die Pfeilhöhen 10% vom mittleren Wert abweichen. Es wird aber wenige noch unversicherte Gleisbögen geben, deren Pfeilhöhen nicht 10% und mehr vom mittleren Wert abweichen.

Gerade die Streckengleise der Hauptbahnen des bayerischen Netzes im Hügel- und Berggelände sind nicht nur verfahren, sondern durch Senkungen der Dämme und durch Rutschungen häufig wesentlich verschoben.

In dem nachstehenden einfach gelagerten Falle soll die Ungenauigkeit des Sehnemessverfahrens erläutert werden.

Auf der Hauptbahn Treuchtlingen—Nürnberg wurden für einen Bogen von etwa 480 m Länge die Pfeilhöhen mit 24 m langen Sehnemessungen sorgfältig gemessen und das Schaubild aufgetragen (Abb. 1). Zugleich wurde der Zentriwinkel des Bogens durch einen Vieleckzug festgestellt. Der Bogenhalbmesser soll nach den Katasterplänen 876 m betragen. Die auf Grund des festgestellten Zentriwinkels mit dem ursprünglichen Bogenhalbmesser berechnete und am vorhandenen Bogen mit dem Theodolit angetragene Zwischentangente hätte den Bogen-scheitel annähernd berührt. Um aber die nachträgliche Einlegung flacher Übergangsbögen mit wenig Gleisverzierungen zu ermöglichen, wurde der Halbmesser mit 872 m gewählt und der Bogen darnach abgesteckt. Das rechte Doppelbahngleis wurde beim Gleisumbau nach der neuen Absteckung verlegt, so daß nur ganz geringe Kosten für die Ausrichtung des linken Gleises anfielen. Die größte Gleisverziehung betrug 10 m.

Will man den Bogen auf Grund der Sehnemessung ausrichten, so wird man zunächst den Mittelwert der Pfeilhöhe errechnen. Nachdem nun der Bogen trigonometrisch festgelegt, wird man versuchen, diesen Wert nur für die Strecke zwischen den Übergangsbögen zu ermitteln. Die Summe der Pfeilhöhen

für eine Sehnenslänge von 24 m in dieser Strecke beträgt 2,442 m, der Mittelwert

$$2,442 : 29 = 0,0842.$$

Der Bogenhalbmesser würde dann betragen

$$R = \frac{24^2}{8 \times 0,0842} = 855 \text{ m.}$$

Ermittelt man dagegen den Mittelwert in der ursprünglichen ungefähren Bogenlänge, so errechnet sich ein Halbmesser von

$$3,310 : 41 = 0,0807; R = \frac{24^2}{8 \times 0,0807} = 892 \text{ m.}$$

Denkt man sich diese beiden Halbmesser in den beiden Berührungsgeraden eingelegt, so würde sich beim Halbmesser mit 855 der Scheitelabstand um 0,48 m verkleinern und beim Halbmesser mit 892 m um 0,86 m vergrößern. Die natürliche Folge wären ganz unnötige Gleisverzierungen. Das Sehnemessverfahren kann also nur da mit Erfolg und Genauigkeit angewendet werden, wo die Gleisachse bereits trigonometrisch festgelegt ist. Einwandfreie Übergangsbögen können beim sogenannten Sehnemessverfahren nur dann erzielt werden,

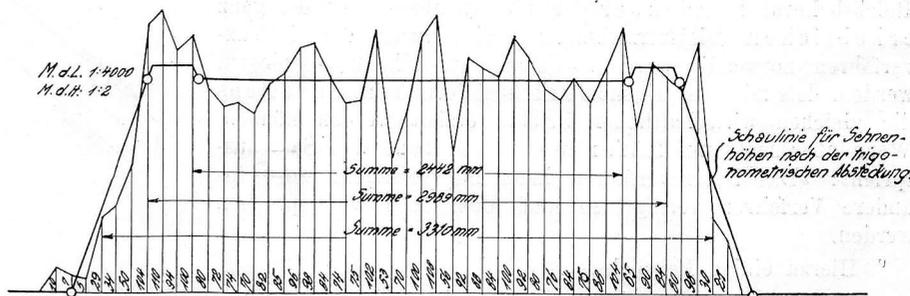


Abb. 1.

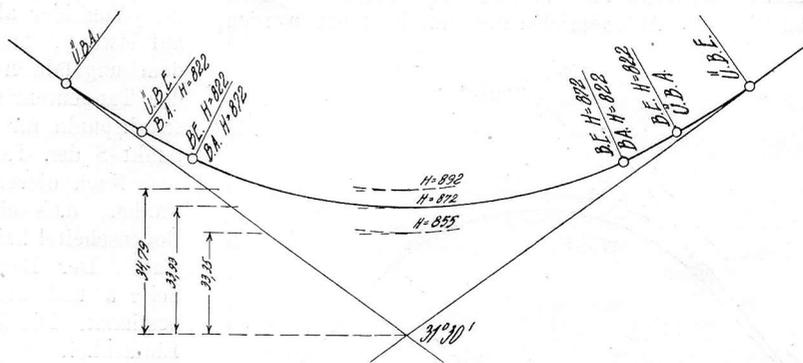


Abb. 2.

wenn der Zentriwinkel für den Übergangsbogen nach der Natur gemessen wird. Das Verfahren soll in der Hauptsache die Vorarbeiter in den Stand setzen, eine Gleiskurve innerhalb bestimmter Festpunkte sauber auszurichten (siehe bayerische Bahnmeister-Zeitung 1914, Nr. 3).

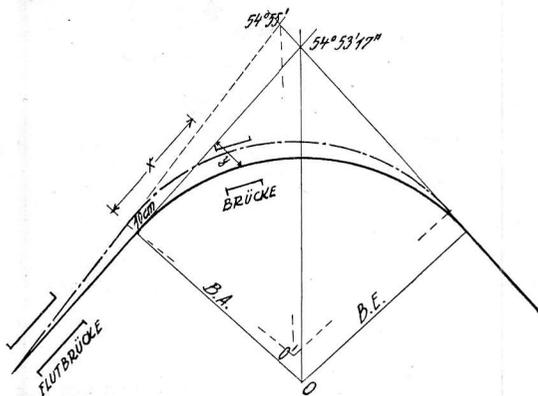
In Heft 52, 1924 der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen brachte Reichsbahnrat Landenberger einen Aufsatz über Erfahrungen, die er mit dem Nalenz-Ausgleichverfahren gemacht hat; er stellt eine wirtschaftliche Berechnung auf, in der die Kosten des Nalenzverfahrens dem Sehnemessverfahren nach der preussischen Oberbauvorschrift gegenübergestellt wird.

Das Verfahren des verstorbenen Landmessers Nalenz, das wegen der hohen Anforderungen, die es an die mathematische Vorbildung stellt, bisher keine ausgedehnte Anwendung gefunden hat, beruht auf dem Gedanken, aus den Pfeilhöhenmessungen die seitlichen Lagefehler eines Gleisbogens an jeder Stelle abzuleiten und vom vorhandenen Gleise aus die berichtigte Achse zu bestimmen. Es ist im Gegensatz zu dem Sehnemess-

messverfahren nach Anlage 3 der ehemaligen preussischen Oberbauvorschriften nicht ein »Näherungsverfahren«, das so und so oft wiederholt werden muß, sondern ein Ausgleichverfahren nach der Methode der kleinsten Quadrate, das auf den ersten Anlauf eine genaue Richtigestellung des Bogens ergibt. An Stelle eines unregelmäßig gekrümmten Bogens tritt ein ausgeglichener Bogen, der die beiden festen Anschlussgeraden (beziehungsweise die Übergangsbogen) berührt und außerdem mit dem ursprünglichen Bogen möglichst gleiche Länge haben muß, damit schädliche Änderungen der Stosslücken vermieden bleiben. Wie bereits oben nachgewiesen, kommt auch Amtmann Höfer aus Altona (der verdienstvolle Verfasser des Werkes »Die Berichtigung der Krümmungen in Gleisbögen«, Verlag W. Zörnisch, Köln a. Rh.) in der gleichen Zeitschrift, Heft 1925/10 zur Ansicht, daß das Sehnenmessverfahren für eine Gleisvermarkung, die dauernd die Gleiskurve festlegen soll, nicht geeignet ist und deshalb bezüglich der Wirtschaftlichkeit nicht mit dem Nalenzschen Verfahren verglichen werden kann —, sondern nur mit einem im Enderfolg gleichwertigen, das ist das trigonometrische Verfahren. Auffallend sind ohne weiteres in der Zusammenstellung von Reichsbahnrat Landenberger die Angaben über die ganz erheblichen Gleisverziehungen, die durch das Nalenzverfahren notwendig wurden. Schon daraus kann geschlossen werden, daß mit dem trigonometrischen Verfahren mindestens die gleichen wirtschaftlichen Erfolge erzielt werden können. Wenn aber Amtmann Höfer in Heft 10, 1925 den Satz ausspricht: »Das Nalenzverfahren kann nur versagen, wo jedes andere Verfahren versagt, so muß dem doch widersprochen werden.

Hierzu einige Beispiele:

Zwischen km 28 und 29 der Hauptbahn Treuchtlingen—Nürnberg mußte der etwa 1100 m lange Bogen neu abgesteckt und gleichzeitig die Achsversicherung durchgeführt werden,



Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeines.

Die Deutsche Automobil-Ausstellung 1925*).

Neben der Eisenbahn ist heute das automobile Fahrzeug zum unentbehrlichen Verkehrsmittel im Landverkehr geworden. Längst hat das Automobil den Luxuscharakter verloren und zusehends mehren sich die Volksschichten, die im Automobil, sei es zu eigener Beförderung oder zur Warenbestellung, das willkommene Hilfswerkzeug ihres Betriebes sehen. Industrie, Handel und Gewerbe, staatliche und kommunale Betriebe haben den werbenden Charakter des Automobils erkannt und bedienen sich seiner heute zur Personen- wie Lastenbeförderung an Stelle des Hand-, Pferde- oder Eisenbahntransports, soweit es die Verkehrsumstände zulassen. In richtiger Erkenntnis der dem Automobil unter gewissen Verhältnissen gegenüber der Eisenbahn anhaftenden Vorzüge hat die Reichsbahn den „Eisenbahnkraftwagenverkehr“ geschaffen, in welchem der Verkehrsdienst durch die Eisenbahn in Verbindung mit dem Kraftwagen ausgeübt wird. Zur Durchführung ist die Reichsbahn mit den verschiedenen großen Kraftverkehrsgesellschaften, die unter der Bezeichnung „Kraftverkehr Deutschland“ mit dem Sitz in Dresden zusammengeschlossen sind, ein Gemeinschaftsverhältnis eingegangen, wodurch sie sich die Vorzüge des Kraftwagens in vorteilhafter Form zunutze macht und kostspielige, die Volkswirtschaft schädigende Tarifkämpfe ausschließt. Bei seiner Schnelligkeit, Betriebssicherheit, Anpassungsfähigkeit ist der Kraftwagen im Nahverkehr billiger, besser und schneller als die Eisenbahn; für noch nicht aufgeschlossene Gegenden kommt in erster Linie der Kraftwagen in Frage. Er ist dort der Vorläufer der Schienenbahn bis zu genügenden Verkehrsentwicklungen. Der einzige schwierige Punkt hierbei ist der Ausbau und die Unterhaltung der Straßen, der aber auch heute bei der hohen technischen Vervollkommnung der Kraftfahrzeuge keine hemmende Bedeutung mehr für die weitere Entwicklung des Kraftwagenverkehrs hat.

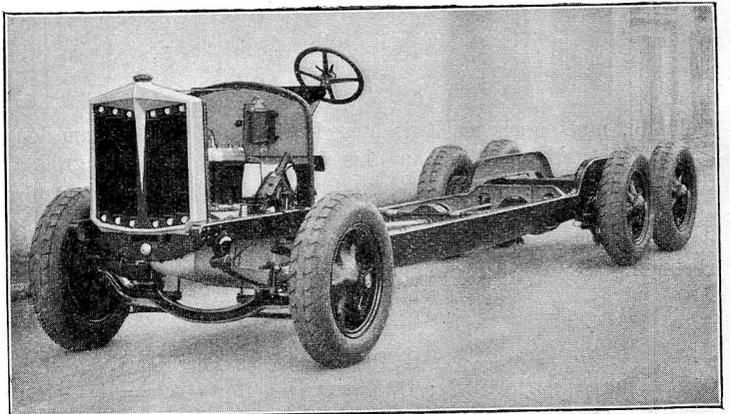
Die letzte Deutsche Automobil-Ausstellung Ende November v. Js. hat die Ausblicke auf eine weitere Ausdehnung des Autoverkehrs bedeutend erweitert. Die Darbietungen im Nutzkraftwagenbau stellten unzweifelhaft nicht nur den Höhepunkt der Ausstellung dar, sondern gaben auch Zeugnis von der hohen Leistungsfähigkeit, die der deutschen Automobil-Industrie trotz der mannigfachen Schwierigkeiten, namentlich durch den Wettbewerb des Auslandes, zu eigen ist. Eine Folge dieser Verhältnisse war die Sammlung in der Herstellung, die Verringerung der Bauformen und die Austeilung dieser auf die einzelnen Fabriken zur Ermöglichung von Reihenerstellung in Verbindung mit Fließarbeit auf wissenschaftlicher Grundlage des Arbeitsganges.

Dies war das wirtschaftliche Kennzeichen der Ausstellung, und verschiedenen Firmen wie Hansa-Lloyd-Werke, Brennaborwerke, ist es bereits gelungen, gerade im Nutzkraftwagenbau dem Auslande gegenüber wettbewerbsfähig zu sein. Man hat zunächst begonnen, die Motoren bis zu 10/45 PS mit Wechselgetriebe zu geschlossenen Einheiten auszubilden und sie im Bau der Personen- wie Nutzkraftfahrzeuge zu verwenden, indem nur die Rahmen verschieden ausgeführt werden. Für den Nutzkraftwagenbau ergeben sich damit leichte, gleichwohl widerstandsfähige Fahrgestelle, die für Aufbauten als Pritschen-, Lieferungswagen und Omnibusse zu 12 bis 15 Personen Fassungsraum verwendbar und für etwa 1000 kg Nutzlast bestimmt sind.

Die andere Entwicklung im Nutzkraftwagenbau geht von dem im letzten Jahr recht beliebt gewordenen 2 t-Schnellastwagen aus, der seinen Bau vornehmlich den neuzeitlichen Bereifungen mit Luftfederung verdankt, mit denen er auf ebener Straße bis zu 65 km/h Geschwindigkeit erreicht. Infolge ihrer hohen Fahrgeschwindigkeit eignen sich diese Fahrzeuge ganz besonders bei wechselnden Belastungen und Verkehrslängen in der Lastenzustellung, und auf der Ausstellung war zu erkennen, wie die Industrie gerade diesem Wagentyp in technischer Hinsicht wie in der Anpassung seiner Aufbauten an alle möglichen Anforderungen der Wirtschaft ihre Aufmerksamkeit zuwendet; auch dem der Beförderung leichter, sperriger Güter wird durch große Ladeflächen Rechnung getragen. Da die Aus-

nutzung eines Fahrzeuges auch sehr von der Leichtigkeit und der damit gegebenen Schnelligkeit im Be- und Entladen abhängt, so ist man auch dazu übergegangen, die Höhe der Ladefläche nicht nur durch entsprechende Anordnung der Federn am Rahmen, sondern durch Kröpfung desselben hinter dem Motor und über die Hinterachse hinweg möglichst niedrig zu halten. So boten denn die gekröpften Rahmen auch in der Verwendung für Lastfahrzeuge eine Neuheit auf der Ausstellung. Bei der Verwendung für Omnibusaufbauten waren die gekröpften Rahmen von der vorjährigen Ausstellung her bekannt; während sie jedoch damals vereinzelt auftraten, waren sie diesmal bei Omnibussen allgemein zu sehen.

Die Vorteile eines schnellen und häufigeren Transports, bei dem infolge der Verkürzung der Beförderungszeit der Verwendungsbereich vergrößert wird, haben dazu geführt, den Schnellastwagen auch für größere Mengen bis zu 5 t Nutzlast zu entwickeln, dessen Fahrgestell infolge seiner Tieflage natürlich auch für Omnibusaufbauten Verwendung finden kann. Als besondere Neuheit ist der 4 bis 5 t Eilwagen der Faunwerke, Nürnberg, mit 6 Zylinder-22/70 PS Maybachmotor, Riesenluftbereifung, 10,5 m² großer Ladefläche anzuführen, dessen Rahmenoberkante 560 mm über dem Boden liegt und dessen Fahrgeschwindigkeit in der Ebene mit 5 t Last 50 km/h beträgt. Die Daag, Ratingen-Düsseldorf hat bei ihrem Schnellastwagen für 5 t Nutzlast völlig neue Wege in der Bauausführung beschritten, indem sie für den Rahmen und seine Querverbindungen einen aus dünnem Blech hergestellten Kastenträger verwendet und die Verbindungen mittels Hohlrieten herstellt, womit größte Festigkeit



Daimler 6-Rad-Fahrgestell mit Linkssteuerung, Stirnrad-Nabenantrieb, Sechsradbremse, Riesenluftbereifung 40" x s", Motor 70/80 PS: Wagenlänge 9415 mm, Radstand 5650 + 1300 mm, Rahmenoberkante 620 mm über Boden.

mit geringem Gewicht verbunden ist. Das Fahrzeug ruht auf acht Viertel-Elliptikfedern; die Kupplung zwischen Motor und Wechselgetriebe, wie die Vierradbremse wird mit hydraulischer Kraftübertragung betätigt. Das Fahrgestell hat bei einem Radstand von 5 m eine Gesamtlänge von 8,2 m, eine nutzbare Ladeflächenlänge von 6 m, eine Ladefläche von 14,4 m² und wiegt etwa 4,2 t. Das Streben nach Verringerung des Eigengewichts der Fahrzeuge und insbesondere der toten Last der Hinterachse ist hier wie bei den Erzeugnissen anderer Firmen zu erkennen, die am zweiachsigen Wagen festhalten. Da aber immerhin die Belastung der Hinterachse für die Riesenluftbereifung recht hoch wird und die unbedingt erforderliche Doppelbereifung der Hinterräder auch sonst im Betrieb und in der Unterhaltung einige Schwierigkeiten hat, so findet der bisher nur von Büssing und der Vomag vertretene Dreiachswagen weitere Anhänger, die auf der Ausstellung durch die Daimlerwerke-Marienfelde (siehe Abb.) und Mannesmann-Mulag, Aachen mit ihren Neuschöpfungen vertreten waren. Da bei beiden Wagen jede der Hinterachsen angetrieben wird, so ist trotz der Lastverteilung auf die drei Achsen die Reibung genügend, andererseits ist die Verwendung von einfacher Bereifung auf jedem Rade möglich, womit Ersparnisse in den Reifenkosten erzielt werden. Auch hat der Dreiachswagen gegenüber dem zweiachsigen den Vorteil größerer Tragkraft (7 t und mehr) und größerer

*) Bei der zunehmenden Bedeutung und Verbreitung des Nutzkraftwagens, insbesondere des Lastwagens, der für gewisse Verkehrsverhältnisse als erfolgreicher Mitbewerber, für Zubringerdienste als Helfer der Eisenbahn erscheint, glauben wir an dieser Ausstellung nicht vorübergehen zu sollen. Die Schriftleitung.

Ladefläche, die je nach der Anordnung des Führersitzes zum Motor bei den etwa 9,5 m langen Wagen 17 m² erreicht. Die Omnibusaufbauten ergeben einen Fassungsraum bis zu 60 Personen bei 35 bequemen Sitzplätzen.

Die Ausnutzungsmöglichkeit der Wagen ist somit recht groß, sie wirkt günstig auf die Personal-, Unterhaltungs- und Brennstoffkosten gegenüber zweiachsigen Wagen, auch mit Anhängewagen, wenn man die für eine gegebene Umschlagmenge höhere Zahl in Betracht zieht.

Auch der Kastenbau für die großen Wagen zeigte neue Wege, ein Büssing-Dreiachser war mit einem Leichtmetallaufbau („Lautal“-Legierung) der Werke „Luftschiffbau Zeppelin“ versehen. Die Uerdinger Waggonfabrik hatte einen Mulag-Dreiachser mit einem Stahlaufbau ausgestattet. Der Vorteil liegt hier nicht nur in nennenswerter Gewichtsverminderung, sondern auch in erhöhter Festigkeit und damit größerer Lebensdauer der Wagenkästen.

Bei den 5 t-Lastwagen für Massengüter sind Kippvorrichtungen zur selbsttätigen Entladung in ausgedehnter Verwendung. Die hydraulische Kraftübertragung scheint hier vorherrschend zu werden, sie ermöglicht ein Kippen nach drei Seiten bis zum Kippwinkel von 50 bis 60°, bietet volle Sicherheit in den Endstellungen und ist leicht zu betätigen. In Anwendung sind im Rahmen beweglich gelagerte und mit der Brücke verbundene drei- und vierstufige Pressen, die beim Auseinanderschleppen der Zylinder die Brücke heben (Bauart Meiller), wie im Rahmen festgelagerte Zylinder mit Kolben und Rollen, die beim Heraustreten aus dem Zylinder gegen eine an der Brücke befestigte Kurvenbahn drücken und so die Brücke heben. (Bauart Wood).

In Anbetracht der hohen Fahrgeschwindigkeiten wird den Bremsrichtungen große Aufmerksamkeit zugewendet; die Vierradbremse, beim Dreiachser Sechsradbremse, ist zur vollen Ausnutzung der Bodenreibung allgemein in Anwendung. Die Verwendung von Druckluft ist hierbei sowohl bei Einzelwagen, wie Lastzügen in der Zunahme begriffen, da sie die Sicherheit des Betriebes erhöht und Ersparnisse in den Personalkosten ermöglicht.

Die Anhängewagen nehmen, wie die Motorwagen, in der Tragfähigkeit und Größe der Ladeflächen zu. So hatten u. a. Christoph & Unmack, Niesky O.-L., einen Autoanhänger für 15 t Nutzlast und 6 × 2,1 m² Ladefläche zum Transport schwerer Maschinenteile und Kessel ausgestellt.

Erwähnt seien schliesslich noch die eigentlichen Zugmaschinen, die in Speditionsbetrieben und in der Landwirtschaft vorteilhafte Verwendung finden. Als Neuschöpfungen waren auf der Ausstellung der 38/40 PS-Komnickkraftschlepper und als Fabrikate der Hanomag ein 28 PS WD-Radschlepper, ein 28 PS- und ein 50 PS-WD-Kettenschlepper.

Die Entwicklung im Nutzkraftfahrzeugbau ist noch im Fluß, besonders mit weiterer Vervollkommnung der Luftbereifung zu höherer Tragfähigkeit bei gleicher Elastizität dürften noch weitgehende Erfolge zu erwarten sein. Auch dürfte wohl der Vierachswagen nicht mehr

allzulange auf sich warten lassen, der sich in Amerika schon in der Versuchsstufe befindet. Przygode.

Tagung der amerikanischen Eisenbahntechniker in Chicago vom 16. bis 18. Juni 1925.

(Railway Age 1925, 1. Halbj., Nr. 29.)

Von den bei der Tagung behandelten Fragen seien folgende bemerkenswerte Ergebnisse wiedergegeben.

Für Personenwagenwerkstätten wurde die in der Kraftwagenindustrie eingeführte Fließarbeit befürwortet, für Güterwagenwerkstätten die Beibringung neuer Erfahrungen für die nächste Tagung angeregt.

Es wurde über Versuche mit Zentralschmiervorrichtungen für Schieber und Kolben bei Lokomotiven berichtet. Mit Bezug auf den Verschleiß von Stopfbüchsenringen haben sich mechanische Schmierapparate besser bewährt, als Auftrieb-Öler, der Verbrauch an Öl für den Kilometer gibt jedoch den letzteren den Vorzug. Einen ausschlaggebenden Unterschied zugunsten einer der beiden Schmierarten ergaben die Versuche nicht.

Bezüglich der Schraubengewinde wurde das Sellers- oder Franklin-System als normal anerkannt.

Für den Bau von Wasserstandsablesevorrichtungen am Kessel im Führerstand wurden 28 Punkte zur Beachtung bei der Ausführung empfohlen.

Im Verlauf einer Aussprache wurde betont, daß der Dampfdruck in Lokomotivkesseln zweckmäßig auf etwa 24 Atm mit 3500° Überhitzung gesteigert wird.

Mit langen Lokomotivläufen, bei Personenzügen bis zu 790 km, bei Güterzügen bis zu 540 km wurden hinsichtlich der Brennstoffersparnis die besten Erfahrungen gemacht; außerdem wurde hierdurch das Bedürfnis an Lokomotivbehandlungsanlagen verringert. Bei geringerem Verkehr werden Lokomotiven kalt hinterstellt, um bei Spitzenleistungen wieder in den Betrieb gegeben zu werden.

Unter Berücksichtigung der zu befördernden Flüssigkeiten wurden von einem Ausschuss Maße für Kesselwagen und deren Ausrüstungsteile festgesetzt.

Der Bau eines gedeckten vierachsigen Einheitsgüterwagens mit Einzelheiten für Achsbüchsen, Drehgestelle, Rahmen, Kasten, sowie Beschriftung wurde eingehend erörtert.

Für die Unterhaltung der Luftbremsteile sind Lehren eingeführt. Als normaler Hub für Bremskolben wurden 200 mm anerkannt. Eine Anzahl von Bauvorschriften für nach dem 1. Januar 1927 fertiggestellte Güterwagen und einige Ladevorschriften wurden abgeändert, ohne jedoch die Verwendung früher gebauter Fahrzeuge auszuschließen. Die Radreifen werden bei Rädern aus einem Stück und bei aufgezogenen Reifen mit einer neuen Nortonschleifmaschine in erheblich geringerer Zeit abgeschliffen, als früher abgedreht; dabei werden wegen der geringeren Stoffmenge beim Abschleifen auch Ersparnisse an Radreifen erzielt. Ru.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

Eisenbetonschwellen.

Wie uns aus Ungarn mitgeteilt wird, hat die kgl. ung. Staatsbahn Versuche mit Eisenbetonschwellen durchgeführt und seit fünf Jahren die besten Ergebnisse erzielt.

Die kgl. ung. Staatsbahnen haben auf ihren Linien auf ungefähr 60 km Länge Versuchsabschnitte mit Eisenbetonschwellen hergestellt. Die Eisenbetonschwellen wurden in verschiedenes Material gebettet, ein Teil in Fluskskies, anderer Teil in Schlägelschotter.

Die Profile der Eisenbetonschwellen sind den gewöhnlichen Holzschnellen sehr ähnlich. Die Eisenbetonschwellen wurden für die Hauptbahnen in einer Länge von 2,60 m hergestellt mit einem Querschnitt von 220/240/160 mm, für die Nebenbahnen mit gleichem Querschnitt, jedoch mit einer Länge von nur 2,10 bis 2,50 m. Das Eisengerüst besteht aus Langleisen und Bügeln. Für die Hauptbahnen wurde Langrundeisen im Durchmesser von 8 bis 10 mm Stärke, für die Nebenbahnen von 6 bis 8 mm Stärke verwendet. Die Bügel wurden aus 5 mm starken Rundeisen hergestellt.

Außer den Versuchsabschnitten wurden die Eisenbetonschwellen in den Stationsgleisen an jenen Stellen verlegt, wo die Lokomotiven ihre Schlacke und Asche auswerfen, wobei die besten Erfolge erzielt wurden. Die Eisenbetonschwellen erwiesen sich gegen die zerstörende Wirkung der heißen Schlacke und Asche gänzlich unempfindlich,

so daß dadurch große Ersparnisse gemacht wurden; an diesen Stellen verbrannten nämlich die Holzschnellen, so daß sie jährlich zwei bis dreimal gewechselt werden mußten.

Die Eisenbetonschwellen erwiesen sich auch gegen Kälte und Eis unempfindlich.

Bisher wurden ungefähr 100 000 Stück Eisenbetonschwellen hergestellt. Die Kosten betragen je nachdem sie für Haupt- oder Nebenbahnen hergestellt wurden, 7 bis 10,3 Goldkronen. B. v. Kl.

Porphyrschotter für Holz- und Eisenschwellen schädlich.

Reichsbahnrat Hohenberger, Schwandorf, weist in der Zeitschrift *Bahnbau* 1925, Heft 18 auf den schädlichen Einfluß hin, den Porphyrschotter infolge seines Schwefelsäuregehaltes auf Holz- und Eisenschwellen ausübt. Auf Porphyrschotter werden die Schwellen vorzeitig zerstört. Die Richtigkeit dieser Annahme wird durch ein Gutachten der Stoffprüfungsabteilung der Materialinspektion München bestätigt. Auf Grund dieser Erkenntnis ist nach den bayerischen Vertragsbedingungen über Lieferung von Schotter und Grus für Gleisbettung nunmehr Porphyrschotter von der Verwendung ausgeschlossen worden. Hohenberger fordert, daß in Zukunft die Eignung eines Gesteins für Gleisbettung nicht allein nach der Härte, sondern auch nach der chemischen Zusammensetzung beurteilt wird.

Wöhrli.

Lokomotiven und Wagen.

Beiträge zur Kenntnis der Widerstände in dem Rohrsystem des Lokomotivkessels mit vergleichenden Untersuchungen über Widerstände und Wärmeübertragung.

Von K. E. Nordling und R. Bengtson.
(Glaser's Annalen 1925, 2. Halbj., Heft 1 bis 3.)

Zur Bestimmung der Widerstände in Rohren, die mit der Einführung der Dampfüberhitzung und der Verwendung schraubenförmiger Heizrohre eine größere Bedeutung erlangt haben, ist in den Werkstätten der Bergslagens Eisenbahnen in Schweden eine Anzahl Versuche vorgenommen worden. Der Versuchsapparat besteht aus zwei Behältern, zwischen welche die zu untersuchenden Rohre eingebaut werden können, und einer an dem Aufsenende des einen Behälters angebrachten Vorrichtung, um daselbst Über- oder Unterdruck erzeugen zu können. Auf den Behältern und den zu prüfenden Rohren sind in angemessenen Abständen U-förmige Wassermanometer mit Millimeterteilung angebracht. Es wird hiermit und rechnerisch der Beschleunigungswiderstand, der Kontraktionswiderstand und der Rohrwiderstand festgestellt, sowie die künstliche Verstärkung des Rohrwiderstandes durch Einbau von Rohren, Rohrbündeln oder Flacheisen oder durch Veränderungen in der Form der Rohrwände. Auch die Unterdrucke in der Feuerbüchse und Rauchkammer werden untersucht und alsdann Beispiele für Widerstände und Wärmeübertragung in Heizrohrsystemen verschiedener Rohrformen, zunächst im Satteldampfkessel gegeben, auch die Verstärkung des Rohrwiderstandes und der Einfluss derselben auf die Wärmeübertragung wird erörtert und hierfür eine Untersuchung bei Vergrößerung der Rohrzahl und Verkleinerung des Rohrdurchmessers mitgeteilt. Es ergibt sich hierbei bei

	266/45	266/37	344/27	Stück/Durchmesser
zu	0	2,7	4,4	Hundertstel Erhöhung d. Wirkungsgrades
und	128	248	163	mm Rauchkammerunterdruck,
welches Ergebnis zu dem Schlusse Anlaß gibt, daß es für zylindrische Rohre einen geringsten Durchmesser gibt, unter den nicht hinuntergegangen werden soll. Bei Serverohren ergeben sich die entsprechenden Werte bei 178,60 Stück/Durchmesser zu 6,9 Hundertstel Erhöhung und 147 mm Unterdruck, bei den Eisrohren (Schraubenrohren) bei 266/45 Stück/Grunddurchmesser				
bei	4	6	8	mm Tiefe der Gewinde
zu	6,4	9,2	11,8	Hundertstel Erhöhung
und	184	233	308	mm Unterdruck.

Es folgen nun Untersuchungen zur Bestimmung der Schraubenrohrform; es wird nachgewiesen, daß die Anpassung der Schraubenrohre für verschiedene Verhältnisse lediglich durch die Regelung der Gewindetiefe bewerkstelligt wird. Bezüglich der Bestimmung der Wärmeübergangszahl wird auf die Arbeiten von Dipl.-Ing. Brückmann und von Prof. Lindmark verwiesen. In dem Abschnitt „Im Heißdampfkessel“ werden die Rechnungen sowohl für die Flammrohre als auch für die Heizrohre durchgeführt und dabei darauf hingewiesen, daß es auch in den Heißdampflokomotiven durch Einführung von Schraubenrohren möglich ist, beachtenswerte Verbesserungen in der Wärmeübertragung zu erreichen. In dem letzten Abschnitt „Vorläufige Untersuchung des Rohrsystems des Heißdampfkessels“ wird zur Prüfung, ob das Rohrsystem eines Heißdampfkessels den jetzigen Ansprüchen auf Wärmeübertragung entspricht, auf das in dem Abschnitt „Bestimmung der Schraubenform“ niedergelegte Annäherungsverfahren verwiesen. B. E. Eck.

Mechanische Achslagerschmierung.

(„Die Lokomotive“ 1925, Heft 6.)

Um sparsamen Ölverbrauch zu erzielen ist man dazu gekommen, ebenso wie bei Kolben und Schiebern auch die Achslager der Lokomotiven sowie deren seitliche Führungen durch Schmierpumpen zu ölen, beispielsweise ist dies der Fall bei der 1D-Lokomotive Reihe 445 der tschechoslowakischen Staatsbahnen, die mit Friedmann-Schmierpumpen für diesen Zweck ausgerüstet ist. Die Pumpen haben bei dieser Verwendung, namentlich wenn auch noch andere Teile wie Kulissenzapfen, Kreuzkopfführungen, bei elektrischen Lokomotiven auch noch Kurbelzapfen, Motor- und Blindwellen, Zahnkränze usw. geschmiert werden, eine große Anzahl von Ölauslässen, bis zu 24.

Mit Rücksicht auf das Federspiel muß die Verbindung zur Achslagerbüchse durch einen biegsamen Metallschlauch oder durch ein sorgfältig geglühtes Kupferrohr hergestellt werden. Damit die

Ölleitung stets mit Öl gefüllt bleibt, ist an der Einmündungsstelle oder an leicht zugänglicher Stelle am Rahmen ein Rückschlagventil angebracht worden. Die Bauart der Pumpen ist die gleiche wie für die Kolben- und Schieberschmierung. Um kurze Ölleitungen zu bekommen, werden sie zweckmäßig auf den Laufbühnen aufgestellt.

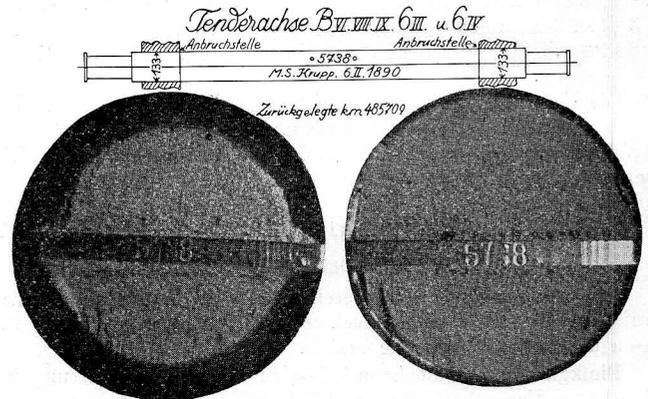
Nach der Quelle beträgt infolge Vermeidung der Verluste beim Auffüllen der Achslager sowie des Aufhörens der Schmierung bei Stillstand der Ölverbrauch nur 3 bis 400 g für ein Achslager auf 1000 km. — Ein weiterer Vorteil ist natürlich der Fortfall der unangenehmen und zeitraubenden Arbeit der Auffüllung der einzelnen Schmiergefäße durch das Personal und die größere Zuverlässigkeit. Ue.

Rissebildungen an Wagenachsen.

Zu unserer Veröffentlichung in Heft 19 des Organes vorigen Jahres Seite 407 über eigentümliche Rissebildungen an Wagenachsen erhalten wir folgende zwei Ergänzungen.

Die Mutmaßungen, die sich an die in Heft 19 wiedergegebenen Ausführungen knüpfen lassen, sind vom Standpunkt der Dynamik sehr lehrreich und von außerordentlichem Belange. Auch dieser Fall scheint wieder darauf hinzuweisen, daß dynamischen Beanspruchungen im letzten Grunde nur damit entgegengewirkt werden kann, daß der äußeren Stoßarbeit dauernd Gelegenheit gegeben wird, sich in innere elastische Formänderungsarbeit umzusetzen. Um diese Formänderungsarbeit zustande kommen zu lassen, ist es aber unter allen Umständen nötig, daß den auftretenden dynamischen Kräften, wenn auch nur verschwindend kleine Wege zur Zurücklegung dargeboten werden. Bei den angebrochenen russischen Achsen scheinen solche Wege in den kleinen und kleinsten Schleifbewegungen der Anbruchstellen geboten zu sein.

Am Schlusse des angeführten Berichtes ist der Annahme Ausdruck verliehen, daß ähnliche massenhafte Anbrucherscheinungen wie die beschriebenen russischen bei deutschen Bahnen im allgemeinen nicht bekannt geworden seien. Ich bin aber inzwischen gelegentlich einer Erkundigung beim Eisenbahnausbesserungswerk Augsburg auf allerdings weit zurückliegende Fälle aufmerksam gemacht worden, die anscheinend den beschriebenen russischen nicht ganz unähnlich sind. Das Aussehen einer solchen Anbruchstelle an einer Tenderachse zeigt die Textabb. Soweit sich noch feststellen läßt, wurde der



Radsatz am 6. 6. 1890 in Betrieb genommen und am 2. 5. 1900 wegen Anbruchs außer Betrieb gesetzt. Er hatte 500 000 km zurückgelegt. Stoff der Achse war Martinstahl, Lieferer Krupp. Derartige Fälle sollen öfter vorgekommen sein. Bezeichnend sind auf dem Bild die abgeschliffenen Bruchflächen und der scharfe Übergang zum gesunden Material. Für die Ausmusterung der Achsen bzw. deren Untersuchung war eine Reihe von Entschliefungen maßgebend, zum Teil wurden die Radsätze gelegentlich des Auswechsels mit (im Nebensitz) stärkeren Achsen ausgerüstet. Der auf dem Bild dargestellte Bruch wurde künstlich herbeigeführt. Angebrochene Achsen wurden im Betriebe nicht mehr belassen, sondern durch neue ersetzt, zumal einzelne Achsen, die Spuren älterer Anbrüche zeigten, auch im Betrieb gebrochen sind.

Die Tiefe solcher Anbrüche läßt sich natürlich nur durch absichtliche Herbeiführung des Bruches feststellen, doch soll das

beim Abklopfen mit einem Hammer an den Anbruchstellen mehr oder minder stark hervorquellende Öl einigermaßen auf den Umfang der Anbrüche bzw. deren Tiefe schliessen lassen. Die Anbrüche traten auf beiden Seiten der Nabe, oder auch nur auf einer Seite auf. Sie wurden auf zu schwache Ausmaße früherer Radsatzachsen zurückgeführt.

Dr. Saller.

Der Aufsatz „Rissebildungen bei russischen Wagenachsen“, in Heft 19 des Organ, erinnert mich an einen gleichen Fall, der bei Tenderachsen der badischen Eisenbahnverwaltung 1902 eingetreten war.

Damals fiel aus einer Achse eines dreiachsigen Lokomotivtenders während der Fahrt das zwischen den Radnaben befindliche Achsenstück herab. Ein Unfall am Zuge kam nicht vor. Das Achsenstück war auf beiden Seiten glatt abgebrochen, hatte sich noch in den beiden Endstummeln etwas verdreht und verdrückt und fiel dann zwischen den Schienen herab. Dieser Vorfall gab nun Veranlassung, die Achsen der dreiachsigen Tender nachzusehen und nach dem Grund des plötzlichen Bruchs zu forschen. Die dreiachsigen Tender waren hoch mit Kohlen beladen worden. Man nahm deshalb eine Überlastung der hinteren Achse an und gestattete die Kohlenbeladung nur noch bis zu einer bestimmten Höhe. Es wurden dann etwa 20 der Tenderachsen aus den Rädern herausgepreßt. An der Stelle, wo die Nabe auf der Achse festlag, zeigte sich an beiden Enden eine feine um die Achse herumgehende Einkerbung. Am inneren Ende war die Einkerbung etwas stärker. Sie drang von außen gesehen nur ganz wenig in das Innere der Achse ein. Eine der ausgebauten Achsen wurde in der Hauptwerkstätte Karlsruhe unter den Fallbär genommen. Beim ersten Schlag brach das Achsenstück zwischen den inneren Einkerbungen ab.

Der Bruch zeigte tadellosen Baustoff. Die Einkerbungen er-

wiesen sich an der Bruchstelle aber tiefer, als man vorher von außen beobachtet hatte. Bei einer zweiten Achse hatte man die Einkerbungen weggefeilt. Unter dem Fallbär brach diese nicht. Trotzdem wollte niemand die Verantwortung für die Weiterverwendung der übrigen Achsen, wenn die Einkerbungen abgeschliffen wurden, übernehmen. Sie wurden zu anderen Zwecken verwendet; an ihrer Stelle wurden neue Achsen beschafft.

Die Naben der auf die neuen Achsen gesetzten Räder wurden auf der äußeren und inneren Seite abgefast und abgerundet. Nachdem diese Achsen längere Zeit in Betrieb waren, wurde eine Achse wieder aus den Rädern herausgepreßt. Es zeigten sich die Einkerbungen nicht mehr. Die Einkerbungen waren also nur auf die dynamischen Einwirkungen zurückzuführen.

Der Druck des Spurkranzes gegen die Schienen in Bögen, Weichen und auch auf geraden Strecken, infolge der Schlingerbewegungen erzeugt mit dem Hebelarm des Radhalbmessers ein starkes Biegemoment. Den Seitendruck am Spurkranz kann man, nach Versuchen und wie Reulaux schon angab, zu 0,4 der Radbelastung annehmen.

Das Biegemoment ist an dem inneren Sitz der Radnabe am größten und drückt hier, wenn die Radnabe nicht abgerundet, sondern scharfkantig ist, mit großer Kraft das Material der Achse zusammen. Infolge der senkrechten Stöße, zusammen mit dem Biegemoment, reißt die äußere Schicht an der Achse an der Innenfläche der Radnabe bis zu einer bestimmten Tiefe.

Die Einkerbungen, Risse und Achsbrüche lassen sich verhüten, wenn man die Kanten der Radnabensitze abrundet. Diese Abrundung an den Radnabensitzen wurde von dieser Zeit an bei allen Lokomotiv-, Tender- und Wagenachsen durchgeführt mit dem Erfolg, daß sich keine Einkerbungen mehr zeigten.

Oberregierungsbaurat z. D. F. Zimmermann, Heidelberg.

Zuschriften an die Schriftleitung.

Erwiderung auf den Aufsatz »Einheitshemmschuh« in Heft 9, 1925.

In Heft 9 des Organs, Jahrgang 1925, ist ein Aufsatz „Einheitshemmschuh“ erschienen, den wir als älteste Firma, die sich mit der Herstellung von Bremschuhen seit mehr als 30 Jahren befaßt, nicht unbesprochen lassen dürfen. Der Herr Verfasser gibt als Ursache für die beim Rangierbetrieb entstandenen Schäden an, daß in jedem Falle der Hemmschuh und seine Handhabung Schuld wäre. Er vergißt zu sagen, daß dem armen Hemmschuh, der sich nicht verteidigen kann, sehr oft auch dann die Schuld beigemessen wird, wenn er gar nicht auf der Schiene gelegen hat. Jeder Eisenbahnbeamte, der im Rangierbetrieb tätig gewesen ist, weiß dies zur Genüge. — Es werden dann Richtlinien für die Formgebung eines sogenannten Einheitshemmschuhes aufgestellt und es wird verlangt, daß sämtliche Hemmschuhe unter einer Hemmschuh-Lehre nachgeprüft werden. Etwaige Entgleisungen, oder dadurch entstandene Beschädigungen schiebt der Herr Verfasser den Hemmschuhen in die Schuhe, die diesen Bedingungen scheinbar nicht entsprochen haben, dabei wird vergessen, daß wohl unter Tausenden von Bremsungen keine der anderen gleicht, da bei jeder Bremsung andere Voraussetzungen zu Tage treten. Es sei hier lediglich an gut und schlecht liegendes Gleis, an trockene und nasse Schienen, an windstille und stürmische Tage, an leere und beladene Wagen, an Schnellläufer und sogenannte Schwerläufer, an abgefahrene und neue Schienen, an ausgefahrene und neue Radbandagen, an Gleise in der Geraden und Gleise in der Kurve, an Frost und Hitze, an gute und schlechte Behandlung der Hemmschuhe erinnert. Alle diese Verschiedenheiten wirken selbstverständlich auf die Bremsung durch den Hemmschuh.

Die für die Bauart der Einzelteile mitgeteilten Überlegungen kann ich teilweise nicht als richtig anerkennen, es ist längst erwiesen und absolut nicht durch den Einheitshemmschuh widerlegt, daß Hemmschuhe mit durchgehender Sohle am vorteilhaftesten sind, da in der Teilung der Sohle, auch bei vorsichtigster Nietung, durch die dauernden Stöße und Verzerrungen Lockerung der Niete eintreten muß. Zwar erleichtert die Trennung von Sohle und Spitze die Wiederherstellung. Zu behaupten, daß gegen die durchgehende Sohle die vielfach beobachteten Windungen sprechen, halte ich geradezu für widersinnig; oder glaubt der Herr Verfasser, daß eine Sohle, die in der Mitte geteilt ist, und wie der Einheitshemmschuh nur einen geringen Querschnitt in der Teilung aufweist, widerstandsfähiger ist, als eine Sohle, die aus einem Stück hergestellt ist. Die in Abb. 2 gebrachten Bilder können auch einem Laien

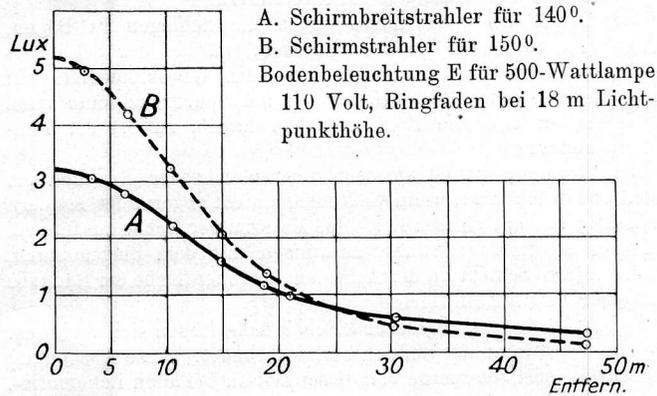
nicht klar machen, daß an den Verwindungen die aus einem Stück bestehende Sohle Schuld trägt. Hier handelt es sich einfach um Verunglückungen des Hemmschuhes im Herzstück oder in der Weiche. Oder kann der sogenannte Einheitshemmschuh nicht in ein Herzstück geraten, weil seine Sohle in der Mitte geteilt ist? Und würde diese geteilte Sohle den enormen Beanspruchungen, denen der Hemmschuh beim Geraten in ein Herzstück ausgesetzt ist, etwa standhalten? Die in Abb. 5 und 6 gebrachten Beschädigungen liegen nicht in der Form des Hemmschuhes, sondern an dem Zustand der Gleisbremse; ob an der Konstruktion oder der Abnutzung der Gleisbremse, soll hier unerörtert bleiben. Auch die in Abb. 8 und 9 gebrachten Beschädigungen als Kennzeichen der bisherigen Konstruktionen hinzustellen, verdienen zurückgewiesen zu werden, da schließlich auch der beste Hemmschuh durch die andauernden Stöße in Bruch gehen muß. Und nun zum sogenannten Einheitshemmschuh. Der oberflächliche Beobachter wird kaum einen Unterschied zwischen unseren bisherigen Bremschuhen und dem Einheitshemmschuh herausfinden, und so ist es auch. Der Einheitshemmschuh ist nur eine Nachbildung unseres seit langen Jahren im Eisenbahnbetriebe verwendeten Hemmschuhes mit geringen Abänderungen, die vielfach nur in der Verstärkung der Wände bestehen. Für die Bremsbacke wird eine 15 mm starke Abnutzungsplatte vorgeschrieben, die aber nach Abnutzung von 10 mm weggeworfen werden soll. Welche Verschwendung! Für die Befestigung des Griffes wird ein Splint vorgesehen, während es sich gezeigt hat, daß noch nicht einmal ein 7 mm Stahlstift genügt. Die Resultate mit dem Einheitshemmschuh sollen durch die fast belanglosen Abänderungen so hervorragende gewesen sein, wie bisher bei den üblichen Hemmschuhen nicht beobachtet worden sind. Wir möchten das bezweifeln, da eingehende Versuche nach unseren Erfahrungen mindestens ein halbes Jahr dauern müssen, und es müßten Aufschreibungen gemacht werden, bei denen jeder Meter Bremsweg gemessen wird. Auf Seite 211 wird dann behauptet, daß nur ein Bremschuh mit den sogenannten Richtlinien brauchbar wäre. Ich bezweifle, daß die recht kurzen Erfahrungen mit dem Einheitshemmschuh dazu genügen, um derartige Behauptungen aufzustellen. Außerordentlich interessant ist im letzten Absatz des Aufsatzes zu lesen, wieviel Geld gespart würde, wenn der unserem normalen Bremschuh nachgebildete Einheitshemmschuh überall Verwendung fände. Für die Richtigkeit dieser Berechnung auch nur den Schatten eines Beweises zu erbringen, wird dem Herrn Verfasser nach meiner

Meinung sehr schwer fallen. Die tatsächlichen Resultate der Versuche mit dem Einheitshemmschuh haben in allen Punkten das erwiesen, was oben ausgeführt ist.

Carl Ernst Susemihl, Direktor der Fabrik für Eisenbahnbedarf H. Büssing & Sohn G. m. b. H. Braunschweig.

Betriebstechnisch richtige und wirtschaftliche Bahnbeleuchtung.

Im Heft 14 vom 30. 7. 25 des „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens“ ist von Herrn Betr. Ing. F. Amling, Frankfurt a. M. eine Abhandlung „Betriebstechnisch richtige und wirtschaftliche Bahnbeleuchtung“ enthalten, die nach dem heutigen Stande der Technik einer Ergänzung bedarf.

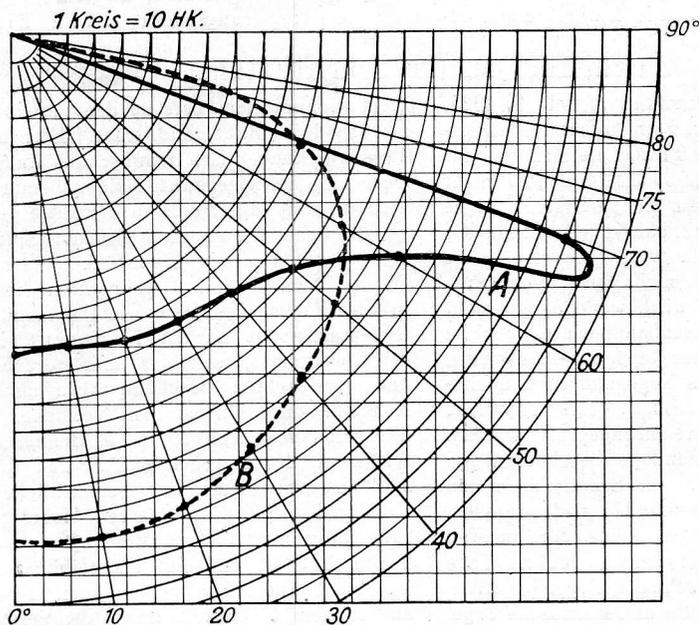


Winkel	m	E _A	E _B
0	0	3,2 L _x	5,2 L _x
10	3,2	3,1	4,9
20	6,5	2,8	4,2
30	10,4	2,2	3,3
40	15,1	1,6	2,1
50	21,4	0,99	1,1
60	31,2	0,57	0,5
70	49,5	0,25	0,13
75	67,2	—	0,03

Abb. 1.

Winkel	HK A	HK B
0	112	180
10	113	180
20	115	178
30	118	170
40	122	162
50	130	150
60	160	135
70	220	110
80	7	10

Lichtströme A. 640 Lm
B. 640 Lm



A. Kaudem-Schirmbreitstrahler für 140° Strahlung.
B. Kaudem-Schirmstrahler für 150° Strahlung.

Abb. 2.

Herr Amling führt richtig aus, daß die Gleisbeleuchtung auf einem Bahnhofe mit Rücksicht auf Betriebssicherheit blendungsfrei sein muß und empfiehlt die restlose Einführung neuzeitlicher, blendungsfreier Leuchten und zwar der sogenannten Tiefstrahler oder Schirmstrahler, deren Strahlenwinkel zwischen 120 und 160° liegt. Es wird zugegeben, daß beim Verfassen der Abhandlung der Tiefstrahler die geeignetste Leuchte für Gleisbeleuchtung war. Neuerdings ist aber ein blendungsfreier Breitstrahler, der Kaudem-Schirmbreitstrahler oder Katopter auf den Markt gebracht worden, welcher die Vorzüge des Tiefstrahlers, nämlich keine Blendung, besitzt, ohne dessen Nachteile zu haben.

In besonderen Fällen ist es wohl erwünscht, daß ein Gegen-

Wir werden von der J. G. Farbenindustrie A. G., Frankfurt a. M. darauf aufmerksam gemacht, daß es in dem Bericht über die Entkräutung von Eisenbahngleisen in Heft 22 des Jahrgangs 1925, S. 496 statt „Soda“ (kohlen-saures Natron) „Natriumchlorat“ (chlor-

stand oder eine Stelle besonders stark beleuchtet wird; hierfür ist natürlich ein Tiefstrahler mit spitzem Lichtkegel am Platze. Anders jedoch bei der allgemeinen Platz- oder Gleisbeleuchtung auf Verschiebebahnhöfen und dergleichen. Hier ist es vorteilhaft, daß diese möglichst gleichmäßig ist und für solche Fälle ist der Schirmbreitstrahler die richtige Leuchte. Der Strahlungswinkel läßt sich ohne wesentliche Beeinflussung der Lichtausbeute zwischen 120 und 150° verstellen. In den beifolgenden Abbildungen sind die Lichtverteilungskurven eines Schirmbreitstrahlers von 140° (Kurve A) und eines Tiefstrahlers von 150° Strahlungswinkel (Kurve B) aufgezeichnet. Die Bodenbeleuchtung ist für 18 m Lichtpunkthöhe errechnet und ist bei einem Lampenabstand von 90 m bei Leuchte A in der Mitte etwa

doppelt so stark als bei Leuchte B. Es ist daraus ohne weiteres zu ersehen, daß die Bodenbeleuchtung durch die Leuchte A bedeutend gleichmäßiger ausfällt, als durch die Leuchte B. Der Ungleichförmigkeitsgrad ist bei Leuchte A = 1:12, bei Leuchte B = 1:40.

Die Behauptung des Herrn Amling, daß ein Schirmstrahler für 120° Strahlung eine um rund 100% bessere Bodenbeleuchtung ergibt, als breitstrahlende Leuchten ist nur für einen Punkt unter der Lampe richtig. Für einen Punkt, der 40 bis 50 m von der Lampe entfernt liegt, ist das Verhältnis gerade umgekehrt, d. h. der Schirmbreitstrahler gibt eine um 100% bessere Bodenbeleuchtung, als der Tiefstrahler. Da man nun die Stärke der Lampen bei der Projektierung der Beleuchtungsanlage für einen Verschiebebahnhof, Bahnhofsvorplatz oder eine Bahnhofshalle nicht nach der hellsten, sondern nach der dunkelsten Stelle, die noch den Anforderungen genügen muß, bemessen wird, so ist ohne weiteres klar, daß der blendungsfreie Schirmbreitstrahler in jeder Beziehung für solche Fälle der bessere und billigere Beleuchtungskörper ist.

Günther, Reichsbahn-Amtmann.

Verschiedenes.

Am 7. Januar 1926 ist bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft die Telephonie vom fahrenden Zuge aus zur Einführung gelangt.

Zunächst wird der Zugfunk auf der Strecke Berlin—Hamburg in den FD-Zügen 23/24 dem Publikum zur Verfügung stehen.

Für die Einrichtung und Betreibung eines Nachrichtenverkehrs mit fahrenden Eisenbahnzügen (Zugfunkdienst) hat die Deutsche Reichspost im Einverständnis mit der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft der Zugtelephonie-Aktiengesellschaft die Berechtigung erteilt. Diese Gesellschaft wird im Zusammenarbeiten mit der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft und der Deutschen Reichspost nach und nach in den D-Zügen der Hauptverkehrsstrecken Deutschlands

Zugfunkanlagen einrichten. Die Reichsbahn-Gesellschaft wie die Reichspost sind bestrebt, die Entwicklung dieser neuen technischen Errungenschaft aufs kräftigste zu fördern.

Begonnen wird mit der Strecke Berlin—Hamburg. Jedermann hat, wie bei den Telegraphen- und Fernsprechanlagen der Deutschen Reichspost, das Recht, gegen Entrichtung der festgesetzten Gebühren die Beförderung von Nachrichten zum und vom Zuge zu verlangen, sofern die aufzuliefernden Nachrichten den von der Deutschen Reichspost hierüber erlassenen Bestimmungen entsprechen.

Damit ist auf dem Gebiet der Nachrichtentechnik, auf dem unser rasch pulsierendes Wirtschaftsleben so weitgehende Anforderungen stellt, ein bedeutsamer Fortschritt zu verzeichnen.

Berichtigung.

saures Natron) heißen muß. Es wird nach der Quelle (Rev. gen. d. chem. de fer, 1925, Heft 1) in einer Lösung von 250 g auf 1 l Wasser verwendet. Infolge dieser starken Lösung ist der Verbrauch auf 1 km Gleislänge nur 230 bis 320 l. Die Schriftleitung.