

Die federnde Stoßbrücke.

Von Direktor bei der Reichsbahn Lauboeck, München.

Der Schienenstoß — die empfindlichste Stelle des Gleises — ist von jeher die Quelle aller Höhen- und Richtungsfehler des Gleises. Bei ihm zeigen sich die Mängel zuerst und übertragen sich von dort aus auf das ganze Gleisgestänge. Er bestimmt die Zeitabschnitte, innerhalb deren das Gleis durchgearbeitet werden muß. Er bestimmt die Lebensdauer und die Unterhaltungskosten des Oberbaus. Bei der Entstehung der Eisenbahn glaubte man, daß es am zweckmäßigsten sei, den Schienenstoß unmittelbar auf die Schwelle zu legen, weil er hier die kräftigste Unterstützung finden würde. So entstand der sogenannte „feste Stoß“. Es zeigte sich aber bald, daß das Befahren der festen Stöße hart war. Jedes Rad wirkte beim Überfahren des Stoßes wie ein Hammerschlag. Der Stoß war nicht elastisch. Man ging daher dazu über, den Schienenstoß

Stoßbrücken im großen verlegt. Sie haben sich dort im allgemeinen bewährt. In Preußen sind die beiden Stoßschwellen zu einer Doppelschwelle zusammengezogen und durch Bolzen miteinander verbunden worden. Eine kleine Stoßbrücke erstreckt sich über die beiden gekuppelten Schwellen. Damit aber der Charakter des schwebenden Stoßes bewahrt bliebe, wurde die Stoßbrücke in der Mitte mit einem Loch von 127/120 mm versehen. Zwei freischwebende Schienenstümpfe von nur 60 mm Länge können aber nicht mehr als schwebender Stoß angesprochen werden. Die 520 mm breite Doppelschwelle beunruhigt durch die Wellenbewegung der Schiene naturgemäß das Schotterbett erheblich mehr als zwei einzelne Schwellen. Das Unterstopfen (Krampen) der breiten Doppelschwelle ist viel schwieriger und unzuverlässiger, als das zweier Einzel-

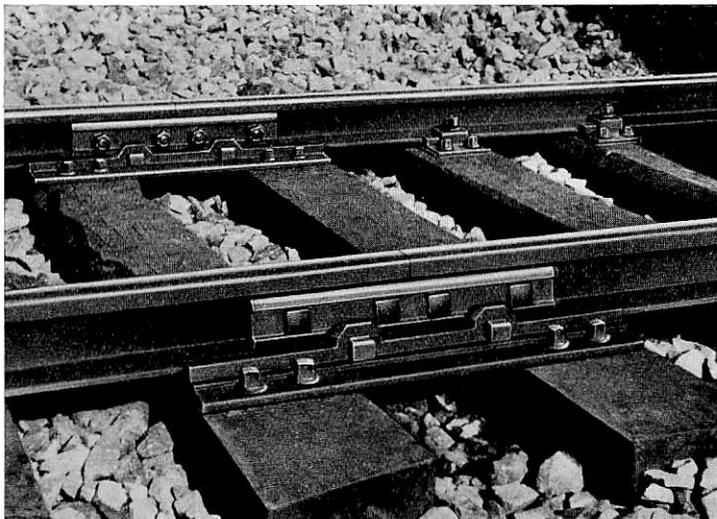


Abb. 1.

zwischen zwei Schwellen zu legen. So entstand der sogenannte „schwebende Stoß“. Dieser hatte aber wieder den Fehler, daß die Beanspruchung der beiden Laschen so groß wird, daß sie allein nicht mehr in der Lage sind, die Schienenenden genügend zu unterstützen. Aus der Überlastung der Laschen entstanden die gefürchteten Stoßeinsenkungen. Die beiden Schienenenden verlangten eine weitere kräftige Unterstützung. Es wurde versucht, die Schienenstöße zwischen den Schwellen durch Schraub- oder Keilklammern, die den Schienenfuß umfassen, fest zu verbinden. Diese Fußklammern, die selbst keine Unterstützung haben, sind also auch nichts weiter, als eine Verlaschung. Sie zeigen dieselben Mängel wie die anderen Laschen auch. Die Schienenfußverlaschung erfordert auch die unerwünschte Überwachung weiterer Schrauben und Keile. Wenn eine Unterstützung wirksam sein soll, so muß sie selbst eine kräftige Abstützung auf der Schwelle finden; sie darf nicht, wie die Fußklammer, an den Schienen hängen und gewissermaßen in der Luft schweben. Von dieser Erkenntnis ausgehend, entstand der Brückenstoß, der aus einer eisernen Platte besteht, auf der die Schienenenden liegen und der sich auf die beiden Stoßschwellen abstützt. Diese Stoßbrücke ist also ein Träger auf zwei Stützen. In Bayern wurden solche

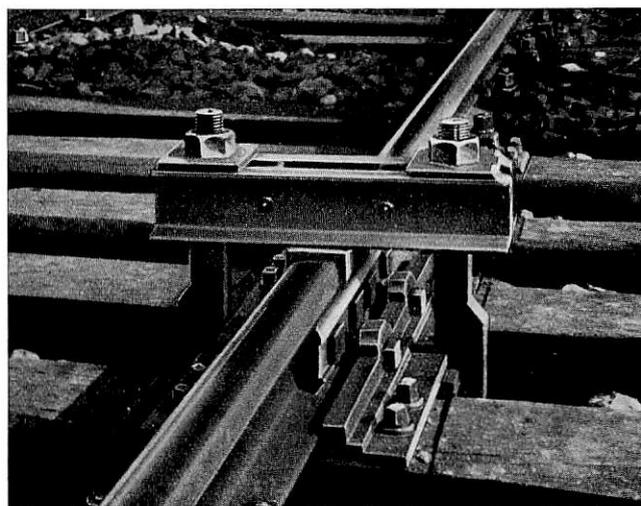


Abb. 2.

schwelle. Die Basis des Druckkegels ist bei zwei zusammengeschobenen Schwellen viel kleiner als bei zwei getrennten Schwellen. Auf eine möglichst günstige Druckverteilung auf den Untergrund kommt es aber gerade bei Stoßschwellen an. Der Stoß auf Doppelschwellen wurde bei der Einführung des Reichsbahnoberbaus übernommen. Heute hat man die vorerwähnten Mängel erkannt und trägt sich mit dem Gedanken, die Doppelschwelle wieder zu verlassen, wenn eine befriedigende Lösung für eine andere Stoßverbindung gefunden ist.

Wenn sich auch die Stoßbrücke, die sich auf zwei getrennten Schwellen abstützt, bewährt hat, so haften ihr trotzdem noch einige Mängel an. Die Brücke ist auf Biegung beansprucht. Ist sie zu schwach, so läuft sie Gefahr, mit der Zeit zu brechen. Ist sie zu stark, so wirkt sie wie ein Amboß. Es kommt also darauf an, eine Stoßbrücke zu finden, die einerseits stark genug ist, die Laschen wirksam zu unterstützen, andererseits aber auch elastisch genug ist, die Stöße der Fahrzeuge federnd abzufangen und zu verarbeiten, sowie dafür zu sorgen, daß alle Teile stets kraftschlüssig miteinander verbunden bleiben.

Neuerdings ist von Rüping, dem Erfinder des nach ihm benannten Schwellentränkverfahrens, eine Stoßbrücke

konstruiert worden, die m. E. wegen ihrer Einfachheit und Wirksamkeit die allergrößte Beachtung verdient.

Die federnde Stoßbrücke von Rüping (vergl. Abb. 1 bis 3) ist 820 mm lang und auf zwei Schwellen aufgeschraubt, die in einem Abstand von 560 mm verlegt sind. Der Zwischenraum zwischen den beiden Schwellen beträgt also 300 mm, so daß noch ein gutes Stopfen der beiden Stoßschwellen möglich ist. Die Stoßbrücke ist mit zwei Längsrippen versehen, damit auch am Schienenstoß die Spurhaltung nicht von den Schienenbefestigungsmitteln, wie Keilen oder Schrauben, abhängig ist. Die beiden Anschlagrippen sind zwischen dem äußeren und dem inneren Laschenbolzenpaar im warmen Zustand von der Unterseite her nach oben zu Bügeln herausgedrückt. Unter diese Bügel werden die Riegel zum Niederhalten des Schienenfußes geschoben. An der Innenseite der Rippen und zwar unmittelbar neben den Rippen ist die Platte in ihrem mittleren Teil durch

Tragband ist das arbeitende Element der Stoßbrücke. Gibt man dem einzulegenden Stahlblech eine Stärke von 8 mm, so erzeugt die Durchbiegung des Tragbandes eine Vorspannung von annähernd 9 t, die dem Betriebsdruck dauernd entgegenwirkt, so daß die Laschen erst dann als Traglaschen in Tätigkeit zu treten brauchen, wenn die Verkehrslast die vom Tragband ausgeübte Vorspannung überwunden hat.

So bildet die federnde Stoßbrücke gewissermaßen ein elastisches Sprengwerk mit großer Vorspannung, um die sich die Tragfähigkeit der Stoßanordnung erhöht. Die Bildung eines Senkstoßes wird durch das vorgespannte Tragband, die Bildung eines Spitzstoßes durch die Verriegelung des Schienenfußes verhindert. Die federnde Stoßbrücke wird die Lasche weitestgehend entlasten, die Laschenstützflächen und Schienenenden schonen und die Stetigkeit der Fahrflächen der gewissermaßen unter federnden Verschluß genommenen Schienenenden so

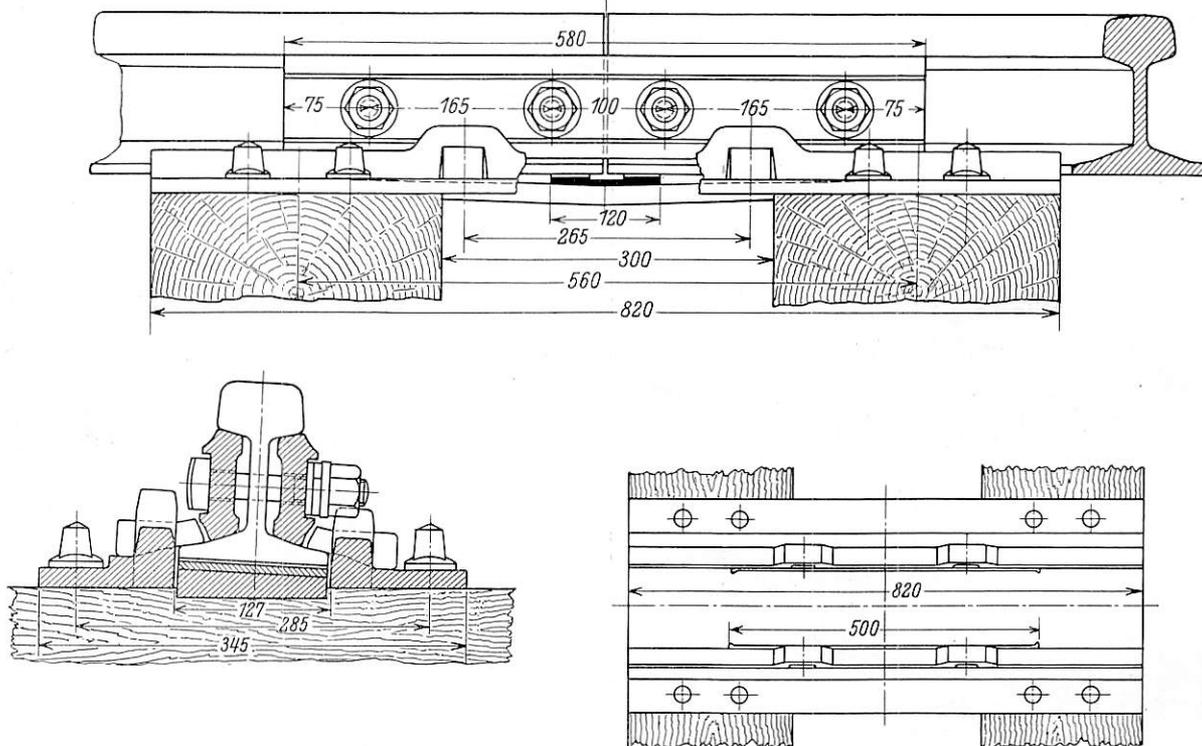


Abb. 3.

zwei Schnitte in ihrer Längsrichtung aufgeschlitzt. Die Schlitzte sind je 500 mm lang. Ein auf dieses Tragband unmittelbar unter den Schienenenden aufgelegtes Stahlblech hebt den Schienenfuß zunächst um die Stärke des Stahlblechs von der Ebene der Stoßbrücke ab. Eine auf den Schienenfuß aufgesetzte Presse drückt die beiden Schienenenden beim Einbau nach unten, bis der Schienenfuß auf dem Rahmen des Tragbandes aufliegt. Dadurch wird das Tragband um die Stärke des Stahlblechs nach unten durchgebogen. In dieser Lage werden die Schienenenden durch Einschlagen der Riegel, die sich gegen die aus den Rippen der Stoßbrücke herausgestemten Bügel lehnen, festgehalten. Die Durchbiegung des Tragbandes, das wie ein eingespannter Biegeträger wirkt, ist teils eine bleibende (Setzung), teils eine elastische. Nach den Versuchen, die das mechanische Laboratorium der Technischen Hochschule München vorgenommen hat, betrug die Durchbiegung des Tragbandes ohne Mitwirkung der Laschen bei der ersten Belastung von 9 t 8,71 mm. Hiervon verblieben nach Aufhebung der Belastung 4,76 mm als Setzung. Bei der zweiten Belastung von 9 t betrug die gesamte Durchbiegung 4,10 mm, die bleibende nur noch 0,23 mm; bei der dritten Belastung 3,98 mm, hiervon bleibend nur noch 0,08 mm. Durch die Vorbiegung des Tragbandes wird also erreicht, daß ein weiteres Durchbiegen des Tragbandes nur mit großem Kraftaufwande möglich ist. Das

sichern, daß aller Voraussicht nach der geringstmögliche Verschleiß der Stoßteile eintritt.

Zum Schlusse sei noch darauf hingewiesen, daß die Stoßschwelle unter der Anlaufschiene breiter (30 cm statt 26 cm) gewählt werden kann, als die unter der Ablaufschiene, weil erstere infolge der stärkeren Inanspruchnahme im einseitig befahrenen Gleis geneigt ist, tiefer in das Gleisbett einzusinken, als die letztere. Dadurch wird eine ungleichmäßige Belastung der Bettung und des Untergrundes vermieden. Zur Ruhe im Gleis soll sich die Ruhe in der Bettung gesellen.

Die ersten Versuchsstöße mit der geschlitzten Stoßbrücke liegen bereits seit Jahresfrist in dem stark belegten Gleis Augsburg—München zwischen den Stationen Maisach und Lochhausen. Schon diese ersten, nur aus behelfsmäßigen Teilen hergestellten Versuchsstöße entsprechen vollkommen den Erwartungen. Weitere Versuchsstöße mit vorgebogenem Tragband und zwischengelegtem Stahlblech werden gegenwärtig in der gleichen Strecke und auf eine größere Gleislänge im Zusammenhange mit dem bereits seit fünf Jahren bestbewährten Blattfederoberbau von Rüping*) im Bezirk der Reichsbahndirektionen Münster und Köln verlegt.

*) Vergl. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, H 12: Dr. Saller, Der Blattfederoberbau nach Rüping.

Der Spannageloberbau.

Von Direktor bei der Reichsbahn **Lauboeck**, München.

Zur Befestigung der Schiene auf der Holzschwelle verwenden viele Eisenbahnverwaltungen heute noch den Schienen-nagel oder die Schwellenschraube. Für die heutigen Achsdrücke und Geschwindigkeiten genügen diese Befestigungsmittel auf die Dauer nicht mehr. Infolge seiner Starrheit wird der Nagel durch die Schwingungen der Schiene und durch die Stoßkräfte der Fahrzeuge zu leicht gelockert. Die Schiene zieht ihn aus der Schwelle nach und nach heraus. Vor und hinter dem Rad hebt sich die Schiene von ihrer Unterlage ab, unter dem Rad aber wird sie hammerartig auf die Unterlage niedergeschlagen. Daraus entsteht eine vorzeitige mechanische Abnutzung der Schwellendecke am Schienenaufleger und die lästige Wanderung der Schiene auf ihrer Unterlage. Das Gleiche geschieht, wenn auch langsamer, bei der Befestigung mittels Schwellenschrauben. Nagel und Schraube leisten auch gegen seitliche Verdrückung in den Krümmungen keinen genügenden Widerstand. Sie werden verdrückt und krumm. Jahrzehntelang lähmte der Fehler statischer Befestigungsweise die Entwicklung des Oberbaus. Immer wieder bestimmte nur vorzeitiger Verschleiß des Kleineisens als Folge schlechter Verbundenheit den

und Elastizität der Federbänder nicht leidet. Da der Spannagel nur aus Federstahl besteht, ist er sowohl in senkrechter, wie auch in waagrechter Richtung elastisch. Das Federende des Bügels hat z. B. ein senkrechtes Federspiel von 15 bis 20 mm. Infolge dieses Federspiels hat es auf die Druckkraft des Bügels kaum einen Einfluß, wenn sich die Schiene oder ihre Unterlegplatte in das Schwellenholz einarbeitet. Der Spannagel hält trotzdem die Schiene mit ungeminderter Kraft auf der Schwelle fest. Auch in waagrechter Richtung besitzt der federnde Schaft des Spannagels eine viel größere Standfestigkeit in der

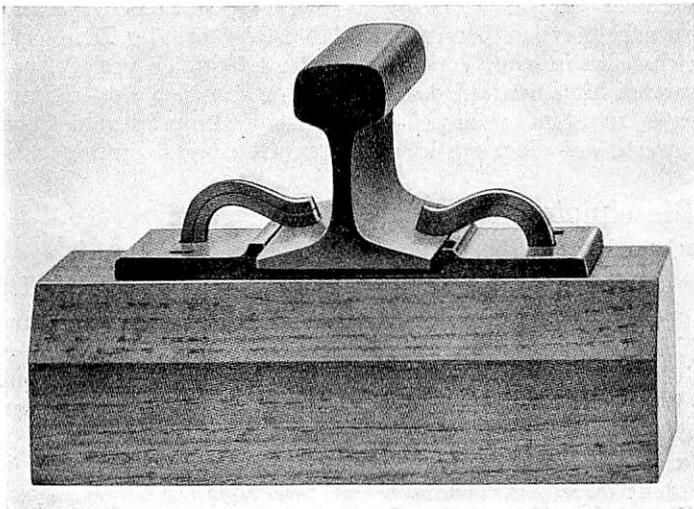


Abb. 1.

Zeitpunkt der Erneuerung des ganzen Oberbaus. Eine feste Verspannung der Schiene mit der Schwelle wird erreicht, wenn der Kopf des Nagels federnd ausgebildet wird, damit er die unvermeidlichen Schwingungen und Stöße der Schiene elastisch abfangen und verzehren kann, so daß sich diese nicht mehr auf seinen in der Schwelle sitzenden Schaft auswirken können.

Von dieser Erkenntnis ausgehend, hat Rüping den federnden Schienen-nagel (Spannagel) konstruiert, der nach den bisherigen Erfahrungen allen Anforderungen genügt (Abb. 1).

Der Spannagel ist eine Lamellenfeder und besteht aus zwei oder mehreren aufeinandergelegten Federbändern aus legiertem Stahl, die in ihrem oberen Teil in einem flachen Bogen zu einem sich auf den Schienenfuß stützenden langen Arm abgebogen sind. Dieser Bügel hält die Schiene fest. Er ersetzt den Kopf des früheren Schienen-nagels. Da der Bügel eine gewisse Länge haben muß, um genügend federn zu können, so muß der Schaft des Spannagels in einem entsprechenden Abstand vom Schienenfuß in die Schwelle eingeschlagen werden. Unten sind die Federbänder miteinander verbunden, oben aber frei aufeinanderliegend, damit sie sich beim Federn des Bügels gegeneinander verschieben können. Die Federbänder werden in warmem Zustand gebogen. Die Krümmung ist so schwach, daß der Querschnitt nicht verzerrt wird und daß die Festigkeit

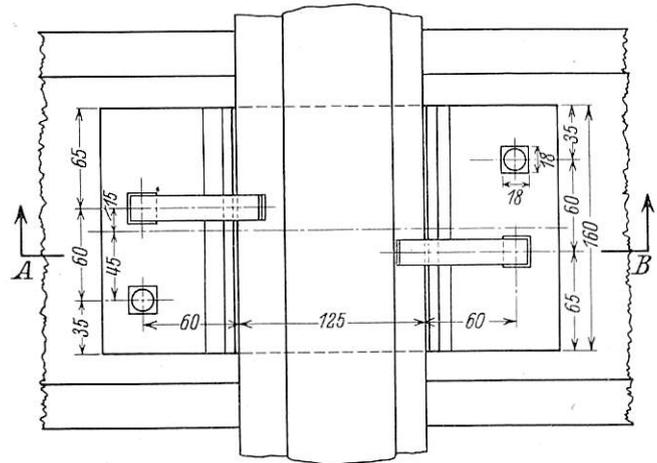
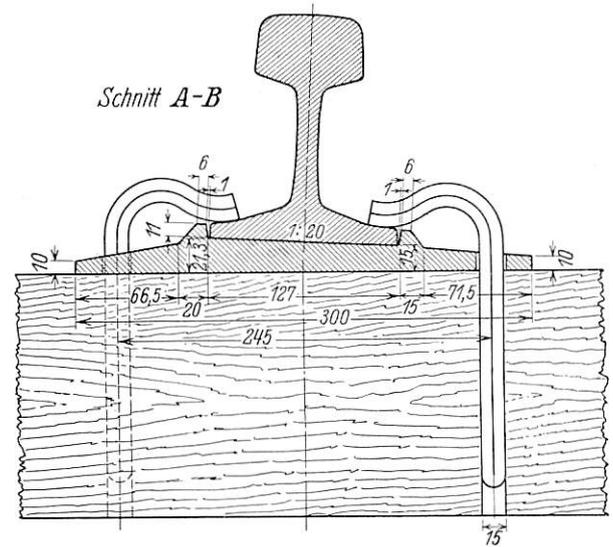


Abb. 2. Querschnitt durch die Mittelschwelle.

Schwelle, als der gewöhnliche Nagel oder die Schraube. Gegen den Schaft des Spannagels ausgeübte Hammerschläge können den Schaft nicht verdrücken oder krümmen. Nach jedem Schläge federt der Schaft wieder in seine ursprüngliche Lage zurück. Auch gegen ein Verdrehen in der Schwelle ist der Nagelschaft durch seinen quadratischen Querschnitt und durch den elastischen Widerstand des Bügels gesichert. Seitliche Hammerschläge gegen den Bügel können hiervon leicht überzeugen. Die große Elastizität des Spannagels ist ja der Hauptvorteil gegenüber den bisherigen Nägeln und Schrauben, die beide weder in senkrechter, noch waagrechter Richtung elastisch sind. Der feste Halt der Spannagel in der Schwelle verhindert Spurerweiterungen und macht damit das Zurück-nageln verdrängter Schienen seltener notwendig. Im allgemeinen genügen für die Befestigung der Schiene zwei Spannagel. In Krümmungen mögen drei oder vier Spannagel Verwendung finden. Der Spannagel für Regelspur besteht zweckmäßig aus

zwei Federbändern von je 16/8 mm, also aus einem Gesamtquerschnitt von 16/16 mm. Der Bügel eines solchen Spannagels übt einen Druck von 350 bis 400 kg auf den Schienenfuß aus. Für Schmalspurbahnen kann natürlich ein kleinerer Querschnitt gewählt werden. Der Spannagel wird in rund vorgebohrte Löcher der Schwelle eingeschlagen. Bei einem Schaftquerschnitt von 16/16 mm beträgt der Durchmesser der Schwellenbohrung bei Weichholz 15 mm und bei Hartholz 16 mm. Das Einschlagen erfolgt mittelst eines gewöhnlichen Hammers von etwa 2 kg Gewicht. Biegt man mit einer Hebelstange das federnde Ende des Bügels nach oben, so wird hierbei lediglich der Rücken des Nagelschaftes gegen die Lochleibung der Schwelle gepreßt. Ein Herausziehen des Nagels aus der Schwelle ist auf diese Weise überhaupt nicht möglich. Im Betriebe verhindert somit der lange federnde Bügel nachdrücklich das Herausheben des Nagels aus der Schwelle durch die Schiene. Zum Herausziehen ist vielmehr ein besonderes Hebelwerkzeug mit zwei Klauen erforderlich, das unmittelbar oberhalb der Schwelle am Nagelschaft anfaßt.

Die Bauart des Spannageloberbaus ist aus Abb. 2 ersichtlich.

Man kann den Spannagel sowohl da verwenden, wo die Schiene unmittelbar auf der Schwelle befestigt wird, als auch da, wo zwischen Schiene und Schwelle eine eiserne Unterlegplatte mit Anschlagrippen für die Schiene eingeschaltet ist. Die Befestigung der Schiene unmittelbar auf der Schwelle wird man dort wählen, wo Hartholzswellen preiswert zur Verfügung stehen. Dann genügt es, wenn der Schienenfuß hinreichend tief in die Schwelle eingelassen wird.

Der Spannagel wird bei Massenherstellung etwa 70% mehr kosten als der gewöhnliche Schienennagel und etwa 50% mehr als die Schwellenschraube. Diese Mehrkosten sind in der Verwendung des hochwertigen Federstahls begründet und spielen gegenüber der erhöhten Betriebssicherheit und der wesentlich geringeren Unterhaltungskosten des Spannageloberbaus gar keine Rolle.

Bei geringfügiger Gleisbelastung werden die Schienenenden bloß mit Laschen verbunden, bei stärkerer Belastung aber empfiehlt es sich, zur Verbindung der Schienenenden die federnde Stoßbrücke von Rüping zu verwenden, bei der die beiden Schienenenden außer mit den Laschen noch durch ein mit großer Vorspannung nach unten durchgebogenes elastisches Tragband unterstützt sind und in diesem Zustand durch Riegel, die über den Schienenfuß geschoben sind, festgehalten sind, so daß die Schienenenden auch in vertikaler Richtung dauernd fest verspannt sind. Die Wirkungsweise dieser federnden Stoßbrücke hat der Verfasser im vorhergehenden Aufsatz des gleichen Heftes beschrieben. Beim Spannageloberbau wird die Stoßbrücke zweckmäßig auch mit Spannägeln statt mit Schwellenschrauben auf den Stoßwellen befestigt.

Nach langen vielseitigen Werkstattversuchen ist der Spannageloberbau bereits seit Jahresfrist bei der Deutschen Reichsbahn in zwei Versuchsstrecken erfolgreich verlegt, und zwar bei München auf der Nebenbahn München Ost—Kreuzstraße und im rheinisch-westfälischen Industriegebiet bei Schwerte auf einer stark belasteten Güterzugsbahn.

Zugförderung durch Dieselmotoren*).

Bearbeitet von Alfred Marschall, VDI, Berlin.

1. Kritik der Vervollkommnung des Lokomotivbetriebes.

Der Vergleich zwischen Dampf-, elektrischem und Dieselmotortrieb stützt sich auf die Gesamtkosten, die für jede Gattung der Zugförderung auf den tkm erwachsen, wobei nicht nur die laufenden Ausgaben, sondern auch die Kosten für Kapitalbedarf und Instandhaltung einzubeziehen sind. Für den Dampftrieb sind alle in Betracht kommenden Einzeleinflüsse in 100jähriger Praxis bestimmt worden. Beim Dieselmotortrieb ist es heute, nach etwa 10jähriger praktischer Erfahrung ebenfalls möglich, brauchbare Entwurfunterlagen zu erhalten.

Die jährlichen Ausgaben eines Beförderungsunternehmens einschließlich Tilgung setzen sich aus zwei Teilen zusammen: 1. Den Kosten, die mit dem Verkehrsumfang steigen oder fallen. 2. Den Kosten, die davon unabhängig sind. Die unter 1 fallenden Kosten lassen sich in vier Gruppen unterteilen:

Ausgaben verhältnismäßig den Zug-km = E_1 : Gehälter der Wagenwärter und Streckenblockwärter, sowie Unterhalt der Signalanlagen.

Ausgaben verhältnismäßig den Zugstunden = E_2 : Gehälter der Lokomotivbesatzung und des Zugpersonals, Kosten für Kesselausbesserung und Lokomotivabschreibung. Hier ist zu beachten, daß die Zahl der Lokomotiven nicht von den tkm, sondern von den Zugstunden abhängig ist: Bei gleichem km-Durchlauf wird die Zahl der benötigten Lokomotiven kleiner, sobald die Fahrplangeschwindigkeit wächst!

*) Auszug aus einem Vortrag von Prof. Lomonosoff der in Proc. Instn. mechan. Engr., Dezember 1933, Seite 537 ff., veröffentlicht wurde. Wir bringen die wesentlichsten Teile dieser Abhandlung hiermit zum Abdruck. Wenn auch die Bedingungen für die Verwendung von Diesellokomotiven im Gebiet des VDE nicht in dem Maß vorhanden sind wie in überseeischen Ländern, so glauben wir doch insbesondere in Hinblick auf die Herstellung von Diesellokomotiven die Ausführungen des bekannten Fachmannes wiedergeben zu sollen.

Ausgaben verhältnismäßig den beförderten Brutto-t = E_3 :

Hier sind zu nennen die Ausgaben für Instandhaltung und Ausbesserung der Gleisanlage, die entsprechenden Ausgaben für das Lokomotivtriebwerk, für Brennstoff, Schmierung und dergl. Wegen der Wichtigkeit der Ausgaben für den Brennstoff und der Beziehung zwischen diesen Ausgaben und dem Wirkungsgrad der Lokomotiven, soll unterteilt werden:

$E_3 = (d + c_e \cdot e_k)$, worin e_k = Arbeitsbedarf in PSh/Bruttotkm am Treibradumfang, c_e = Brennstoffkosten je für diese Bezugsgröße und d = übrige Ausgaben je Bruttotkm, wie Kosten der Wasserversorgung, Schmierung und dergl. bedeuten. e_k hängt vom mittleren Fahrwiderstand des Zuges, also von der Reibung, den Steigungsverhältnissen und der Zuggeschwindigkeit ab, ist also, sobald eine Energierückgewinnung, auf Gefällstrecken nicht angewendet wird (elektrischer Betrieb!) unabhängig von der Betriebsform des Zugantriebes.

Ausgaben verhältnismäßig den Wagen-km, Wagenstunden oder Netto-tkm = E_4 : Auch diese Ausgaben sind von der Art der Betriebsform unabhängig.

Die Ausgaben, die unabhängig vom Verkehrsumfang sind = E_0 , werden naturgemäß hauptsächlich von der Streckenlänge = s (in km) abhängen. Schreibt man $E_0 = a \cdot s$, so ist a = Ausgaben für Steuern, die Gehälter und Löhne sämtlicher Beamten und Arbeiter, die nicht im eigentlichen Streckendienst beschäftigt sind, für den Unterhalt von Bauten jeder Art, ausschließlich der Gleisanlage, die unter E_3 erschien, auf 1 km bezogen. a enthält ferner die Tilgung der Streckenanlage und Baulichkeiten, einschließlich Kraftwerke für Wasserbeschaffung und Energiebedarf. Bei elektrischem Betrieb wird a etwa dreimal größer als bei Dampfbahnen und kann bei Strecken, die eigens für Dieselmotortrieb geschaffen werden, um etwa 15% kleiner als bei Dampf werden.

Zusammenstellung 1 zeigt die einzelnen Ausgaben E_0 bis E_4 bei einigen Länderbahnen, in % ausgedrückt.

Zusammenstellung 1.

Ausgaben	Großbritannien %	USA %	Rußland (USSR) %
E_0	53	52	52
E_1	9,5	11	7
$E_2 + d$ aus E_3 . .	23	17	19
E_4	9	11	12
$c_e \cdot e_k$ aus E_3 . . .	5,5	9	9
Summe E	100	100	100
Tilgung	24,5	28,5	37,0
Betriebskosten	75,5	71,5	63,0
Summe Ausgaben	100	100	100

Die Summe Ausgaben gibt einen Überblick über den Einfluß der Tilgungsquote und zeigt ferner, daß in Großbritannien, trotz der Billigkeit der Steinkohle, die sich im Faktor $c_e \cdot e_k$ ausdrückt, die Betriebskosten höher sind als in Amerika (USA). Der Faktor $c_e \cdot e_k$ schwankt praktisch zwischen 2% bei Dieselbetrieb mit sehr billigem Brennstoff und kleinem Verkehrsumfang, und 17% bei Dampfbetrieb mit sehr teurer Kohle und schwerem Verkehr.

Wenn man die Gesamtsumme der jährlich beförderten Brutto-tkm mit $\sum Q_s$ bezeichnet, so wird ein Wert $J_q = \frac{\sum Q_s}{s}$ erhalten, der die jährliche Brutto-tkm-Zahl je km Streckenlänge, oder die „Verkehrsdichte“ bezeichnet. Ferner sei $E_1 = b \cdot \sum ns$, mit $\sum ns =$ Zahl der jährlichen Zug-km, $b =$ entsprechende Ausgaben für 1 Zug-km. Dann ist $\frac{\sum Q_s}{\sum ns} = Q =$ = durchschnittliches Bruttogewicht eines Zuges, einschließlich Lokomotive. Ebenso sei $E_2 = h \cdot \sum nt$, mit $h =$ jährliche Ausgaben für eine Zugstunde, und $\sum nt =$ jährliche Zug-Stundenzahl, dann ist $\frac{\sum Q_s}{\sum nt} = \frac{\sum Q_s \cdot \sum ns}{\sum ns \cdot \sum nt} = Q \cdot V_c$, worin $V_c =$ mittlere Reisegeschwindigkeit der Züge in km/h, einschließlich aller Halte, fahrplanmäßig oder unvorhergesehen, bedeutet. Man erhält dann die Grundgleichung zur Vorherbestimmung der Kosten je Brutto-tkm für die verschiedensten Fälle:

$$e_q = \frac{\text{Summe } E}{\sum Q_s} = \frac{E_0 + E_1 + E_2 + E_3 + E_4}{\sum Q_s}$$

$$= \left[\frac{E_0 + E_1 + E_4}{\sum Q_s} \right] + \frac{E_2}{\sum Q_s} + E_3$$

$$= \left[a \cdot \frac{s}{\sum Q_s} + b \cdot \frac{\sum ns}{\sum Q_s} + x \right] + \frac{E_2}{\sum Q_s} + d + c_e \cdot e_k$$

$$e_q = \left[\frac{a}{J_q} + \frac{b}{Q} + x \right] + d + \frac{h}{Q \cdot V_c} + c_e \cdot e_k$$

worin x aus $E_4 = x \cdot \sum Q_s$, als jährliche Ausgabe je Wagen-km, Wagenstunde, oder Netto-Wagen-tkm, zu errechnen ist.

Mit Hinblick auf Zusammenstellung 1 erhält man für E_0 bei Dampfbetrieb den Wert von etwa 53% der Jahresausgaben. Er wurde in dieser Höhe auch in Deutschland und Italien festgestellt.

Setzt man:

$$e_q' = \frac{a}{J_q} + \frac{b}{Q} + x,$$

ein Wert, der für eine bestehende Bahn als konstant betrachtet werden kann, und $e_q'' = d + \frac{h}{Q \cdot V_c} + c_e \cdot e_k$, so hängt e_q'' zweifellos von der Betriebsform ab. Zusammenstellung 2

gibt die von der Betriebsform unabhängigen Werte e_q' , und die abhängigen e_q'' nach der Erfahrung an.

Zusammenstellung 2.

Ausgaben	Goßbritannien %	USA %	Rußland %
e_q'	71,5	74,0	76,5
e_q''	28,5	26,0	23,5

Der Wert e_q'' läßt sich durch Dieselbetrieb um 40% herabsetzen; das bedeutet, daß, wenn $e_q'' =$ etwa 27% der Gesamtausgaben ausmacht, etwa 11% erspart werden können. Dies ist der zur Zeit praktische Höchstwert bei Umstellung einer bestehenden Dampfbahn auf Diesellokomotivbetrieb. Zusammenstellung 3 gibt eine Zusammenstellung der einzelnen Beträge, aus denen sich e_q'' zusammensetzt.

Zusammenstellung 3.

Ausgaben	Großbritannien %	Deutschland %	USA %	Rußland %
Streckenunterhalt	5,8	11,7	12,1	14,2
Lokomotivtilgung	14,8	19,0	12,0	17,8
Lokomotivunterhalt	18,0	16,6	21,2	16,4
Gehälter der Mannschaft	36,0	25,0	20,6	13,6
Brennstoffkosten	22,0	23,7	31,0	33,0
Wasserbeschaffungskosten	1,6	0,6	1,9	2,5
Schmierung	0,4	0,5	0,6	0,7
Anderes	1,4	2,9	0,6	1,8
Abhängige Ausgaben $e_q'' =$	100,0	100,0	100,0	100,0
Gesamtausgaben in $\mathcal{R.M.}/1000$ Zugkm	1730,—	1370,—	1370,—	1205,—
Gesamtausgaben in $\mathcal{R.M.}/\text{brutto-tkm} \cdot 10^6$	—	4100,—	1274,—	2205,—

Der Brennstoffverbrauch, gewöhnlich nach g/PSh am Treibradumfang bewertet, hängt nicht allein vom thermischen Wirkungsgrad des Dieselmotors ab, der etwa dreimal so hoch ist als der einer guten Dampflokomotive, sondern auch in nicht geringem Maße von der Art der Kraftübertragung und der Regelungsmethode, wie allgemein bekannt.

Ein Nachteil des Dampfbetriebes ist der Brennstoffverbrauch auch bei stillstehender Lokomotive oder bei Talfahrten mit geschlossenem Regler. Auch die Diesellokomotive verbraucht Brennstoff während der Leerfahrt, aber der Motor kann bei längeren Talfahrten abgestellt werden, ebenso bei Aufenthalt in den Stationen. In der Sowjet-Union hat eine 7jährige Erfahrung gezeigt, daß bei gleichem Brennstoff (Öl) zwischen der Dampf- und der dieselektrischen Lokomotive ein Verbrauchsverhältnis von 4,4 zu 1 besteht. Nach den Beobachtungen der Deutschen Reichsbahn werden auf 100 Einheiten, die für die eigentliche Zugförderung verbraucht werden, etwa 20 Einheiten zusätzlich für das Halten des Kesseldrucks benötigt*). Wenn daher das Wirkungsgradverhältnis zwischen Diesel- und Dampfbetrieb = 3,5:1 besteht, errechnet sich ein Verhältnis des Gesamtbrennstoffverbrauchs für beide Betriebsformen zu 3,5 \cdot 1,2 = 4,2, so daß die oben genannte Ziffer bestätigt erscheint.

Bisher hat man den Brennstoffverbrauch an sich als Hauptsache betrachtet. In geldlicher Hinsicht kommt es jedoch darauf an, wie hoch der Brennstoffpreis an der Lokomotive, am Bunker, ausfällt. Kostet der Brennstoff nichts,

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, S. 172.

oder sehr wenig, wie im Gebiete von Baku, so erscheint es vorteilhafter, das Öl in der billigeren Dampflokomotive zu verwenden.

Bei gegebener Diesellokomotive sind die Brennstoffausgaben je Brutto-tkm nach der Gleichung für e_q verhältnismäßig $c_e \cdot e_k$. Setzt man $c_e \cdot e_k = c \cdot g$, mit $g =$ Gesamtbrennstoffverbrauch je Brutto-tkm, so läßt sich $c =$ Preis des Brennstoffs in $\mathcal{R}M/t$ nach Abb. 1 als Abszisse Oc aufgetragen, während $c \cdot g$ die Ordinate bildet. Die Beziehung wird durch Errechnen eines Punktes durch die schräge Grade $\overline{OS_0}$ hergestellt.

Die Kosten für eine kohlengefeuerte Lokomotive werden durch die Linie \overline{BS} dargestellt. Die schraffierte Fläche unterhalb \overline{BS} ergibt die Ersparnisse an Brennstoffkosten je Brutto-tkm bei Diesel- gegenüber Dampftrieb. Falls c größer als c' wird, ist die Dampflokomotive wirtschaftlicher. Die Gerade $\overline{OS_0}$ (\overline{OK}) erhält man, falls die Dampflokomotive mit Öl gefeuert wird. Wenn nämlich c kleiner als c'' ausfällt, ergibt die Dampflokomotive geringere Brennstoffausgaben. Zwischen c'' und c' ergibt die Diesellokomotive geringere Brennstoffausgaben, während bei einem Wert c' kleiner als c die Dampflokomotive geringere Brennstoffausgaben aufweist, wenn sie mit Kohle statt mit Öl gefeuert wird. In diesem Fall ist die Ersparnis zugunsten der Diesellokomotive durch die Ordinate der Fläche \overline{OKH} gegeben. Nennt man $tg \alpha_s = g_s$,

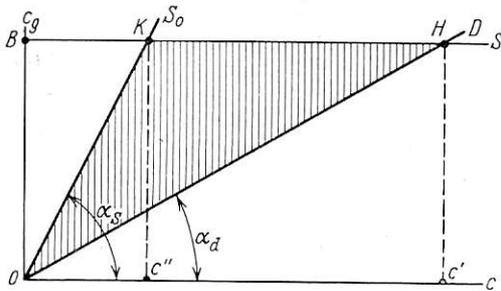


Abb. 1. Verhältnis der Brennstoffkosten zum Ölpreis.

$tg \alpha_d = g_d$, so hat das Verhältnis $\frac{tg \alpha_s}{tg \alpha_d} = \frac{g_s}{g_d}$ z. B. den oben für die Sowjet-Union erhaltenen Wert 4,4:1.

g ist abhängig vom mittleren Gesamtwirkungsgrad der Lokomotive $= \eta$. Diese Funktion kann leicht gefunden werden. Bedeutet C den stündlichen Brennstoffverbrauch (kg/h) für die Zugbewegung allein, so ist der entsprechende Verbrauch je Brutto-tkm $= g_k = \frac{C}{V \cdot Q}$. (V in km/h, Q in Brutto-t.)

Der praktische Brennstoffverbrauch ist bei Dampftrieb um etwa $\delta = 40\%$ größer, da nicht allein die oben erwähnten 20% für das Halten des Kesseldrucks zu berücksichtigen sind, sondern noch etwa weitere 20% für die Speisung des Bremsverdichters und der Zugheizung hinzukommen. Die letzteren 20% müssen auch bei Diesellokomotiven berücksichtigt werden, so daß man bei Dampflokomotiven $g = 1,4 \cdot g_k$ und bei Diesellokomotiven $g = 1,2 \cdot g_k$ einzusetzen hat.

Der mittlere Gesamtwirkungsgrad ist bekanntlich

$$\eta = \frac{632 \cdot PS \text{ am Treibradumfang}}{K \cdot C}$$

worin $K =$ unterer Heizwert des Brennstoffs in kcal/kg ist.

Man setze nun: $PS = \frac{Z \cdot V}{270}$, mit $Z =$ Zugkraft in kg am

Treibradumfang $= w \cdot Q$, worin $w =$ gesamter mittlerer Fahrwiderstand auf dem betrachteten Streckenteil in kg/t. Ferner sei: $g \cdot \eta = r$.

Dann wird

$$c_e \cdot e_k = \frac{c_e \cdot w}{270} = \frac{c \cdot r}{\eta}$$

Es war

$$e_q'' = d + \frac{h}{Q \cdot V_c} + c_e \cdot e_k, \quad \text{oder} \quad e_q'' = d + \frac{h}{Q \cdot V_c} + \frac{c \cdot r}{\eta},$$

somit

$$e_q'' = c_0 + \frac{c \cdot r}{\eta}$$

e_0 hängt also nicht vom Einheitspreise des Brennstoffs in $\mathcal{R}M/t$ ab.

Mit vorstehender Gleichung lassen sich Vergleiche zwischen Dampf- und Diesellokomotiven unter allen Bedingungen ziehen. Sie zeigt, daß bei jeder selbständigen Lokomotive die Ausgaben je tkm, die von der Betriebsart abhängig sind, von zwei Faktoren bedingt sind: Der eine ist verhältnismäßig dem Brennstoffpreis c an der Lokomotive, und umgekehrt verhältnismäßig dem Wirkungsgrad, während der andere, c_0 , nur von den Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, aber nicht von c und η abhängt.

Trägt man nach Abb. 2 die Kosten e_0 auf der Ordinate e_q'' ab, z. B. $e_{0s} = \overline{OM_s}$ für Dampf-, und $e_{0d} = \overline{OM_d}$ für Dieselbetrieb, und macht \overline{BS} wiederum parallel zur Abszisse Oc , so ist $\overline{BS} = e_q''$ für die kohlengefeuerte Dampflokomotive, und eine Linie $\overline{M_s S_0}$ schräg nach oben $= e_q''$ für die mit Öl

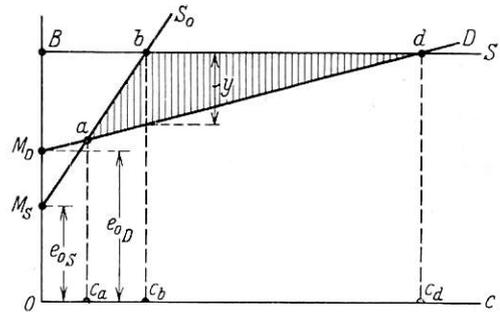


Abb. 2. Abhängige Kosten e_q'' im Verhältnis zum Ölpreis c .

gefeuerte Dampflokomotive. Es ist verständlich, daß der Dieselbetrieb nur dann sparsamer ist, wenn die heruntergeloteten Brennstoffkosten c_a kleiner als ein bestimmter Brennstoffkostensatz c für die Diesellokomotive, und dieser wiederum kleiner als der, von d aus heruntergelotete Brennstoffausgabensatz c_d ausfällt.

Bei sehr billigem Öl ist es, wie erwähnt, besser, ölgefeuerte Lokomotiven zu verwenden, bei sehr teurem Öl aber kohlengefeuerte Dampflokomotiven.

Die Bestimmung von $r = \frac{632 \cdot w}{270 \cdot K}$ ist leicht, hingegen

ist der Wirkungsgrad η wegen seiner Bestimmung als Durchschnittswert aus einem Betriebe unter verschiedenen Zuggewichten Q und Geschwindigkeiten V_c schwieriger zu erhalten. Am besten sind hier Erfahrungswerte auf Grund wissenschaftlicher Fahrtauswertungen oder durch Anfragen bei andern Bahnverwaltungen zu sammeln. Die Werte d und h sind rein statistischer Art und können erst in mehrjährigem Betriebe erhalten werden. Beide Werte enthalten mehrere Ausgaben, die weiter unten näher betrachtet werden sollen, da sie je nach der Betriebsform ausfallen. In Abb. 2 ist übrigens noch der Punkt b von Interesse: Wird c kleiner als c_b , dann wird die Ölfeuerung günstiger als die Kohlenfeuerung. Das Bild zeigt auch, daß dieser Punkt wahrscheinlich auch für den Dieselbetrieb wichtig ist, denn dieser Punkt mit der größten Flächenordinate y entspricht dem Punkte der größtmöglichen Ersparnis des Dieselbetriebes gegenüber jeder anderen Betriebsform: Die größtmögliche Ersparnis bei Dieselbetrieb tritt dann ein, wenn der Ölpreis

gleich dem Preise wird, bei dem es günstiger wird, Öl als Brennstoff auf der Dampflokomotive zu verwenden.

In Rußland ist c_b etwa gleich dem doppelten Kohlenpreise ab Lokomotive (Bunker) eines bestimmten Streckenabschnittes.

Wasser, Schmierung usw.

Der Dieselbetrieb erhält erhöhte Bedeutung für wasserarme Länder oder solche mit schlechten Wasserverhältnissen. In Russisch-Turkestan und in Sowjet-Rußland gibt es Gebiete, wo 20% und mehr der Gesamtausgaben für Kesselunterhalt und Geldverluste durch kesselbeschädigte, auf der Strecke liegende Lokomotiven zu verzeichnen sind. Sehr wichtige Bahnanlagen in Asiatisch-Rußland, in Australien, Zentralafrika und Arabien konnten bisher wegen dieser Abhängigkeiten nicht gebaut werden. Die 1200 PS-Diesellokomotive der USSR verbraucht etwa 0,14 kg Wasser/km, während die beste, gleichwertige Dampflokomotive etwa 140 kg/km verbraucht. Falls man zur Kühlung die Verdampfungskühlung einführen kann, ergäbe sich im Sommer ein Wasserverbrauch von etwa 48 kg/km für die Diesellokomotive.

Die Schmierung kostet bei Diesellokomotiven etwa das Vierfache als bei Dampflokomotiven. Dieser Posten ist jedoch gering, wie die Zusammenstellung 3 zeigt.

Streckenunterhaltung.

Abb. 3 zeigt das Verhältnis Δ zwischen den dynamischen und statischen Treibachdrücken bei verschiedenen Geschwindigkeiten V km/h, und zwar für

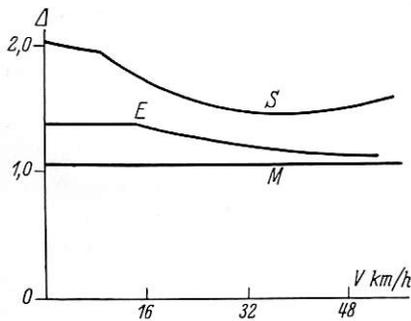


Abb. 3. Verhältnis Δ des dynamischen zum statischen Achsdruck bei verschiedenen Lokomotivantrieben.

$S = E$ - Güterzuglokomotive, Heißdampfzwilling der USSR,

$E = 1 E 1$ - dieselelektrische Lokomotive mit Tatzenlagerelektromotoren an den Treibachsen,

$M = 2 E 1$ - dieselmechanische Lokomotive mit Zahnradstufengetriebe.

Auf Grund der günstigen Gleisbeanspruchung durch die M-Lokomotive

kann diese bei einem Treibachdruck von 17,6 t auf Gleisen mit 29,8 kg/m Schienengewicht und 1400 Schwellenkilometer anstandslos verkehren, hingegen erfordert die S-Heißdampflokomotive mit einem Treibachdruck von nur 16,3 t ein Schienengewicht von mindestens 34,2 kg/m. Dies ist das Ergebnis eines fünfjährigen Betriebes. Die wirtschaftliche Auswirkung dieser möglichen Gleisschonung ist bei dem heutigen Stand der Gleisforschung nicht leicht zu beurteilen. Wissenschaftliche Versuche beschäftigten sich zumeist mit der elastischen Verformung der Gleisanlage, während für die Gleisunterhaltung die plastischen oder Dauerverformungen mindestens ebenso wichtig erscheinen. Die Gleisverformung bildet sich indessen praktisch aus den Einwirkungen von Lokomotive und Fahrzeugen zusammen heraus. Nach russischen Untersuchungen ergibt sich, daß bei ebenen Strecken etwa $\frac{1}{4}$ der gesamten Streckenunterhaltungskosten auf Rechnung der Dampflokomotive zu buchen ist. Auf Steigungstrecken wird der Anteil des Lokomotivgewichtes am gesamten Zuggewicht erheblich größer, er kann statt mit $\frac{1}{4}$ zu $\frac{1}{2}$ angesetzt werden. Die verhältnismäßig höheren Unterhaltungskosten der Bergstrecken sind aus diesem Grunde erklärlich.

Lokomotivtilgung.

Die Anschaffungskosten c_k einer dieselelektrischen Lokomotive sind zur Zeit etwa 2,5mal höher als die einer gleichwertigen Dampflokomotive. Die Ursachen liegen erstens darin,

daß die Diesellokomotive heute noch immer in Entwurf und Bau als Einzelstück gewertet wird, während die Dampflokomotive mehr oder weniger ein Massenerzeugnis geworden ist. Zweitens bedarf es noch einiger Vereinfachungen des elektrischen Teils, der vielfach noch immer mit entbehrlichen Schalt- und Regeleinrichtungen versehen ist und oft zu reichliche elektrische Maschinengrößen zeigt.

Die laufenden jährlichen Tilgungsausgaben $= h_a$ hängen mit der jährlichen Betriebsstundenzahl j_k , dem Tilgungssatz ν_0 % während der Lebensdauer der Lokomotiven, bzw. dem

Jahrestilgungssatz $\nu = \frac{1}{n} + \nu_0$ zusammen nach der Formel:

$$h_a = \left(\frac{1}{n} + \nu_0 \right) \cdot c_k.$$

Die jährliche Betriebszeit einer dieselelektrischen Lokomotive $= j_k$ beträgt in Amerika im Verschiebedienst etwa 7000 h, in der Sowjet-Union im Güterzugdienst etwa 5000 h, während für die entsprechenden Betriebszeiten bei Dampflokomotiven 4000 bzw. 3300 h festgestellt wurden. Somit macht eine dieselelektrische Lokomotive, hauptsächlich wegen des Fortfalls der Zeitverluste durch Wasserholen, Kesselauswaschen und Anheizen, eine etwa 1,75 bis 1,5mal längere tatsächliche Dienstzeit im Jahre. Die Lebensdauer n kann wider Erwarten nach den russischen Beobachtungen für beide Betriebsformen gleich gesetzt werden, so daß auch der Jahrestilgungssatz ν gleich angenommen werden kann.

Lokomotivunterhaltung.

Nach den langjährigen russischen Erfahrungen zu urteilen, kann gesagt werden, daß die Unterhaltungskosten einer dieselelektrischen Lokomotive bei einer Werkstattmannschaft, die mit der Behandlung einer derartigen Lokomotive ebenso vertraut ist, wie dies die Mannschaft einer Dampflokomotivenwerkstatt mit ihren Maschinen ist, etwa die gleichen Sätze gelten, falls die Wasserverhältnisse bzw. die Kesselbeanspruchung durch Unreinlichkeiten, chemische und elektrolitische Einflüsse, thermische Beeinflussungen und dergl. als gut zu bezeichnen sind, wie etwa in Nordrußland oder in Schottland. Für Bahnen mit schlechten Wasserverhältnissen, wie in Russisch-Turkestan, ergeben sich bei dieselelektrischem Betrieb Ersparnisse bis zu 45%, bei dieselmechanischem Betrieb sogar bis zu 50%. Die Kesselausbesserungskosten stellten sich im übrigen in Rußland um 10% geringer, wenn Öl an Stelle von Steinkohle verfeuert wurde.

Gehälter der Lokomotivbesatzung.

Eine einmännige Besatzung ist bei Diesellokomotiven an sich angängig, immerhin empfiehlt es sich, auch hier die zweimännige Besatzung beizubehalten. Auf Strecken mit dichtem Verkehr, auf denen der Fahrplan sorgfältig eingehalten werden muß, ist der dauernde Aufenthalt eines zweiten geschulten Mannes sehr erwünscht, falls z. B. während der Fahrt Störungen an den Motorventilen zu beseitigen sind, Störungen, die höchstens 10 Minuten Arbeit erfordern, bei einmänniger Besatzung aber ein Anhalten des Zuges erforderlich werden lassen. So ist dieser Posten etwa in gleicher Höhe wie bei Dampflokomotiven anzusetzen, abgesehen von Bahnstrecken untergeordneter Bedeutung oder in Kolonialgebieten.

Vergleich zwischen Dampf- und Dieselbetrieb bei bestehenden Bahnanlagen.

Als praktisches Beispiel der Anwendung vorstehender Betrachtungen auf gegebene Objekte sollen nunmehr drei Bahnanlagen wirtschaftlich untersucht werden:

a) Die Moskau—Kursk-Strecke, auf der in den Jahren 1926 bis 1930 Diesellokomotiven zusammen mit E-Dampflokomotiven den Dienst erledigten.

b) Eine durchschnittliche Fernbahn in Groß-Britannien.

c) Eine Bahnanlage für Zentralasien, die mehr oder weniger ähnliche Verhältnisse wie viele Überlandbahnen in Afrika und Australien aufweist.

Für diese Bahnen sollen Schaubilder für e_q'' , nach Art von Abb. 2 entworfen werden. Hierfür ist es wertvoll, zwecks Bestimmung der Summenwerte d = Summe der Ausgaben, bezogen auf 1000 Brutto-tkm und h = Summe der Ausgaben, bezogen auf eine Million Zugstunden, diese Werte in einzelne Teilwerte zu zerlegen:

$$d = d_w + d_l + d_p + d_r + d_m$$

und

$$h = h_a + h_b + h_c.$$

Hierin bedeuten die Indizes: w = Ausgaben für Wasser, l = desgl. für Schmierstoffe, p = für die Gleisanlage, r für

einem Anschaffungspreisverhältnis zwischen den drei Lokomotiven von 1:2,5:2, und dem Verhältnis zwischen den jährlichen Betriebsstundenziffern j_k von Diesel: Dampf = 1,5/1.

Für die Anlage b wurden für die Kesselausbesserungskosten etwa $\frac{1}{4}$ der gesamten Lokomotivausbesserungskosten eingesetzt, was nach russischen Erfahrungen bei guten Wasser-Verhältnissen zutreffen dürfte. Unter dieser Voraussetzung wurde für e_q'' ein Wert = 4900 *R.M.* eingesetzt, der nach der oben angegebenen Formel auf Grund britischer Betriebsziffern für ein durchschnittliches Zuggewicht von 350 t, einschließlich Lokomotive, und einer durchschnittlichen Reisegeschwindigkeit von 24 km/h, die gesamten Werte von d und h errechnen läßt, falls die gleichen Verhältnisse wie bei Anlage a vorausgesetzt werden.

Für die Anlage c wurden für d und h Betriebswerte der Taschkenter Bahn benutzt, aber eine nur einmännige Lokomotivbesetzung angenommen.

Für d_p wurde bei a und b angenommen, daß die Gleisunterhaltungskosten, die auf Rechnung der Lokomotive zu setzen sind, $\frac{1}{4}$ der gesamten Gleisunterhaltungskosten ausmachen; für c hingegen, wo bergiges Gelände angenommen wurde, ist d_p mit dem Anteil $\frac{1}{2}$ berechnet.

Die zur Berechnung von e_o erforderlichen Werte sind in Zusammenstellung 5 zusammengestellt: (Q in m/t, V_c in km/h).

Es kann somit die Zusammenstellung 6 aufgestellt werden.

Es bleibt dann zwecks Be-

stimmung des Faktors $g = \frac{r}{\eta}$ noch übrig, Zusammenstellung 7 auszurechnen, worauf an die Aufzeichnung der Wirtschaftsdiagramme (Abb. 4 bis 6), gegangen werden kann.

Zusammenstellung 4.

Beträge in Reichsmark, auf 1000 tkm für d ,

bzw. „ 1 000 000 Zugstunden für h .

Anlage	I (Steinkohle)			II			III		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
d_w	36,7	85,7	367,0	—	—	—	—	—	—
d_l	24,5	24,5	24,5	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0	98,0
d_m	85,7	73,5	85,7	61,2	49,0	85,7	61,2	49,0	85,7
d_p	687,0	282,0	857,0	650,0	269,0	822,0	612,0	245,0	772,3
d_r	208,1	662,3	244,8	269,8	857,0	318,3	244,8	772,0	282,0
d	1042,—	1128,—	1579,—	1079,—	1273,—	1324,—	1016,—	1164,—	1238,—
h_a	5400,—	6100,—	5740,—	7200,—	8100,—	7700,—	5700,—	6500,—	6120,—
h_b	2080,—	1900,—	3200,—	—	—	—	—	—	—
h_c	6600,—	15000,—	8400,—	8000,—	18200,—	7200,—	8000,—	18200,—	7200,—
h	14080,—	23000,—	17340,—	15200,—	26300,—	14900,—	13700,—	24700,—	13320,—

Lokomotivunterhaltung, ausschließlich Kesselausbesserung, m für Verschiedenes. a = Ausgaben für die Tilgung, b für Kesselausbesserungen, c für Personal.

Zusammenstellung 4 bietet diese Aufstellung für die drei Lokomotivarten:

I = E-Dampflokomotive für Güterzüge der USSR,

II = 1200 PS dieselelektrische Lokomotive der USSR,

III = 1200 PS dieselmechanische Lokomotive der USSR.

Zur Zusammenstellung 4 ist zu bemerken, daß die Ziffern für Anlage a aus Betriebsstatistiken entnommen wurden. Es wurden jedoch bei d_r die Löhne für die Werkstattshelfer und Ausbildungsmannschaften abgezogen, hingegen wurde bei h_c durchgängig eine doppelte Lokomotivbesetzung angenommen. Technische Einzelheiten über die drei Lokomotiven sind enthalten in: „Lomonossoff, Diesellokomotiven“ (Berlin 1929, VDI-Verlag).

Die Ziffern für h_a entsprechen der Formel $h_a = \frac{v \cdot c_k}{j_k}$, mit

Zusammenstellung 5.

Lokomotiv-Art	a		b		c	
	Q	V_c	Q	V_c	Q	V_c
Dampf	1000	13,4	350	24,0	1200	10,0
Diesel elektr. .	1000	17,0	350	24,0	1200	14,0
Diesel mechan.	1000	17,0	350	24,0	1200	14,0

Die Diagramme Abb. 4 bis 6 gelten für ein Anschaffungspreisverhältnis zwischen Dampf-, dieselelektrischem und dieselmechanischen Lokomotiven von 1:2,5:2, können also wahrscheinlich größere Gewinnflächen bieten, falls die heutige Preisspanne zwischen Dampf- und Diesellokomotive herab-

Zusammenstellung 6.

Beträge in Reichsmark auf 1000 Brutto-tkm.

Kosten	Dampf						Diselelektrisch			Dieselmechanisch		
	Kohlengefeuert			Ölgefeuert			a	b	c	a	b	c
	a	b	c	a	b	c						
h	14080,—	23000,—	17340,—	13870,—	22800,—	17010,—	15200,—	26300,—	14900,—	13700,—	24700,—	13320,—
$h/Q \cdot V_c$	1050,—	2740,—	1445,—	1034,—	2710,—	1416,—	893,—	3130,—	886,—	806,—	2940,—	792,—
d	1042,—	1128,—	1579,—	1042,—	1128,—	1579,—	1079,—	1273,—	1324,—	1016,—	1164,—	1268,—
e_o	2092,—	3868,—	3024,—	2076,—	3838,—	2995,—	1972,—	4403,—	2210,—	1822,—	4104,—	2060,—

Zusammenstellung 7.
Berechnung von g für bestimmte Anlagen, in kg/1000 Brutto-tkm.

	Dampf						Diselelektrisch			Dieselmechanisch		
	Kohlefeuert			Ölfeuert			a	b	c	a	b	c
	a	b	c	a	b	c						
w kg/t	3,8	4	5	3,8	4	5	3,8	4	5	3,8	4	5
$1 + \delta$	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
0,001 · K	6,95	6,95	6,95	10	10	10	10	10	10	10	10	10
r	1,8	1,9	2,4	1,25	1,32	1,65	1,07	1,13	1,41	1,07	1,13	1,41
η	0,075	0,08	0,07	0,08	0,085	0,075	0,25	0,25	0,25	0,27	0,26	0,28
$g = \frac{r}{\eta}$	24	24	34	16	15,5	22	4,3	4,5	5,65	4,0	4,3	5,0

gemindert wird. Abb. 4 zeigt, daß bei dem gegenwärtigen Ölpreise von 60 $\mathcal{R}M/t$ in Moskau etwa 10 bis 16% bei Dieselbetrieb eingespart werden können. Abb. 5 beweist, daß für britische Verhältnisse der Dieselbetrieb wenig aussichtsreich erscheint, hingegen zeigt Abb. 6, daß die Diesellokomotive

Für die Herabsetzung des Gewichts der elektrischen Ausrüstung schlägt Lomonosoff die Einführung der altbekannten teilweisen Übertragung durch elektrische Anfahr- und Kupplungsorgane vor, die die Gewichte von Stromerzeuger und Triebmotoren auf 10% der jetzigen Werte herabzusetzen gestatten

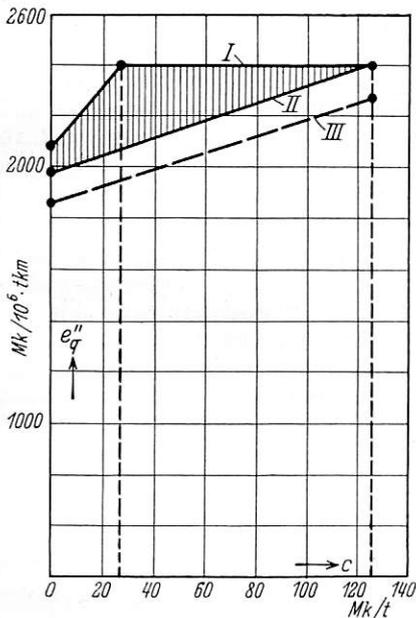


Abb. 4.

Wirtschaftsdiagramm für Anlage a).

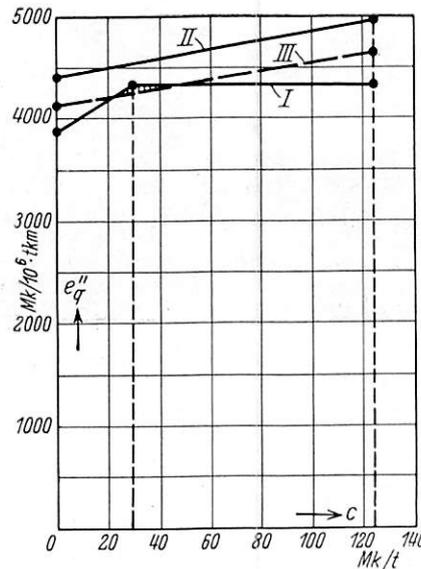


Abb. 5.

Wirtschaftsdiagramm für Anlage b).

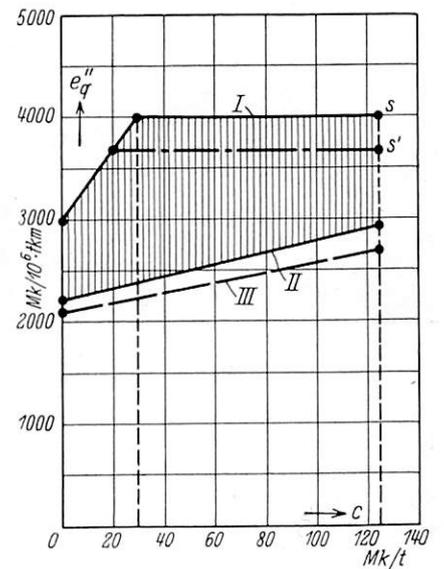


Abb. 6.

Wirtschaftsdiagramm für Anlage c).

sich hervorragend für Steppen- und Wüstenbahnen Außer-Europas eignet. Die Grenzlinie S der Dampflokotivkurve gilt bei einem Kohlenpreis von etwa 30 $\mathcal{R}M/t$ ab Bunker. Die Ersparnis ist etwa 40%. Die Linie S' bezieht sich auf einen Kohlenpreis von 20 $\mathcal{R}M/t$, wobei sich noch immer etwa 35% Ersparnisse ergeben.

Dampf- und Dieselbetrieb bei neu anzulegenden Bahnen.

Bei neu anzulegenden Bahnen kommt für weitere Ersparnisse durch den Dieselbetrieb in Betracht:

daß der Wasserbedarf bei Dieselbetrieb mit Rückkühlern auf der Lokomotive praktisch fortfällt, die Abwesenheit der Lokomotivkessel und damit der Fortfall die Rostentschlackung nach etwa 130 bis 200 km Fahrt nicht notwendig ist und die Gleise durch die Diesellokomotive weniger beansprucht werden.

Technische Ausführung der Diesellokomotiven.

Über die technische Entwicklungsstufe der Diesellokomotive ist der deutsche Techniker hinreichend unterrichtet.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXII. Band. 12. Heft 1935.

würden. Die Kolbengeschwindigkeit sollte bei Bahnfahrzeugen höchstens 6 m/sec werden. Mit Rücksicht auf eine annehmbare Zylinderzahl sollten die Drehzahlen nicht zu hoch gewählt werden. Mit $n = 500$ bis 700 kommt man gut aus. Viertakt einfachwirkende Motoren mit sechs oder zwölf Zylindern, ebenso späterhin doppelwirkende Zweitaktmotoren mit sieben Zylindern, sind mit Rücksicht auf die störenden Schwingungen des Lokomotivgestells am günstigsten.

Die neuerdings vielfach hervorgehobene Einfachheit von Motoren mit höchstens 100 bis 150 PS-Zylinderleistung und ungekühltem Kolben erscheint nicht so belangreich, da nach russischen Erfahrungen mit ölgekühlten Kolben keinerlei betriebliche Schwierigkeiten entstehen.

Bedeutungsvoll bleibt das Problem der unmittelbar angetriebenen Diesellokomotive mit Motoren, die eigens für den Bahnbetrieb als organische Teile der ganzen Lokomotive entwickelt wurden. Versuche mit derartigen neuen Konstruktionen, wie sie mehrfach vorliegen, sollten bei enger Zusammenarbeit von Eisenbahnfachmann und Dieselkonstrukteur mehr als bisher unternommen werden.

Neue Lokomotiven der Tschechoslowakischen Staatsbahnen.

Von Regierungsbaumeister **E. Wohllebe** VDI, Ilmenau.

Die Tschechoslowakischen Staatsbahnen (CSD.) haben als Nachfolgerin eines Teiles der ehemaligen Österreichischen Staatsbahnen und einer Anzahl von Privatbahnen, sowie infolge der oft ungünstigen Grenzen, ein verkehrstechnisch recht schwieriges Eisenbahnnetz übernommen. Das gilt nicht nur für die Streckenführung, den Zustand dieser Strecken, sondern auch besonders für den Fahrpark. Die Unzahl der vorhandenen Lokomotiv- und Wagenbauarten, die nicht nur zum großen Teil veraltet, sondern auch vollkommen heruntergewirtschaftet waren, bilden selbst heute noch ein schweres Verkehrshindernis. Dazu kam, daß die Verwaltungen der Gebiete abtretenden Staaten ihre Lokomotiven nach Möglichkeit ins eigene Land beförderten. So zwang besonders der in der Slowakei auftretende Lokomotivmangel zum beschleunigten Ankauf ausländischer, in die vorhandenen und für einen Nachbau in Frage kommenden Lokomotivreihen nicht passender Lokomotiven. Eine weitere Erschwernis bildete, neben den

notwendig, eine stärkere und neuere Lokomotive zu beschaffen. Es kamen hier 1 D 1-Tenderlokomotiven (Reihe 4230) in Dienst, von denen wegen ihrer allseitigen guten Verwendungsmöglichkeit bisher über 100 Stück eingestellt wurden.

Im Schnellzugverkehr genügten die vorhandenen älteren und auch die neueren 1 C 1-Lokomotiven nicht immer, so daß die Staatsbahnen in den Jahren 1927 und 1928 einige 2 C 1-Lokomotiven, teils mit Zwillings- (Reihe 3860), teils mit Drillingstriebwerk (Reihe 3870) in Bau gaben. Das Anwachsen des inländischen und Durchgangverkehrs in den Jahren 1929/30 gab schließlich Veranlassung, zur vierfach gekuppelten Schnellzuglokomotive überzugehen (1 D 2, Reihe 4861, und 2 D 1, Reihe 4860). Auch für die Strecken mit geringerem Achsdruck wurde die Indienstellung einer leistungsfähigeren Personenzug-Tenderlokomotive (Reihe 4640) notwendig. Nähere Angaben über diese letzten Lokomotiven der CSD. folgen nachstehend.

1 E 1-Tenderlokomotive der Reihe 5241.

Als Vorbild für den Bau dieser Lokomotive diente die von der Buschtehrader Eisenbahn-Gesellschaft im Jahre 1918 beschaffte 1 E 1-Tenderlokomotive (Gattung Va). Sie war ursprünglich als Naßdampflokomotive gebaut und für den schweren Zugdienst auf der Steilstrecke Komotau—Weipert (im Erzgebirge) eingesetzt. Die außerordentlich gute Bewährung dieser von der Ceskomoravska-Kolben-Danek entworfenen und gebauten Lokomotive führte zu einer Nachbestellung von fünf Stück, die nunmehr mit dem normalen Rauchrohrüberhitzer Bauart Schmidt ausgerüstet wurden, den man nachträglich auch bei der ersten Lokomotive einbaute. Nach Übernahme der Privatbahn durch die CSD. wurde die 1 E 1-Tenderlokomotive mit kleinen Änderungen in großer Stückzahl nachgebaut. Sie erhielt unter anderem den Kleinrohr-Überhitzer von Schmidt, etwas vergrößerte Wasser- und Kohlenvorräte und einen normalen Prüßmann-Schornstein.

Angetrieben wird die dritte Kuppelachse, die fest im Rahmen gelagert ist und nur 10 mm Spurkranzschwächung hat. Die beiden Laufachsen sind Adamsachsen mit einem Seitenausschlag von vorn ± 65 mm und hinten ± 75 mm. Der Dampfkessel liegt mit Mitte 2800 mm über Schienenoberkante und besteht aus zwei Schüssen. Der mittlere Kesseldurchmesser beträgt 1566 mm. Der Kleinrohrüberhitzer, dessen Heizfläche 68,83 m² mißt, besitzt in der Rauchkammer zwei voneinander getrennte Sammelkästen. Auf dem Naßdampfsammelkasten sitzt das Luftaugeventil. Diese von der Deutschen Reichsbahn wieder verlassene Anordnung (sie ist nur bei den 1 D 1-Personenzuglokomotiven der Reihe 39 zu finden) ist allen neuen Lokomotiven der CSD. gemeinsam. Eine weitere äußere Eigentümlichkeit zeigt die Verschalung des Kessels, die mit Hochglanz-Verschaltungsblech ausgeführt ist. Gewiß ist diese Bekleidung teurer, aber ihre Unterhaltung ist einfach, und die Lokomotiven behalten bei einigermaßen guter Pflege jahrelang ein überraschend gutes Aussehen. Rahmen, Dampfmaschine, Bremse, Ausrüstung zeigen im allgemeinen keine außergewöhnlichen Ausführungsformen, wenn sie auch in mancher Hinsicht von den deutschen abweichen.

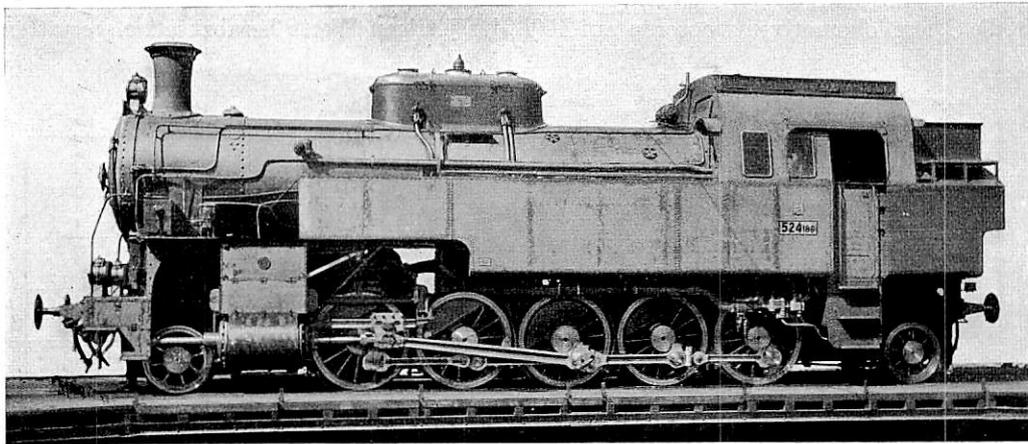


Abb. 1. 1 E 1 (h 2)-Tenderlokomotive (Reihe 5241) der CSD.

jahrelangen Verhandlungen zwischen Österreich und seinen Nachfolgestaaten über die Fahrzeugabgabe bzw. -austausch, die ungünstige finanzielle Lage der Tschechoslowakischen Staatsbahnen, die nur einen allmählichen Wiederaufbau zuließ.

Während in Deutschland sofort nach Kriegsende die Beschaffung neuer Lokomotiven in beachtlichem Umfang einsetzte, konnten die CSD. erst 1921 als dringend gebrauchten Ersatz zunächst 20 Stück 1 C 1-Schnellzuglokomotiven (Reihe 3650) nach Entwürfen der Ceskomoravska-Kolben-Danek (ehemals 1. Böhmisches-Mährische Maschinenfabrik) in Auftrag geben. Diese Lokomotiven bewährten sich trotz ihres einfachen Aufbaues so gut, daß die Verwaltung 20 Stück nachbestellte. Für den Personenverkehr wurden zunächst die früheren österreichischen 2 C 1-Tenderlokomotiven (Reihe 629) in etwas geänderter Form als Reihe 3540 nachgebaut. Auf der Strecke Kaschau-Oderberg folgten im Jahre 1924 zur Beförderung schwerer Personenzüge zehn Stück 1 D-Lokomotiven (Reihe 4451), die schon in vielen Bauteilen mit der Reihe 3650 übereinstimmen.

Da für viele kürzere, aber starken Personenverkehr aufweisende Strecken Tenderlokomotiven betrieblich geeigneter sind, haben die CSD. im Jahre 1928 erstmalig 1 D 2-Tenderlokomotiven (Reihe 4460) beschafft, die dieselben Aufgaben zu erfüllen haben, wie die 1 D-Lokomotiven der Reihe 4451. Für den Güterverkehr sind neben schweren 1 E-Lokomotiven (Reihe 5340), E-Tenderlokomotiven (Reihe 5140) und die nachfolgend beschriebenen 1 E 1-Tenderlokomotiven (Reihe 5241) gebaut worden. Auch für die Nebenbahnen war es

Bei einer Lokomotive dieser Baureihe ist die neueste Bauform der Lentzventilsteuerung in Anwendung gekommen. Diese Lokomotive (Abb. 1) hat ferner eine vergrößerte Überhitzerheizfläche erhalten. Durch diese Maßnahme ist das Kesselgewicht etwas größer geworden, doch beträgt das Gesamtgewicht infolge Einsparungen an anderer Stelle auch nicht mehr, als bei der früheren Lieferung. Beachtlich ist, daß die Lokomotiven der Reihe 5241 alle mit der Doppelverbundluftpumpe, Bauart Nielebock-Knorr, ausgerüstet sind, da ja bekanntlich die CSD. zur Einführung der Kunze-Knorr-Bremse sowohl bei den Güter-, als auch bei den Personenzügen übergegangen sind. Die Umstellung ist allerdings z. Z. noch nicht beendet.

Die 1 E 1-Lokomotiven befördern nicht nur Güterzüge, sondern fahren auch in Nordböhmen z. B. auf der Strecke Böhmisches-Leipa—Reichenberg i. Böh. (63 km, mit abwechselnden Steigungen und Gefällen bis zu 25 v. T.) Personen- und teilweise sogar Schnellzüge.*

2 D 2-Tenderlokomotive der Reihe 4640.

Da ein großer Teil der tschechischen Bahnen nur einen Achsdruck von 14 t zuläßt, und mit einem beschleunigten Umbau auf 16 t aus finanziellen Gründen nicht zu rechnen ist, konnte die bewährte, 1928 erstmalig gebaute 1 D 2-Tenderlokomotive der Reihe 4460 auf verschiedenen Schnellzugstrecken nicht verwendet werden. Für solche steigungsreichen Strecken ließ die CSD. 2 D 2-Tenderlokomotiven bauen, die nur 14 t Achsdruck haben, im übrigen aber ungefähr dasselbe Leistungsprogramm wie die Reihe 4460 erfüllen sollen. Für die neue Lokomotive (Abb. 2) konnten sehr viele Teile, wie Kessel, Dampfmaschine, gesamte Ausrüstung usw., vom Vorbild entnommen werden. Lediglich der Rahmen und die Laufachsen, die in zwei Drehgestellen untergebracht sind, sowie die Verteilung der Vorräte weichen von der 1 D 2-Lokomotive ab. Alle vier Kuppelachsen sind im Gegensatz zur Reihe 4460 im Rahmen fest gelagert, die beiden inneren haben je 15 mm Spurkranzschwächung; die Drehgestelle sind um ± 65 mm seitlich verschiebbar, so daß Krümmungen mit einem Halbmesser bis zu 130 m herab gut durchfahren werden können. Die durch diese Maßnahme erreichte, große geführte Länge gewährleistet einen ruhigen Gang. Bei der technisch-polizeilichen Abnahmefahrt konnten 115 km/h gefahren werden ($n = 387$ Umdr./Min.!), doch ist die betriebliche Höchstgeschwindigkeit auf 90 km/h beschränkt.

Der Kessel wird, wie übrigens bei allen neueren Lokomotiven der CSD. durch einen nichtsaugenden Friedmann-Injektor Klasse Bz Nr. 10 und durch einen Friedmannschen Abdampfinjektor gespeist. Zwei Sicherheitsventile der Bauart Pop-Coale begrenzen den Kesseldruck auf 13 atü. Der vordere Teil des Rostes ist als Kipprost ausgebildet. Der untere Teil der Rauchkammer-Rohrwand ist zur Schonung mit einem in der Gasflamme aufgebrauchten Kupferüberzug versehen. Der gesamte Kessel und die beiden Dampfzylinder sind mit Glaswolle gegen Wärmeabgabe geschützt. Als Steuerung kam die normale Heusinger-Steuerung zur Ausführung. An jeder Schieberstange ist ein durch Handzug betätigter Druckausgleich angeordnet.

Die Schmierung der Kolben und Schieber übernimmt eine Schmierpresse Bauart Friedmann, Klasse LD mit acht Auslässen und zwei Ölzerstäubern. Die Kolbenstangen-Stopfbüchsen sind direkt von der Schmierpresse geschmiert. Eine zweite derartige Presse mit sieben doppelten Ausläufen versorgt die Achslager. Beide Pressen stehen auf dem Umlaufblech auf der rechten Lokomotivseite hinter dem Dampf-

zylinder und werden durch eine verstellbare Hebelübersetzung von der rechten Kulisse angetrieben. Die Kulissen sind in Nadellagern aufgehängt und mit Staufferschmierbüchsen versehen. Der Wasservorrat von 12 m³ ist in vier Wasserkästen untergebracht, die miteinander in Verbindung stehen. Die zwei seitlichen Kästen reichen rückwärts nur bis zum Stehkessel, so daß die Stehbolzen frei bleiben. Der Kohlenbunker ist zwischen den beiden hinteren Führerhausfenstern bis auf 3832 mm Höhe emporgezogen.

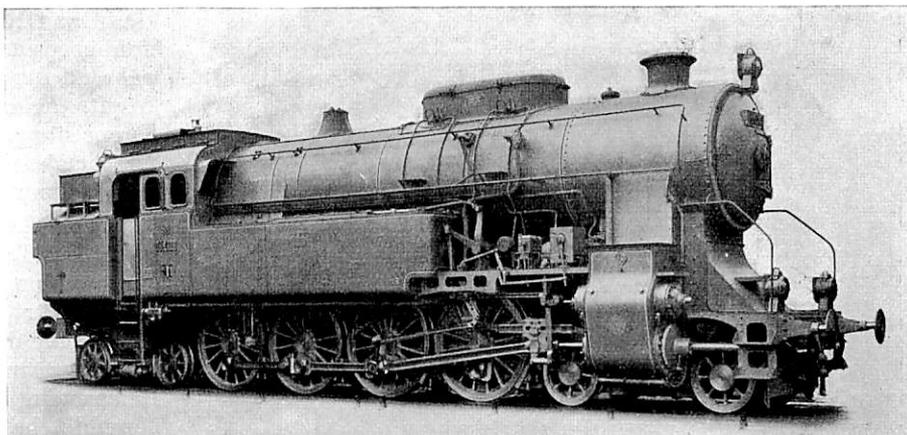


Abb. 2. 2 D 2 (h 2)-Tenderlokomotive (Reihe 4640) der CSD.

Als Sonderausrüstung sind noch zu nennen der aufschreibende Geschwindigkeitsmesser Bauart Hausshälter und die elektrische Beleuchtung, für die der Strom von einer Turbo-Dynamo (Bauart der Ceskomoravska-Kolben-Danek) geliefert wird. Neben den üblichen Signal- und Armaturenlampen sind auch Triebwerkslampen eingebaut worden. Die drei bisher gelieferten Lokomotiven dieser Reihe stehen im schweren Schnellzugdienst auf der 190 km langen Strecke Prag—Komotau—Karlsbad.

1 D 2-Schnellzuglokomotive der Reihe 4861.

Da mit den vorhandenen dreifach gekuppelten Schnellzuglokomotiven die Beförderung der oft schweren Durchgangsschnellzüge, besonders im Hinblick auf die Notwendigkeit einer

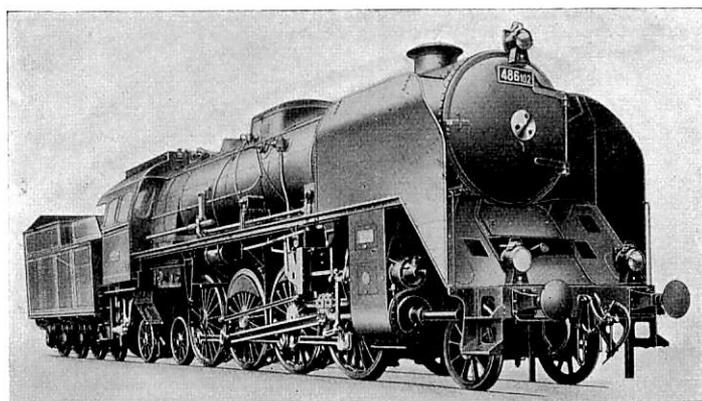


Abb. 3. 1 D 2 (h 3)-Schnellzuglokomotive (Reihe 4861) der CSD.

Fahrzeitverkürzung, nicht mehr gut durchzuführen ist, hatten sich die CSD. zur Einstellung von 2 D 1 bzw. 1 D 2-Lokomotiven (Abb. 3) entschlossen. Die Erfüllung des verlangten Beförderungsprogramms, nämlich 500 t mit 110 km/h Geschwindigkeit in der Ebene und mit 35 km/h auf einer Steigung von 15 v. T. (1:67), verlangt schon eine beachtliche Kessel- und Maschinenleistung. Als weitere Bedingung war für die Reihe 4861 ferner die spätere Möglichkeit einer Achsdruckerhöhung von 16 auf 17,5 t und einer Kesseldruckerhöhung

von 14 auf 16 atü verlangt worden. Da man die bei der Deutschen Reichsbahn mit Erfolg angewandte außergewöhnlich große Rohrlänge von 6800 mm nicht ausführte, und die Notwendigkeit einer Rostfläche von 5 m² mit einem demzufolge schweren Stehkessel wegen der zur Verbrennung verfügbaren Kohle nicht zu umgehen war, blieb nur der Einbau von zwei rückwärtigen und einer vorderen Laufachse nach dem Vorbild der österreichischen Reihe 114 bzw. 214 als

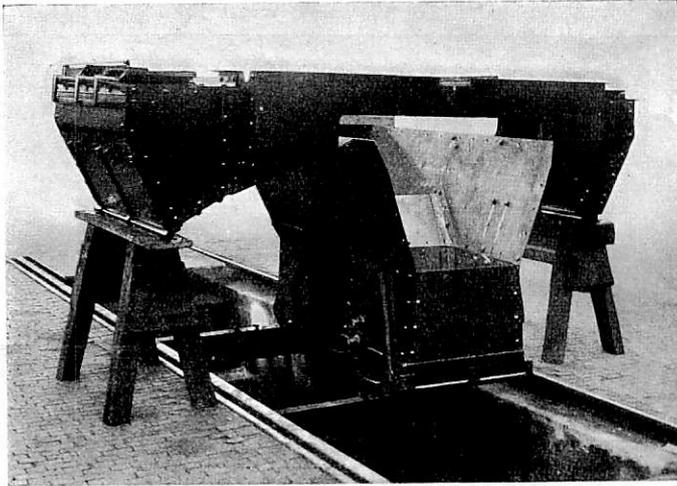


Abb. 4. Aschkasten der 1D 2 (h 3) -Schnellzuglokomotive (Reihe 4861) der CSD.

Lösungsmöglichkeit übrig. Selbstverständlich ist die führende Laufachse mit der ersten Kuppelachse zu einem Drehgestell der Bauart Krauss-Helmholtz verbunden.

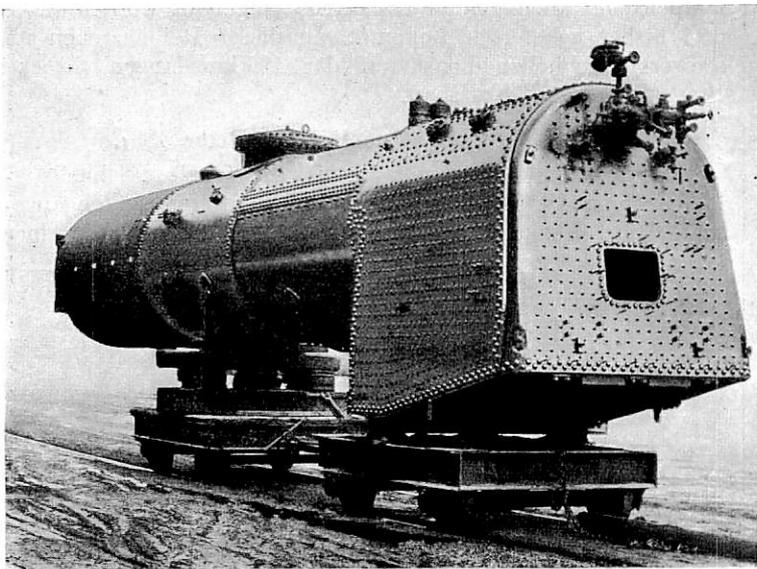


Abb. 5. Kessel der 1D 2 (h 3) -Schnellzuglokomotive (Reihe 4861) der CSD.

Die gewählte Achsanordnung bietet die Möglichkeit einer einfachen Gestaltung des Stehkessels, der eine senkrechte Vorderwand erhalten kann. Der Aschkasten muß allerdings wegen des rückwärtigen Drehgestells dreiteilig ausgeführt werden (Abb. 4). Er ist übrigens nicht, wie üblich, am Fußbodenring des Kessels, sondern im Lokomotivrahmen befestigt. Die vordere Stirnwand des Aschkastens ist im rückwärtigen Teil des Rahmens ausgebildet, dessen Aussparungen zugleich als Luftöffnungen dienen und mit Klappen versehen sind. Der Kessel (Abb. 5) besteht aus zwei vernieteten Schüssen, von denen der vordere einen niedrigen Dampfdom trägt. Der

Regler ist ein amerikanischer Vielfachregler mit außerhalb des Kessels geführten Handzug.

Um den bei einer Drillingslokomotive nötigen guten Zugang zum inneren Triebwerk zu ermöglichen, ist der Rahmen als Barrenrahmen ausgeführt und durch eine Anzahl gegossener Querverbindungen versteift. Die gewalzten Rahmenwangen reichen von der Vorderbrust bis hinter die Achslager der vierten Kuppelachse. Der rückwärtige Teil des Rahmens mit Querbalken für den Drehzapfen und seitlichen Stützen des rückwärtigen Drehgestells, sowie Gleitlager für den Stehkessel und Kasten für das Hauptzugeisen, ist aus Vanadiumstahl gegossen. Die äußeren Dampfzylinder liegen waagrecht, während der innere 1:6,66 geneigt, und da er die dritte gekrüpfte Achse antreibt, nach vorn versetzt ist. Treib- und Kuppelstangen wurden aus Sonderstahl hergestellt und entsprechend leicht ausgeführt. Die äußere Treibstange wiegt bei 3700 mm Länge nur 280 kg.

Jeder Zylinder hat eine vollständige Heusinger-Steuerung. Im linken Treibrad ist eine doppelte Gegenkurbel eingepreßt, mit zwei um 120° versetzten Zapfen; der äußere treibt die Kulissee für den Innenzylinder an, der innere gehört der Kulissee für den linken Dampfzylinder. Bekanntlich ist dieser Steuerungsantrieb für den mittleren Zylinder, den die Deutsche Reichsbahn bei den 1D 1-Lokomotiven der Reihe 39 angewendet hat, von dieser wieder verlassen worden (Drillingslokomotiven der Reihe 44 und 85), da infolge verschiedener baulicher Gründe sowohl die Steuerungslager, als auch der Querträger der Steuerung sehr ungünstig beansprucht werden.

Zum leichten Durchfahren von Gleiskrümmungen hat der erste Laufradsatz einen beiderseitigen Ausschlag von 120 mm, der Drehzapfen des Krauss-Helmholtz'schen Drehgestells eine beiderseitige Verschiebung von 67 mm, die Kuppelachse des Drehgestells eine Verschiebung von 20 mm. Die zweite Treibachse hat 15 mm Spurkranzschwächung und der Drehzapfen des Schleppehdrehgestells vermag beiderseits um 72 mm auszuschielen.

Die Ausgleichhebel der Lokomotive sind so entworfen, daß durch Verschieben des Stützpunktes beim Ausgleichhebel zwischen erster und zweiter Achse und Anziehen bzw. Nachlassen der Tragfedern der übrigen Achsen das Gewicht von den Laufachsen auf die Treibachsen übertragen und so das Reibungsgewicht von $4 \cdot 16 t = 64 t$ auf $4 \cdot 17,5 = 70 t$ erhöht werden kann. Mit der Erhöhung der Reibung wird auch der Kesseldruck durch Einstellen des Sicherheitsventils von 14 atü auf 16 atü heraufgesetzt.

Die Bremsausrüstung mit Doppelverbundluftpumpe usw. ist die gleiche, wie bei den vorher beschriebenen Lokomotiven. Von der Reihe 4861 sind bisher drei Lokomotiven von der Ceskomoravska-Kolben-Danek geliefert worden. Sie fahren z. Z. schwere internationale D-Züge, und zwar eine auf der Strecke Prag—Budweis (—Linz) bzw. Prag—Weseli-Mezimosti—Böhm.-Wieland (—Wien), und zwei auf der Strecke Kaschau—Oderberg (351 km).

2D 1-Schnellzuglokomotive der Reihe 4860.

Neben dieser 1D 2-Lokomotive haben die Tschechoslowakischen Staatsbahnen neuerdings noch eine 2D 1(h 3)-Schnellzuglokomotive (Reihe 4860) in Dienst gestellt. Die Lokomotive stellt eine einfache Weiterbildung der schon länger laufenden, oben erwähnten 2C 1(h 3)-Lokomotive (Reihe 3870) vor, von der sie sich im wesentlichen nur durch die eingefügte vierte Kuppelachse unterscheidet. Auf die Durchbildung für höchste Geschwindigkeiten hat man beim Entwurf der Lokomotive bewußt verzichtet. Trotzdem dürfte sie für höhere Geschwindigkeiten besser geeignet sein, als die vorher beschriebene 1D 2-Lokomotive. Ihre Leistung wird etwa derjenigen der bekannten P 10-

Lokomotive der Deutschen Reichsbahn entsprechen. Die Textabb. 6 zeigt eine Bauartskizze der Lokomotive.

Der mit seinem Mittel 3225 mm über Schienenoberkante liegende Kessel hat einen breiten Rost mit einem Feuergewölbe, das auf vier Wasserrohren ruht. Der Langkessel besteht aus zwei Schüssen und enthält einen fünfzähligen Überhitzer mit 35 Schlangen. Die Naßdampf- und Heißdampfkammer des Dampfsammelkastens sind je für sich aus Stahl gegossen. Zum Ablassen des Schlammes sind drei Schlammfänger mit Friedmann-Schiebern vorgesehen; zwei davon sitzen am Langkessel, der dritte an der nach hinten abgekröpften Stehkesselvorderwand. Vorn ruht der Kessel fest auf dem als Sattel durchgebildeten Gußstück des Innenzylinders, hinten ist er mittels vier Stützen, die am Boden-

zweite Kuppelachse an. Bei dieser Anordnung mußte auch die erste Kuppelachse etwas abgekröpft werden, damit die innere Treibstange über sie hinweggreifen kann. Die drei Zylinder sind aus Stahl gegossen und haben gußeiserne Laufbüchsen. Die Heusinger-Steuerung ist für alle drei Zylinder besonders. Die Gegenkurbeln für die äußeren Zylinder sitzen in der üblichen Weise auf dem zweiten Kuppelradsatz; die Gegenkurbel für den Innenzylinder sitzt auch hier, ähnlich wie bei der deutschen P 10-Lokomotive, ebenfalls außen am linken Rad des dritten Kuppelradsatzes — Innen- und Außenschieber werden also von zwei verschiedenen Radsätzen aus bewegt —. Eine Zwischenwelle, die zwischen dem ersten und zweiten Kuppelradsatz hindurchgreift, überträgt die Bewegung nach innen. Sämtliche Stangen von Triebwerk und

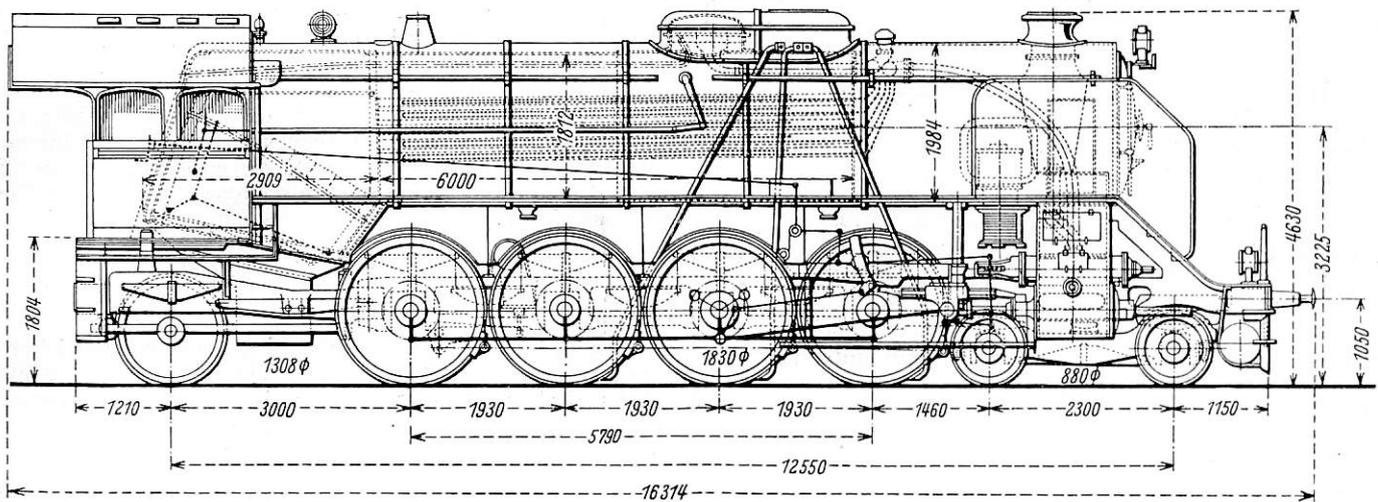


Abb. 6. 2 D 1 (h 3) - Schnellzuglokomotive (Reihe 4860) der CSD.

ring sitzen, verschiebbar gelagert. Außerdem sind zwischen Langkessel und Rahmen noch drei Pendelbleche vorgesehen.

Der Hauptrahmen ist als Barrenrahmen ausgebildet. Die 90 mm starken Wangen sind aus Vanadiumstahl gegossen. Der hintere Teil des Rahmens ist hinter der letzten Kuppelachse besonders angesetzt. Alle vier Kuppelachsen sind unverschiebbar im Rahmen gelagert, jedoch sind die Spurkränze des ersten und vierten Kuppelradsatzes um je 4,5 mm und die der beiden mittleren Kuppelradsätze um je 9,5 mm schwächer gedreht. Das vordere Drehgestell hat beiderseits 80 mm Ausschlag; den gleichen Ausschlag zeigt auch die Schlepplachse, die nach amerikanischem Vorbild als Bisselachse mit Außenlagern — als sogenanntes Delta-Gestell — ausgebildet ist. Die Lokomotive vermag mit dieser Achsanordnung noch Krümmungen mit einem Halbmesser von 150 m zu durchfahren. Die Lager der gekuppelten Achsen sind dreiteilig, wobei die zwei seitlichen Teile nachstellbar sind. Die Rotguß-Lagerschalen sind mit Weißmetall ausgegossen. Die Tragfedern sämtlicher Kuppelachsen und der Schlepplachse liegen über den Achslagern und sind unter sich durchweg ausgeglichen. Das Drehgestell ist mittels zweier langer Blattfedern und vier Wickelfedern abgedeckt.

Auch bei dieser Lokomotive kann das Reibungsgewicht durch einfaches Verlagern der Hebelstützpunkte während der Fahrt von 63,9 auf 70 t vergrößert werden.

Die beiden äußeren Zylinder sind unter sich gleich und liegen waagrecht, der innere Zylinder ist unter 1:10 geneigt. Sämtliche Zylinder treiben die

Steuerung sind der Gewichtersparnis halber aus hochwertigem Stahl gefertigt. Die Stopfbüchsen sind aus Gußeisen nach Patent Huhn.

Die Lokomotive besitzt Druckluftbremse, Bauart Westing-

Hauptabmessungen:

	5241	5241 ¹⁾	4460	4640	4861	4860
Lokomotivreihe	5241	5241 ¹⁾	4460	4640	4861	4860
Achsfolge	1 E 1	1 E 1	1 D 2	2 D 2	1 D 2	2 D 1
Zylinderdurchmesser . mm	570	570	600	600	3 × 500	3 × 550
Kolbenhub	632	632	720	720	680	680
Treibraddurchmesser . .	1310	1310	1575	1575	1780	1830
Lauferraddurchmesser . .	830	830	995	830	995	880/1308
Achsstand, fest	4140	4140	3440	5160	3880	5790
Achsstand, gesamt . . .	10160	10160	11560	12560	12170	12550 ³⁾
Dampfdruck atü	13	13	13	13	14/16	16
Rostfläche m ²	3,87	3,87	4,4	4,4	5,0	4,83
Feuerbüchsenheizfläche ⁴⁾ .	14,70	14,70	14,48	14,48	17,06	20,0
Rohrheizfläche, wasserberührt	154,50	158,03	217,10	217,10	253,19	235,0
Überhitzerheizfläche . .	68,83	76,34	82,75	82,75	105,75	90,0
Länge zwischen den Rohrwänden mm	4500	4500	5250	5250	5750	6000
Kesselmitte über SO. . .	2800	2800	3200	3200	3250	3225
Dienstgewicht t	97,8	97,2	109,3	113,1	107,56	—
Reibungsgewicht	67,1 ²⁾	66,8 ²⁾	60,5 ²⁾	54,2 ²⁾	63,9/70,0	63,9/70,0
Leergewicht	75,6	73,6	82,56	88,01	97,6	93,2
Kohlenraum m ³	4,6	4,6	7,4	7,0	—	—
Wasservorrat	13	13	15	12	—	—
Größte Geschwindigkeit . . . km/h	55	55	80	90	110	110

¹⁾ Mit Lentz-Ventil-Steuerung. ²⁾ Bei halben Vorräten. ³⁾ Ohne Tender.

house mit Zusatzbremse. Die Bremsklötze wirken von vorn auf alle gekuppelten Räder. Ein Druckluft-Sandstreuer wirft den Sand vor die drei vorderen Kuppelradsätze; der Sandkasten sitzt unter einer gemeinsamen Verkleidung vor dem Dom. Von der übrigen Ausrüstung ist zu erwähnen eine Abdampfstrahlpumpe, Bauart Metcalfe und eine nicht-saugende Frischdampfstrahlpumpe, der Geschwindigkeits-

messer Haushälter-Teloc und eine Sunbeam-Turbo-Lichtmaschine von 350 KW Leistung zur Beleuchtung des Führerhauses, des Lauf- und Triebwerks und für die Signallaternen. Der Tender läuft auf vier in einem einzigen Rahmen gelagerten Achsen.

Die Hauptabmessungen der beschriebenen Lokomotiven sind in der Tabelle auf Seite 219 zusammengestellt.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Ganz-Aluminium-Wagen in Amerika.

Die Pullmannwerke zeigen zum Beginn ihres dritten Herstellungsabschnittes (erster Abschnitt Holzwagenbauweise: 1859, zweiter Abschnitt Stahlbauweise: 1907) auf der Weltausstellung in Chicago zwei neue Ganz-Aluminium-Personenwagen. Nach den Berichten wurde für alle Bauteile mit Ausnahme der Räder, Achsen, Federn, Bremsklötze und der dem Verschleiß unterworfenen Teile, die aus Stahl hergestellt wurden, nur Aluminium verwendet, wodurch eine Gewichtsersparnis von rund 50 v. H. gegenüber anderen, gleichwertigen Wagen in Stahlbauweise erzielt worden sei. Bei der Konstruktion wurde berücksichtigt, daß Aluminium nachgiebiger ist und einen zweimal so großen Ausdehnungskoeffizienten als Stahl hat. Die erste Ausführung wurde besonders durch die größere Anpassungsfähigkeit von Aluminium an die Fabrikation erleichtert. Weitere Vorteile brachte die Anwendung normierter, kaltgewalzter Aluminiumprofile in Kasten- und Winkelform; die Aluminiumplatten, die zu Verkleidungszwecken und für Bauteile gebraucht wurden, die nach dem heutigen Stande nicht so leicht aus Stahl hergestellt werden können, wurden mit Metallwürfeln vollkommen glatt gehämmert. Niete wurden nur an einigen Knotenpunkten angewendet, so daß die Wagen große Festigkeit und Steifigkeit haben, ohne unnötig schwer zu sein.

Die Wagen haben an dem einen Ende eine flache, an dem anderen Ende eine abgerundete, windschnittige Stirnwand. Beim Zusammenkuppeln mit anderen Wagen wird der durch diese Form zwischen zwei Wagen entstehende Raum durch Faltenbälge mit Rücksicht auf die Bildung von Luftwirbeln abgedeckt.

Die Wände sind möglichst staub- und lärm dicht, außerdem sind die sich gegeneinander bewegenden Teile vielfach mit Gummi gefedert, um einen ruhigen und erschütterungsfreien Lauf zu erzielen.

Hauptabmessungen und Gewichte	Wagenform	
	I.	II.
Länge über die Puffer (nicht gekuppelt) . m	24,03	25,68
Abstand der Drehgestellpfannen „	17,07	18,14
Breite, gemessen zwischen den seitlichen Längsträgern „	2,98	3,03
Gesamte Breite „	3,07	—
Höhe von Schiene bis Dachmitte „	4,0	4,27
Sitzplatzzahl	50	—
Gewichte:		
Wagenkasten einschl. voller Ausrüstung . kg	25 350	31 750
Drehgestelle „	8 160	12 250
Gesamtgewicht „	33 510	44 000

Der Wagen der Form I ist eingeteilt in ein Abteil mit 28 Sitzen, einen Küchenraum, ein Spielzimmer mit acht und einen Salon mit 14 Sitzplätzen, der freie Aussicht nach rückwärts gewährt. Außerdem sind sowohl am Kopfende als auch in der Mitte des Wagens je zwei reichlich ausgestattete Waschräume vorgesehen. Die Fahrgasträume sind mit Klubsesseln ausgestattet, die verstellbare Rückenlehnen und ungefederte, jedoch mit gummierten Schnüren überzogene und fest zusammengehaltene Polster haben. Zwischen den Sitzen ist so viel Platz, daß Speisestische eingeschoben werden können. Der Fußboden ist teils mit Teppichen, teils mit schwarzen, marmorierten Gummipplatten belegt.

Die Wände sind mit Rücksicht auf möglichst günstige Lichtwirkung mit gelber und Aluminiumfarbe gestrichen. Die Beleuchtung ist teils direkt, teils indirekt. Die Küche ist in der Mitte des Wagens und ist mit einem ölgefeuerten gut isolierten Herd, der bis auf 235° C erhitzt werden kann, ausgerüstet.

Die Belüftungseinrichtung erwärmt oder kühlt die Wagen je nach den Witterungsverhältnissen. Durch zwangsweisen Umlauf von gefilterter Luft, die einen genügenden Zusatz Frischluft erhält, ist richtige Belüftung gesichert. Während der Fahrt wird der Lüfter von der Wagenachse, während des Stillstandes von einem Elektromotor angetrieben. In der kalten Jahreszeit wird die vom Lüfter angesaugte Luft durch eine Heizschlange erwärmt und von oben durch Gitter in das Wageninnere eingblasen. Die Regelung geschieht selbsttätig durch Thermostaten. Das Gewicht der gesamten Belüftungseinrichtung beträgt 3100 kg.

Untergestell und Gerippe des Wagenkastens ist durchwegs aus gezogenen Hart-Aluminiumprofilen gebaut. Tragende Glieder sind ohne Rücksicht auf die Art ihrer Beanspruchung durchlaufend konstruiert. Die Drehgestelle samt den Achslagern, dem Bremsgestänge und der Zug- und Stoßvorrichtung sind aus einer Aluminiumlegierung hergestellt. Sämtliche sich gegeneinander bewegende Teile sind so auf Gummi gelagert, daß keine metallische Berührung stattfinden kann, dadurch sind Geräusche und Schwingungen vermieden.

Die Drehzapfen sind am Drehgestell, die Drehpfannen am Wagenkasten befestigt; dadurch zeigen die Pfannen mit ihrer Öffnung nach unten, so daß sich kein Schmutz darin ansammeln kann.

Der Wagen II ist ein Salonwagen, weshalb auf seine Innenausstattung besonderer Wert gelegt wurde. Er enthält zunächst ein 10 m langes Aussichtsabteil, das nur indirekte Beleuchtung durch Lichtröhren hat. In dieses Abteil ist ein kleiner Speiseraum und daran anschließend ein Büffet eingerichtet. Im vorderen Ende befinden sich zwei Schlafräume in verschiedenartiger Ausführung. Außer den zweiachsigen Drehgestellen, deren Aluminiumrahmen aus einem Stück gegossen wurde, unterscheidet sich dieser Wagen von dem oben beschriebenen in seinen übrigen Hauptteilen nicht.

Man erwartet sich von dem niedrigen Gewicht der Züge aus Ganz-Aluminium-Wagen höhere Zuggeschwindigkeiten bei gleicher Lokomotivleistung und verringerte Oberbauunterhaltungskosten, wodurch der höhere Preis ausgeglichen werden soll. Gzm.

(Rly. Age.)

Ganzmetall-Personenwagen mit Brill-Drehgestell der Mailänder Nordbahn.

Die Mailänder Nordbahn, welche mit 270 km Streckenlänge den Verkehr zwischen Mailand und den oberitalienischen Seen vermittelt, hat für den Vorortdienst, zunächst versuchsweise, vierachsige Personenwagen für eine verbesserte III. Einheitsklasse beschafft. Die Hauptabmessungen der Wagen sind:

Länge zwischen Puffer	18 690 mm
Länge des Wagenkastens	17 490 „
Breite	3 000 „
Drehzapfenabstand	12 090 „
Länge der dreisitzigen Bänke	1 400 „
Länge der zweisitzigen Bänke	940 „
Breite des Mittelganges	520 „
Breite eines Abteils	1 450 „
Leergewicht	28 000 kg

Gewicht des Wagenkastens	17 200 kg
Zahl der Sitzplätze	92
Zahl der Stehplätze	75
19 Fenster	1 m/0,88 m
10 Fenster	0,525 m/0,88 m
Gesamte Fensterfläche	21,5 m ²

Die neuen Durchgangswagen weisen vier einflügelige Türen an den Seiten und zwei Türen an den Stirnseiten auf. Eine Besonderheit des Wagenrahmens ist, daß die äußeren Wangen an den Enden eingezogen sind und bis zum Pufferträger reichen. Diese Konstruktion ist fester als die sonst übliche abgesetzte Quer-Verbindung der Wagenenden. Die Außenwände des Kastens und das Dach bestehen aus 3 mm starken Stahlblechen, die mit den senkrechten Streben und untereinander mittels Halbrundnieten verbunden sind. Die innere Deckenfläche und die Innenwände des Kastens sind Aluminiumbleche, und zwar sind die Deckenbleche 2 mm, die übrigen Bleche 1 1/2 mm stark. Der Zwischenraum der Kastenswände ist mit Korkabfällen ausgefüllt. Als Innenverkleidung ist Linoleum gewählt, für den Boden Holz mit Gummibelag, für die Sitzbänke Teakholz. Die Tragkonstruktion der Bänke, die längsseits angeordneten Gepäckträger und ihre Stützen und die Fenster-rahmen bestehen aus Aluminiumlegierungen. Die Beleuchtungskörper mit je zwei Lampen sind in die Decke versenkt. Die äußeren Trittstufen werden besonders beleuchtet. Die Wände zwischen den Abteilen sind aus bruchsicherem Glas. Der Bodenbelag der Waschabteile, die mit Flussometern ausgerüstet sind, besteht aus Leichtmetall, ebenso die Dampfheizkörper, welche sämtlich auf einer Wagenseite angeordnet sind, während die elektrischen Heizkörper die andere Seite einnehmen werden. Die Mailänder Nordbahn steht im Begriff ihren Betrieb zu elektrisieren.

Die neuen Wagen sind versuchsweise mit Drehgestellen Bauart J. G. Brill, Paris, mit 2,5 m Radstand ausgerüstet, Abb. 1 und 2. Die Längsrahmen sind aus Stahl geschmiedet und ruhen auf den Isothermosachslagern unter Zwischenschaltung einer Gruppe von je vier Schraubenfedern auf. Diese Federn nehmen die kleinen Stöße zwischen Rad und Schiene auf. Ihre gemeinsame Federplatte ist kugelig ausgeführt um die Last auf alle vier Federn einer Gruppe gleichmäßig zu verteilen. Die Achslagerführungen sind an die Drehgestellrahmen geschraubt. Die eigentliche Federung wird durch doppelte Blattfedern und Schraubenfedern gebildet, welche zwischen einem oberen a und einem unteren Querbalken b doppelseitig angeordnet sind (Abb. 1). Der Balken a enthält an beiden Enden in zylindrischen Hohlräumen zwei ineinander gesteckte Schraubenfedern, die sich auf die oberen Bunde der drei nebeneinander liegenden Doppelblattfedern abstützen. Die unteren Bunde der Doppelblattfedern ruhen auf dem Querbalken b. Dieser ist beiderseitig an den Längsbalken c befestigt, die mit schrägen Doppelpendeln d am Drehgestell-Längsrahmen e aufgehängt sind. Angespannte Schraubenfedern an den unteren Augen der Pendel d dämpfen durch erhöhte Reibung im Gelenk die Querausschläge der Balken c. Um ein Kippen der Schraubentragedern und eine waagrechte Beanspruchung der Doppelblattfedern zu verhüten, ist der obere Federbund der Blattfedern mittels der Stangen f mit dem Balken a verbunden. Außerdem ist der Drehzapfenbalken a mittels der Stangen g an den Querbalken b angelenkt, so daß die Balken a und b und die Doppelblattfedern dieselben Querbewegungen ausführen müssen. Ein Kardangelken, bestehend aus den Stangen h (Abb. 1 und 2) und senkrechten Drehzapfen (Abb. 2), verbindet den Balken a auf beiden Drehgestellseiten mit dem Drehgestellrahmen in der Längsrichtung. Dadurch wird der Querbalken b von den Kräften im Sinne der Wagenlängsachse entlastet. Federgehäuse und Federteller der Schraubenfedern oberhalb der Blattfedern berühren sich unter einer gewissen Belastung, ohne daß die Federwindungen aufeinander zu sitzen kommen.

Es hat sich gezeigt, daß das Wanken und Wogen des Wagens äußerst geringe Beträge annimmt und daß auch die waagrechten Bewegungen nur geringe Ausschläge aufweisen und sich sehr

rasch beruhigen, im Gegensatz z. B. zu dem sonst verwendeten Fox-Drehgestell, während die senkrechten Schwingungen die gleichen sind. Die Periodendauer des Wankens ist 1,5 Sek., trotzdem der Schwerpunkt des Wagenkastens nur 700 mm über der Spurrfannenebene liegt. Die vielen Gelenke des Drehgestells sind mit Tecalemitschmierung ausgerüstet.

Das Drehgestell Bauart Brill wird für Radstände von 2 bis 2,6 m und für Spurrfannenlasten von max. 23 bis 25 t ausgeführt. Sein vollständiges Gewicht samt Achslager und Bremsausrüstung

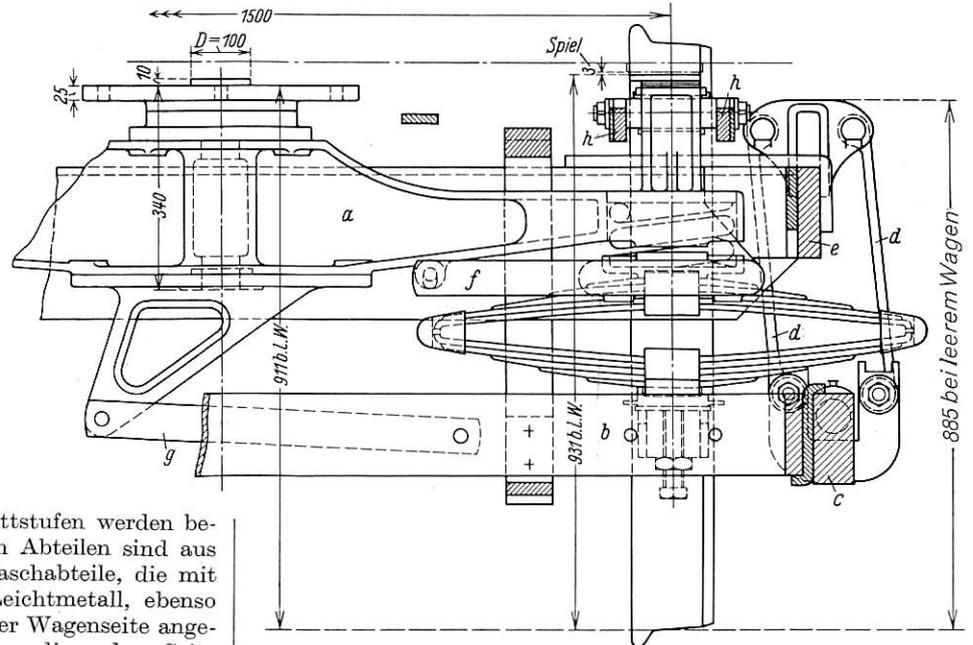


Abb. 1. Drehgestell Bauart Brill. Senkrechter Querschnitt.

für doppelseitige Abbremsung beträgt je nach dem Radstand 3 bis 4,2 t. Bei Triebwagen wurde es bereits als Triebgestell für eine höchste Motorleistung von 200 PS verwendet. Es ist, außer bei der Mailänder Nordbahn, bei der französischen Nordbahn (Postwagen), der Bahn Voghera-Varzi (Triebwagen) und der Bahn Rom-Civita Castellana-Viterbo (Triebwagen und Lokomotiven) im Dienst. In Italien wird es hergestellt von der Firma Tecnomasio Italiano Brown-Boveri, Vado (Ligure).

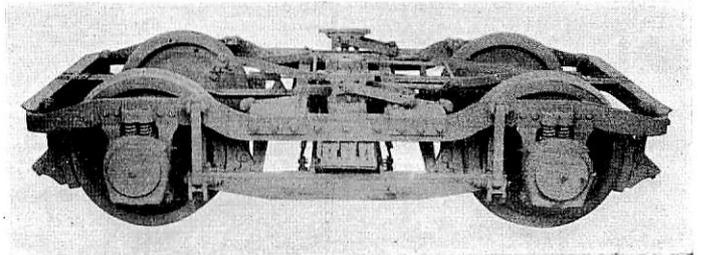


Abb. 2. Drehgestell Bauart Brill mit Radsätzen.

Die Westinghouse-Schnellbremse mit selbsttätiger Bremsklotznachstellung wirkt auf die doppelseitig angebrachten Bremsklötze jedes Rades, die Handbremse auf die Räder des darunterliegenden Drehgestells.

Durch kleine Änderungen des Kastengerippes hofft man in Zukunft das Gewicht des Wagens noch ermäßigen zu können, ohne in größerem Ausmaße zu den teureren Spezialstählen und Leichtmetallen greifen zu müssen.

L. Schneider.

Riv. tecn. Ferr. Ital., Oktober 1934.

Entwurf eines zweistöckigen Schlafwagens.

Es ist schon lange ein Ziel des Eisenbahnwagenbaus, einen Schlafwagen zu schaffen, in dem jeder Fahrgast sein besonderes Abteil erhält. Bisher sind alle Bestrebungen dieser Art daran gescheitert, daß entweder nicht genügend viele solche Einzel-

abteile untergebracht werden konnten, wodurch die Benützung derselben zu teuer wird, oder daß diese Abteile zu eng, zu nieder oder sonstwie ungeeignet ausfielen.

Die Schweizerische Waggonfabrik in Zürich-Schlieren bringt neuerdings einen Entwurf heraus, bei dem die Einzelabteile an zwei getrennten Seitengängen in zwei Geschossen liegen. Die beiden Seitengänge liegen auf entgegengesetzten Wagenseiten und sind von den beiden Vorbauten aus über kurze Treppen zugänglich. Um für die beiden Stockwerke genügend lichte Höhe zu bekommen, hat man den Wagenkasten, wie die Abb. 1 zeigt, innerhalb der Drehgestelle nach unten abgekröpft. Bemerkenswert ist noch, daß die schrägen Räume über den Abkröpfungen für die Aufnahme der Bremszylinder, der Speicheranlage sowie für die Heizkesselanlage samt Kohlen und ähnliche Zwecke ausgenützt sind. Im übrigen ist die Anordnung des Wagens aus Abb. 2 ersichtlich. Für den Bedienungsschaffner ist ein kleines Abteil im Ober-

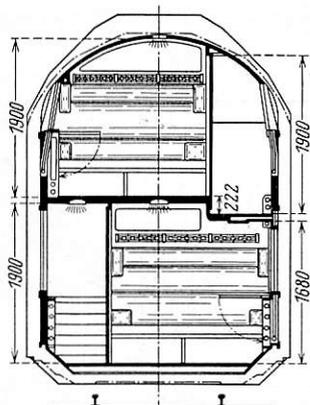


Abb. 1. Zweistöckiger Schlafwagen: Querschnitt.

geschoß vorgesehen, von dem aus er durch ein Schauloch mit Winkelspiegel auch das untere Geschoß beobachten kann.

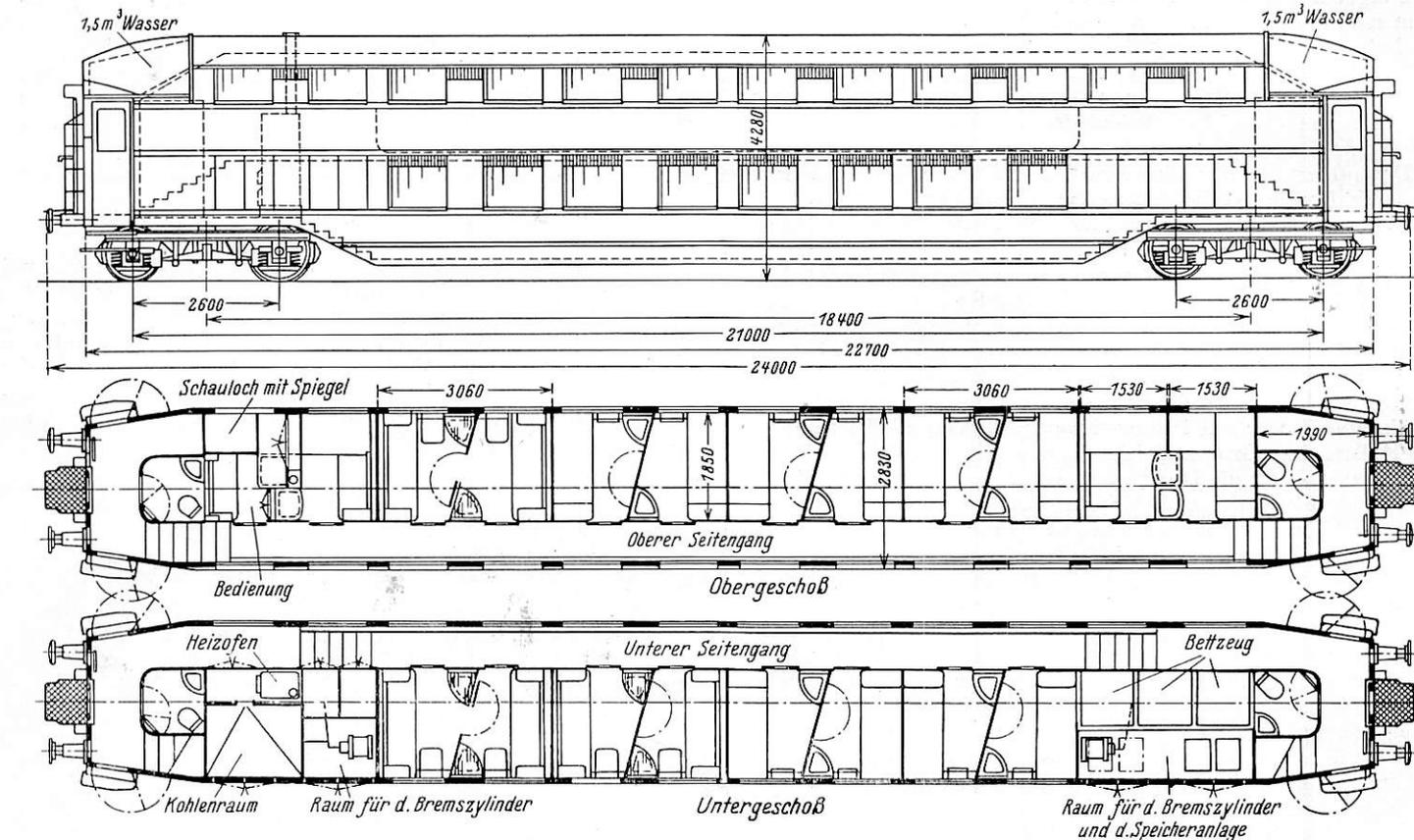


Abb. 2. Zweistöckiger Schlafwagen.

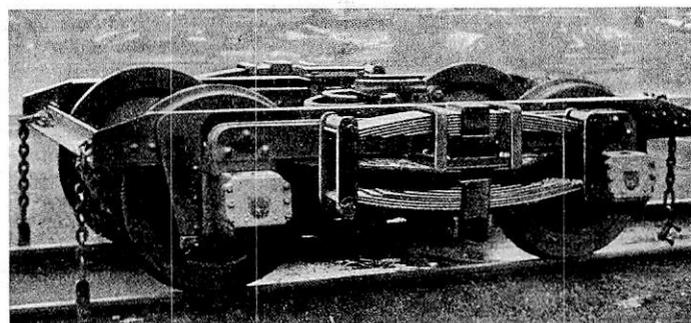
Das Wagengerippe soll aus verschweißten Rohren aufgebaut und für die Einrichtung möglichst viel Leichtmetall verwendet werden. Man hofft damit den Wagen, der 19 Schlafabteile enthält, mit einem Gewicht von 53 t bauen zu können. R. D. (Rly. Gaz., 1934.)

Neuartiges Drehgestell für Personenwagen der Südafrikanischen Staatsbahnen.

Die Südafrikanischen Staatsbahnen haben bisher unter ihren Personenwagen Drehgestelle der üblichen amerikanischen Schwanenhalsbauart verwendet. Neuerdings sind sie zu einem

abgeänderten Drehgestell übergegangen, bei dem die Wiegenfedern ähnlich wie beim Drehgestell Görlitzer Bauart in Längsrichtung des Wagens liegen.

Das doppelt gefederte Drehgestell für Kapspur (1067 mm) hat einen Achsstand von 1854 mm und ist aus Blechteilen und Formstahl aufgebaut. Es ist in der Textabbildung dargestellt.



Drehgestell für Personenwagen der Südafrikanischen Staatsbahnen.

Die beiden Achslager jeder Drehgestellseite sind durch geradlinige — also nicht mehr schwanenhalsförmige — Ausgleichhebel verbunden, die auf den Achslagern aufliegen und aus zwei mit

knappem Abstand nebeneinander gestellten Flacheisen bestehen. Diese fassen zwischen sich die Federbolzen, an deren unterem Ende auf Federtellern mit einem Längsabstand von 914 mm die beiden Schraubentragfedern sitzen, die sich oben gegen die Knotenbleche des Rahmens stützen. Die zwei übereinanderliegenden Wiegenfedern jeder Seite sind als Blattfedern ausgebildet. Die obere sitzt auf dem oben erwähnten, nach außen ragenden Knotenblech des Rahmens. An ihr hängt mittels Laschen die untere, die die an ihrem Bund hängende Wiege trägt. Die Wiegenbreite ist so trotz der schmalen Spur auf rund 2,25 m gebracht worden.

Der Aufbau des Drehgestells ist einfach und übersichtlich; die Schraubentragfedern lassen sich ohne Vorspannung einbauen, weil zwischen dem Knotenblech und den Ausgleichhebeln genügend

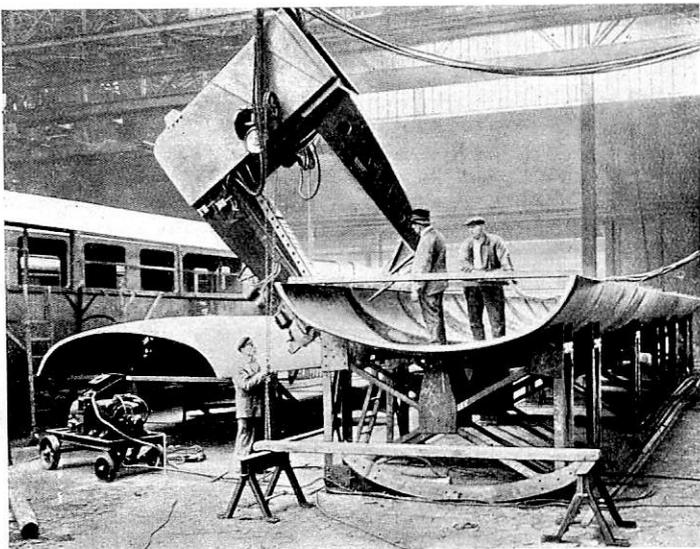
Spiel vorhanden ist. Die Wiegenfedern werden vor dem Einsetzen der Laschen vorgespannt.

Drehgestelle dieser Bauart sollen unter 42 neuen Salonwagen verwendet werden.

(Rly. Gaz., September 1934.)

Amerikanische Fortschritte bei geschweißten Eisenbahnwagen.

Die Chicago, Milwaukee, St. Paul und Pacific Eisenbahn hat 50 Personenwagen in ganz geschweißter Ausführung herstellen lassen, bei denen eine Gewichtsersparnis von 35 v. H. gegenüber der letzten Ausführung in genieteter Bauart erreicht werden konnte. Dabei ist man noch nicht zu einem ausgesprochenen Leichtbau übergegangen, denn die Seitenwandbekleidungsbleche z. B. weisen noch 3 mm Dicke auf. Trotzdem ist es gelungen, das Gewicht von 66 auf 43,5 t bei diesen 24 m langen Wagen zu ermäßigen. Vor allem wurde durch die Schweißung eine völlig glatte Oberfläche der Wagenkästen erreicht, ein Vorteil, der sich im Luftwiderstand nach den Ergebnissen der neueren Forschungen über den Widerstandseinfluß auch kleiner Unebenheiten luftumströmter Körper sehr erheblich bemerkbar macht. Die Seitenwände werden aus Preßblechen mit umgewinkelten Flanschen zusammengeschweißt, die durch fortlaufende V-Nähte verbunden werden. Besonders interessant ist die Herstellung des Daches, das



Punktschweißmaschine in der Werkstatt Denain (Nord) der französischen Nordbahn.

aus drei verschiedenen Teilen zusammengeschweißt wird: den stark gekrümmten Übergang zwischen Seitenwand und Dachfläche bilden 5 mm starke Streifen, die mit großem Halbmesser ausgerundete eigentliche Dachfläche solche von nur 1,8 mm Dicke. Alle haben umgewinkelte Flanschen und werden mit eingelegten Flacheisen, die als Spriegel dienen, miteinander verschweißt. Dabei stehen diese Flacheisen zunächst etwas über und werden in die V-Naht eingeschmolzen. Hierzu wird eine selbsttätig arbeitende Schweißmaschine benutzt, die so saubere Nähte liefert, daß keinerlei Nacharbeit durch Schleifen erforderlich ist. Um das Werfen der empfindlichen Bleche zu verhüten, wird dicht um die Schweißstelle durch Wasserkühlung in Form eines auf die Unterseite des Daches gerichteten Sprühregens die Schweißwärme sofort abgeführt. Diese Maßnahme erwies sich als außerordentlich vorteilhaft und beseitigte alle sonst notwendigen Richtarbeiten.

Ein anderes Verfahren der Herstellung geschweißter Dächer für Eisenbahnpersonenwagen bei der französischen Nordbahn, bei denen nicht die ganzen Nähte fortlaufend geschweißt werden, sondern die Punktschweißung benutzt wird, zeigt die Abbildung. Hierzu wird eine im Kran hängende Punktschweißmaschine besonderer Bauform und ungewöhnlicher Abmessungen verwendet, die durch die Pfeilhöhe des Dachbogens und die Wagenbreite bestimmt werden. Umgekehrt wie bei dem üblichen Bauvorgang liegt hier das Dach auf einer Hilfsvorrichtung auf dem Rücken. G—r.

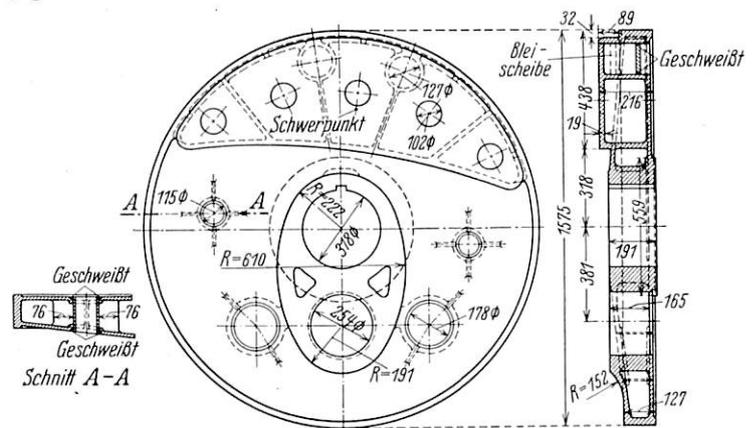
Engineering, Oktober 1934.

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXII. Band. 12. Heft 1935.

Scheibenräder für Lokomotiv-Treib- und Kuppelradsätze.

Scheibenräder — gewalzte und gegossene — werden unter Wagen schon seit langer Zeit verwendet. Auch für Laufradsätze von Lokomotiven sind sie, vor allem in Nordamerika und in Italien, schon länger in Gebrauch. Neu ist dagegen, wenn man von einigen seltenen Ausführungen bei kleinrädernen Lokomotiven absieht, ihre Verwendung bei Kuppelradsätzen.

Die New York Central-Bahn macht zur Zeit Versuche mit einer neuen Form von derartigen Rädern, deren Radkörper den verhältnismäßig großen Durchmesser von 1575 mm aufweisen. Sie sind nicht wie die üblichen Scheibenräder für Wagen als einfache gewellte Scheiben gewalzt, sondern bestehen aus zwei Scheiben mit dazwischenliegendem Hohlraum, die beide glatt ausgeführt sind und von denen die äußere von der Nabe nach dem Kranz zu leicht kegelig zurücktritt, während die innere vollständig senkrecht zur Achse steht. Die beiden Scheiben sind mit der zwischen ihnen sitzenden Nabe und dem Kurbelarm sowie mit dem Radkranz, in den sie auslaufen, in einem Stück aus Stahl gegossen. Um die hinter den Rädern liegenden Teile zugänglich zu erhalten, sind vier bis sechs kreisförmige Öffnungen von 115 und 178 mm Durchmesser vorgesehen, die gegen den Hohlraum zu durch eingeschweißte Rohrstücke verschlossen sind. Die Gegengewichte bestehen aus Kammern, die nach Bedarf mit Blei ausgegossen werden.



Lokomotiv-Scheibenrad.

Der Hauptvorteil der neuen Räder soll darin bestehen, daß sie vermöge ihrer Form weniger Gußspannungen aufweisen als Speichenräder. Daneben wird noch ihr geringeres Gewicht angegeben. Die acht Treib- und Kuppelräder der Versuchslokomotive sollen bei wesentlich größerer Festigkeit samt ausgegossenen Gegengewichten zusammen beinahe eine ganze Tonne — also etwa 10% — weniger wiegen als gleichgroße Speichenräder, was deshalb besonders wertvoll ist, weil es sich dabei um unabgefedertes Gewicht handelt, das den Oberbau verhältnismäßig stark beansprucht. Außerdem glaubt man in kleinen Rädern dieser Form die erforderlichen Gegengewichte leichter unterbringen zu können als in Speichenrädern mit kleinem Durchmesser, wo dies mitunter Schwierigkeiten macht. Der Versuch muß jedoch noch zeigen, ob diese erhofften Vorteile nicht durch gewisse Nachteile wieder aufgehoben werden, vor allem durch eine viel schlechtere Zugänglichkeit der Lager, Federn und Rahmen, die sich schließlich in mangelhafter Unterhaltung und im Auftreten von Schäden auswirken kann.

Die Textabbildung zeigt die Ausführung als Treibrad. Beim Kuppelrad, wo das Gegengewicht kleiner ausfällt, sind zwischen diesem und der Nabe zwei weitere Öffnungen von 178 mm Durchmesser vorgesehen.

(Rly. Engr., 1934.)

Betriebserfahrungen mit der Dampflokomotive mit Nieder-schlag-Tender der Argentinischen Staatsbahn.

Die von der Firma Henschel & Sohn gebaute Lokomotive*) ist nach Abschluß der neun Monate dauernden Versuchsfahrten von der Bahn übernommen worden. Während dieser Versuchs-

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, S. 351.

fahrten war die Lokomotive über 2000 Stunden unter Dampf und hat rund 30000 km zurückgelegt. Der durchschnittliche Wasserverbrauch hat dabei etwa 8 l/km betragen; dies bedeutet eine Ersparnis von über 95% gegenüber den zahlreichen Schwesterlokomotiven ohne Niederschlag-Tender. Der Brennstoffverbrauch (Öl) war mit 16 bis 18 l/km ebenfalls niedriger als bei den Schwesterlokomotiven, was auf die metallreinen Heizflächen des stets mit destilliertem Wasser arbeitenden Kessels zurückzuführen sein dürfte. Auch der Verdampfer, der die geringen Wasserverluste ersetzt, mußte im allgemeinen erst nach etwa 3000 km Laufzeit von den Rückständen gereinigt werden. Dies geschieht in einfacher Weise dadurch, daß bei leerem Verdampfer Frischdampf durch die Heizschlangen geschickt wird, wodurch die Krusten abplatzen.

Die Ausscheidung des Schmieröls aus dem Abdampf hat ebenfalls keine Schwierigkeiten gemacht.

Die Lokomotive wurde nach Beendigung der Probefahrten vollständig auseinander genommen; sämtliche Teile wurden auf ihren Zustand untersucht. Dabei ergab sich, daß trotz der starken Beanspruchungen alle Einzelteile sich in vollkommen einwandfreiem Zustand befanden. Der Kessel hatte völlig saubere Oberflächen, während die Schwesterlokomotiven nach gleicher Laufzeit etwa 4 mm starke Verkrustungen aufweisen.

Inzwischen hat die Firma Henschel & Sohn einen weiteren Niederschlagstender für die russischen Eisenbahnen geliefert. Dieser Tender ist für eine der bekannten E-Güterzuglokomotiven zum Dienst in den Steppen von Turkestan bestimmt. R. D.

Verschiedenes.

Die Einweihung des neuen Kongreßsaales im Deutschen Museum.

Anläßlich der diesjährigen Jahresversammlung der Freunde und Förderer des Deutschen Museums, das ja in einer besonderen reichhaltigen Abteilung auch die Entwicklung des Eisenbahnwesens behandelt, und in dessen Vorstand auch der Verein Mitteleuropäischer Eisenbahnverwaltungen vertreten ist, in München wurde ein bedeutender Erweiterungsbau für das Museum, der neue Kongreßsaal, der Öffentlichkeit übergeben. Dieser Saal, der im Rohbau schon seit dem Jahre 1930 fertig stand, konnte erst durch die Förderung der nationalsozialistischen Regierung vollendet werden.

Für Tagungen, wissenschaftliche Vorträge mit Vorführungen, Konzerte usw. bestimmt, besitzt der Bau neben dem Hauptsaal für etwa 2000 Personen noch eine große Zahl von Nebenräumen. Der Hauptraum von etwa 50 m Länge, 30 m Breite und 14 m Höhe hat 24 Zugänge in zwei Geschossen. Ein stützenfrei in den Raum gebauter Rang umläuft drei Seiten des Saales; die vierte Seite (Stirnwand) ist rangfrei und enthält zwischen den Einbauten für die große Konzertorgel den Aufbau für Vorführungen und Vorträge. Zwischen den Orgeltürmen ist eine große weiße Projektionswand, die für gewöhnlich durch einen künstlerisch gestalteten Vorhang verdeckt ist. Weite Dachterrassen, die vom Saalobergeschoß erreicht werden, bieten im Sommer einen schönen Aufenthaltsraum.

Besondere Aufmerksamkeit hat man den technischen Einrichtungen in diesem Neubau gewidmet. Für wissenschaftliche Vorträge mit Versuchen stehen Gas-, Wasser- und Stromanschlüsse zur Verfügung. Um verschiedene Stromart zur Verfügung zu haben, ist eine eigene Umformeranlage errichtet. Auch kann der Aufbau in kurzer Zeit in eine Bühne verwandelt werden. Die vielen technischen Einrichtungen und das umfangreiche Leitungsnetz sind übrigens so eingebaut worden, daß von ihnen nichts zu sehen ist. Die Entwürfe zu diesem schönen Saalbau hat Professor Dr. G. Bestelmeyer angefertigt, während die Ausführung dem Architekten Karl Bäßler, Direktor des Deutschen Museums, übertragen war.

Die feierliche Eröffnung am 7. Mai wurde vom bisherigen Vorsitzenden, Dr. Röchling, durch eine Begrüßungsansprache eingeleitet. Herr Röchling gedachte hierbei der Lebensarbeit des Gründers des Deutschen Museums und würdigte besonders die Tatsache, daß O. v. Miller die Geschichte der Naturwissenschaften und Technik dem ganzen Volke nahe gebracht habe. Zwei weitere Reden der Reichsminister Rust und Seldt leiteten über zu einem Vortrag von Professor Dr. Zennek, der den Hörern einen praktischen Beweis brachte, welche Möglichkeiten der Darstellung der nach den neuesten technischen Grundsätzen durchgeführte Saalbau bieten kann.

Bemerkt sei noch, daß in der am Vortage der Einweihung abgehaltenen Verwaltungsausschußsitzung, neben geschäftlichen Angelegenheiten die neue Zusammensetzung des Ausschusses und

die Wahlen in den Vorstandsrat erledigt wurden. Für den auscheidenden jetzigen Vorsitzenden des Vorstandes wurde der Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn Dr. Dorpmüller gewählt, während für den bisherigen Schriftführer Dr. Arnhold Professor Dr. Kamm, Stuttgart trat, der sich als Fachmann des Kraftfahrwesens besonders der Ausgestaltung dieses Teiles der Sammlungen widmen wird. Einstimmig wiedergewählt wurde Professor Dr. Ing. E. h. Matschoß. E. W.

Die Einweihung der ersten Reichsautobahn.

Am 19. Mai konnte als erstes Teilstück der Reichsautobahnen die 21 km lange Strecke von Frankfurt a. M. nach Darmstadt vom Führer und Reichskanzler Adolf Hitler eingeweiht und dem Verkehr übergeben werden. Damit ist der erste Abschnitt eines riesenhaften Werkes, das nicht nur im innerdeutschen, sondern im gesamten europäischen Verkehr eine bedeutende Rolle spielen wird, seiner Bestimmung übergeben worden.

Bei der Eröffnungsfeier, die am Kilometer 0,1 (Einmündungsstelle der Frankfurter Verbindungsstraße) stattfand, sprach als erster Redner der Generalinspektor für das deutsche Straßenwesen Dr. Ing. Todt, der dem Führer die Fertigstellung der ersten Teilstrecke meldete und gleichzeitig ankündete, daß in kurzer Zeit weitere fertiggestellte Strecken folgen würden. Er wies ferner darauf hin, welche außerordentliche Bedeutung der Autostraßenbau für Industrie und Wirtschaft hat: Die gesamte deutsche Bauindustrie ist mit über 1000 Unternehmen beim Bau der Autobahnen beschäftigt, die Zahl der direkt und indirekt dafür tätigen Arbeiter beträgt z. Z. 250000 und die bisher geleisteten Erdbewegungen umfassen etwa 60 Millionen Kubikmeter. Mit dem Gelöbnis, das gesamte Werk zu glücklichem Ende führen zu wollen, schloß Dr. Todt seine Ansprache.

Der Gauleiter und Reichsstatthalter Sprenger würdigte in kurzer Rede den verkehrspolitischen Wert des neu zu schaffenden Straßennetzes und stellte ferner den Motor als Beherrscher des Verkehrswesens in den Vordergrund seiner Worte. Als dritter Redner versicherte der Generaldirektor der Deutschen Reichsbahn, Dr. Dorpmüller, daß die Reichsbahn gern die ihr neu übertragenen Aufgaben des Autostraßenbaues übernommen habe. Er führte weiter aus, daß der gesamte technische, Finanz- und Verwaltungsdienst je von der Reichsbahndirektion bearbeitet werde, durch deren Gebiet Reichsautobahnen laufen. Dr. Dorpmüller sprach schließlich die Hoffnung aus, daß die neuen Straßen bald Anschluß im Ausland finden möchten, um so völkerverbindend und friedenerhaltend wirken zu können. Als letzter Redner betrat Reichsminister Dr. Goebbels das Pult und dankte ebenso wie vor ihm der Vertreter der Arbeiter, Maschinist L. Dreesler, dem Führer für seine bisherigen Taten.

Nach der Feier durchfuhr der Wagen des Führers als erster die neue Strecke. Mehr als 180 Lastwagen mit den Arbeitern, die an der jetzt fertiggestellten Strecke mitgewirkt haben, folgten. E. W.