

Abnahmefahrten mit dieselektrischen Triebwagen.

Von Dr. Kurt Friedrich, Reichsbahnrat beim Reichsbahn-Zentralamt München.

Ende des Jahres 1933 wurden beim Reichsbahnausbesserungswerk Nürnberg Abnahmefahrten mit 300 PS-vierachsigen und 150 PS-zweiachsigen dieselektrischen Triebwagen durchgeführt. Mit den ersten Wagen jeder Bauartreihe wurden eingehende Versuchsfahrten gemacht, insbesondere mit Rücksicht auf die beiden, bei Triebwagen der Reichsbahn erstmals angewendeten Systeme der elektrischen Kraftübertragung, nämlich die AEG Lemp-Schaltung und die BBC-Steuerung. Die näheren Daten der beiden Wagenbauarten gehen aus der folgenden Zusammenstellung hervor:

	300 PS Triebwagen	150 PS Triebwagen
Länge über Puffer	21095 mm	12095 mm
Breite des Wagens	2918 „	3100 „
Achsstand	—	6200 „
Achsstand der Drehgestelle	3250; 3000 mm	—
Drehzapfenabstand	14800 mm	—
Laufkreisdurchmesser der Räder	900 „	900 mm
Dauerleistung des Dieselmotors	300 PS bei 1100 Umdr./Min	150 PS bei 1500 Umdr./Min
Dauerzugkraft am Radumfang	920 kg (700 kg bei geschwächtem Feld)	630 kg
Stundenzugkraft am Radumfang	1500 kg	980 kg
Höchstgeschwindigkeit	90 km/h	70 km/h
Gesamtgewicht des Triebwagens (ohne Besetzung)	42,2 t	17,4 t
Gewicht der Dieselanlage mit Zubehör	4,4 t	2,6 t
Gewicht der elektr. Ausrüstung einschl. der elektr. Hilfsbetriebe	7,8 t	3,9 t
Lieferer des Wagenteils	¹⁾ Linke-Hofmann-Busch-Werke, Breslau	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Nürnberg
„ „ Dieselmotors	¹⁾ Mannheimer Motoren-Werke, Mannheim	Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Augsburg
„ der elektr. Ausrüstung	¹⁾ Allg. Elektrizitätsgesellschaft, Berlin	Brown-Boveri & Cie., Mannheim

¹⁾ Triebwagenbau A. G. Berlin gesamtverantwortlich.

Zur Erläuterung der praktischen Versuchsergebnisse soll zunächst kurz auf die theoretischen Grundlagen der elektrischen Kraftübertragungssysteme eingegangen werden: Im Bahnbetrieb sind für kleine Fahrgeschwindigkeiten große Antriebsdrehmomente erforderlich, um neben den zur Überwindung der Fahrwiderstände notwendigen Kräften einen möglichst großen Beschleunigungsüberschuß zu erhalten. Bei großen Geschwindigkeiten — in der Beharrung — sind die benötigten Drehmomente kleiner (Abb. 1, Kennlinie a). Um wirtschaftliche Fahrzeuge zu erhalten, dimensioniert man, ausnahmslos des ersten Anfahrbereiches (Abb. 1, Kennlinie b), zweckmäßig auf gleiche Leistung der Maschinenanlage (Abb. 2, Kennlinie a). Bei Dampflokomotiven gibt den Maßstab die im ganzen nicht sehr stark veränderliche Kesselleistung; die Dampfmaschine gestattet dann Drehmoment und Drehzahl

(Zugkraft und Geschwindigkeit) gegenläufig so zu ändern, daß man stets die Kesselleistung ausnützt. Beim Verbrennungsmotor dagegen erhält man die größte Leistung nur bei höchster Drehzahl (Abb. 2, Kennlinie c). Mit abnehmender Drehzahl fällt die Leistung etwa proportional, d. h. das Drehmoment ist unabhängig von der Drehzahl und bleibt über dem Drehzahlbereich ungefähr gleich (Abb. 1, Kennlinie c). Unter einer bestimmten Drehzahl kann ein Verbrennungsmotor ein Drehmoment nicht mehr liefern.

Aufgabe der elektrischen Kraftübertragung ist es, die in Form eines starren Verhältnisses zwischen Drehmoment und Drehzahl vom Verbrennungsmotor abgegebene Vollleistung je nach den Anforderungen des Eisenbahnbetriebs auf dem Wege der Umformung in elektrische Energie (im Generator) und wieder zurück in mechanische Energie (im Bahnmotor) hinsichtlich des Verhältnisses Drehmoment zu Drehzahl beliebig so zu ändern, daß immer die gleiche Leistung erhalten bleibt. Bei den bekannten Bauarten von Elektromotoren ist dies nicht der Fall, vorausgesetzt, daß man sie mit gleicher Spannung betreibt. Ein Gleichstrom-Nebenschlußmotor gibt beliebig verschiedene Drehmomente bei annähernd gleicher Drehzahl ab (Abb. 1, Kennlinie d). Beim Reihenschlußmotor allerdings ergeben sich mit wachsender Drehzahl immer kleinere Drehmomente, aber der Drehmomentabfall ist nicht so stark, daß stets die gleiche Leistungsaufnahme erfolgen würde (Abb. 1 und 2, Kennlinie e). Da beim Reihenschlußmotor immerhin schon eine gewisse Angleichung vorhanden ist, wird er als zweites Glied der elektrischen Kraftübertragung vorzugsweise verwendet. Grundsätzlich könnte auch ein Nebenschlußmotor zur Anwendung kommen, da die Einstellung auf gleiche Leistung des elektrischen Kraftübertragungssystems von der Generatorseite her erfolgen muß und zwar so, daß zum jeweils vorhandenen Strom die Spannung so eingeregelt wird, daß stets die gleiche Leistung vorhanden ist. Strom und Spannung sind gemäß der Charakteristik des Bahnmotors maßgebend für Drehmoment (Zugkraft) und Drehzahl (Geschwindigkeit). Der Strom, der sich bei einer bestimmten Spannung in dem Kreis Generator-Bahnmotor einstellt, hängt von den jeweils vorhandenen Widerständen ab, von denen

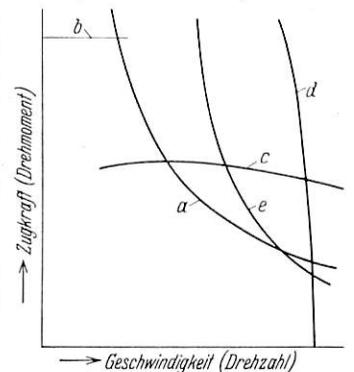


Abb. 1. Kennlinien für die Zugkraft in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

- a Kennlinie gleicher Leistung,
- b Reibungsgrenze,
- c Kennlinie des Verbrennungsmotors,
- d Kennlinie des Gleichstrom-Nebenschlußmotors,
- e Kennlinie des Gleichstrom-Hauptschlußmotors.

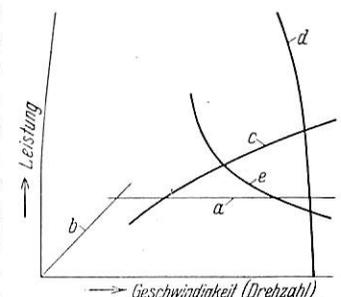


Abb. 2. Kennlinien für die Leistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

- a bis e wie bei Abb. 1.

Der Strom, der sich bei einer bestimmten Spannung in dem Kreis Generator-Bahnmotor einstellt, hängt von den jeweils vorhandenen Widerständen ab, von denen

als fiktiver Widerstand die gegen elektromotorische Kraft des Bahnmotors den bedeutendsten Einfluß hat. Da die gegen elektromotorische Kraft sich mit der Drehzahl stark ändert, wird auch der Strom sich wesentlich ändern und deshalb die Spannung umgekehrt proportional geregelt werden müssen, damit man gleiche Leistung erhält. Die Regelkurve für die Abhängigkeit der Generatorspannung vom Generatorstrom wird bei konstanter Drehzahl des Generators eine Hyperbel (Kurve gleicher Leistung) sein müssen (Abb. 3, Kennlinie a). Die Grenzen für die Regelung ergeben sich aus der erforderlichen größten Anfahrzugkraft (maximaler Strom) und der gewünschten größten Fahrgeschwindigkeit (maximale Spannung). Dauerstrom und Stundenstrom, für welche die Generatoren und Bahnmotoren zu bemessen sind, hängen von den zu befahrenden längeren Steigungen der Bahnstrecke ab. Je höhere Anforderungen man an Zugkraft und Geschwindigkeit (Strom und Spannung) stellt, desto größer und schwerer wird die elektrische Ausrüstung der Triebwagen, weil bei großen Strömen die elektrischen Maschinen viel Kupfer, bei hohen Spannungen viel Eisen erhalten müssen. Die Durch-

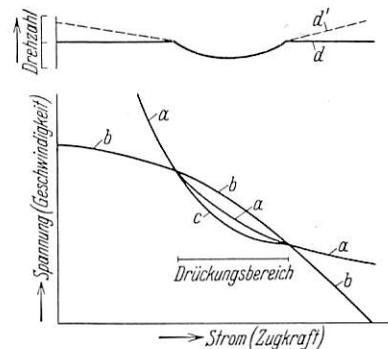


Abb. 3. Kennlinien der Generatorspannung und der Generatorleistung in Abhängigkeit vom Generatorstrom bei der AEG-Lemp-Steuerung.

umformung und wegen ihres schlechteren Wirkungsgrades bedingt. Dem steht allerdings die bessere Leistungsausnutzung des Verbrennungsmotors gegenüber.

Die Aufgabe der gegenläufigen Regelung von Strom und Spannung durch den Generator wird grundsätzlich bei allen Systemen der elektrischen Kraftübertragung durch Beeinflussung der Erregung gelöst. Während aber bei einigen Systemen selbstregelnde Generatoren verwendet werden, benutzen andere Steuerungen Regelapparate. Bei der AEG-Lemp-Schaltung wird das Prinzip der Gegenfeldwicklung benutzt, um mit zunehmendem Strom das Erregerhauptfeld zu schwächen. Die BBC-Steuerung verwendet die bekannte Leonard-Schaltung mit Vorschaltwiderständen im Erregerkreis. Die Größe des Vorschaltwiderstandes wird von einem Stromspannungsrelais über einen Steuerapparat jeweils so eingestellt, daß der Verbrennungsmotor durch den Generator voll ausgelastet ist.

Abb. 4 zeigt das grundsätzliche Schaltbild der AEG-Lemp-Steuerung; darin bedeutet G den Hauptgenerator, der von zwei Feldern, dem A-Feld (III) und dem B-Feld (IV) erregt wird. Die Erregung der beiden Felder bewirkt eine meist auf gleicher Welle sitzende Erregermaschine E, deren Erregerfeld (II) wieder durch eine Batterie B gespeist wird. Außerdem wird aber die Erregermaschine noch durch ein Gegenfeld (I) beeinflusst, das vom Generatorhauptstrom durchfließen wird. Das Gegenfeld hat die Aufgabe, das von der Batterie gespeiste Erregerfeld der Erregermaschine bei steigendem Generatorstrom zu schwächen, so daß die von der Erregermaschine abgegebene Spannung mit zunehmendem Hauptstrom abfällt. Hierdurch wird die Spannung und damit die

Erregung der von der Erregermaschine gespeisten A- und B-Felder der Hauptmaschine mit zunehmendem Strom verringert, wodurch dann wiederum die Spannung am Generatoranker heruntergeht. Ein starkes Absinken der Spannung wird noch besonders durch das B-Feld erreicht, weil die Spannung am B-Feld weit stärker sinkt als die Spannung am Erregeranker, da das B-Feld und die Batterie mit ihrer nahezu gleichbleibenden Spannung in Reihe geschaltet sind. Beträgt die Batteriespannung beispielsweise 110 V und die Erregerankerspannung 140 V, so erhält das B-Feld eine Spannung von 30 V. Sinkt die Erregerankerspannung um 10%, also von 140 V auf 125 V, so wird das B-Feld jetzt nur eine Spannung von 15 V erhalten, d. h. die Spannung am B-Feld ist um 50% gesunken. Durch das B-Feld wird also der Generator besonders nachgiebig, d. h. seine Spannungskennlinie nähert sich, auf den Strom bezogen, bereits bei konstanter Drehzahl der Leistungshyperbel. Dies ist allerdings nicht vollkommen. Vergleicht man die Stromspannungskennlinie (äußere Charakteristik) des AEG-Lemp-Generators (Abb. 3, Kennlinie b) mit der in Strom-Spannungswerte umgerechneten Abgabe-

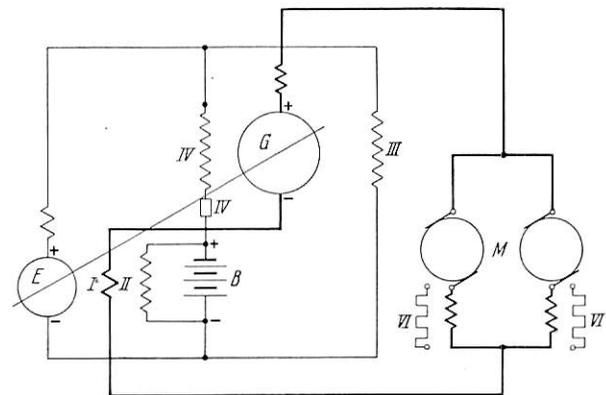


Abb. 4. Schaltbild der AEG-Lemp-Steuerung.

- G Hauptgenerator,
- E Erregermaschine,
- M Antriebs-(Bahn-)motoren,
- B Batterie,
- I Gegenfeld auf der Erregermaschine,
- II Batteriefeld auf der Erregermaschine,
- III A-Feld des Generators,
- IV B-Feld des Generators,
- V Ladeschalter,
- VI Widerstände zur Feldschwächung der Antriebsmotoren.

leistungshyperbel des Verbrennungsmotors (Abb. 3, Kennlinie a) so ergibt sich, daß in den oberen und unteren Spannungs- bzw. Strombereichen der Verbrennungsmotor dicht voll ausgenutzt ist. Im mittleren Bereich überschneidet die Generatorkennlinie die Kennlinie des Verbrennungsmotors, d. h. der Generator will mehr Leistung aufnehmen als der Verbrennungsmotor abgeben kann. Das Aggregat Verbrennungsmotor-Generator wird daher in diesem Falle in der Drehzahl absinken. Um eine stabile Einstellung des Aggregates zu erhalten, muß der Generator so beschaffen sein, daß mit abnehmender Drehzahl seine Leistungsaufnahme stärker abnimmt als die Leistungsabgabe des Verbrennungsmotors. Der bei dieser Selbstregelung entstehende Drehzahlverlust wird Drückung genannt. Der Drehzahl- und Leistungsverlust durch Drückung des Generators beträgt praktisch höchstens rund 6% (Abb. 3, Kennlinie c und d).

Besonders kennzeichnend für die Leistungsausnutzung des AEG-Lemp-Systems sind die in Abb. 5 dargestellten Kurven, wie sie bei den Nürnberger Versuchsfahrten mit den 300-PS-Triebwagen aufgenommen wurden. Kurve c' der Abb. 5 stellt die Generatorabgabeleistung an die Bahnmotoren dar in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit des Triebwagens bei Vollastdrehzahl des Dieselmotors und ungeschwächtem Erregerfeld der Bahnmotoren. Kennlinie a kennzeichnet die

Vollleistung des Dieselmotors (300 PS = 220 kW), aus Kurve b' ersieht man die seitens des Dieselmotors zur Verfügung stehende Leistung unter Berücksichtigung der Abzüge für die Generatorverluste und für die Leistungsabgabe an die Nebenbetriebe (Lüfter für die Dieselmotorkühler, Bremsluftkompressor, Batterieladung usw.)*. Aus den Kennlinien geht hervor, daß volle Leistungsausnutzung nur in zwei Punkten (Abb. 5, A' und B') stattfindet, nämlich an den beiden Enden

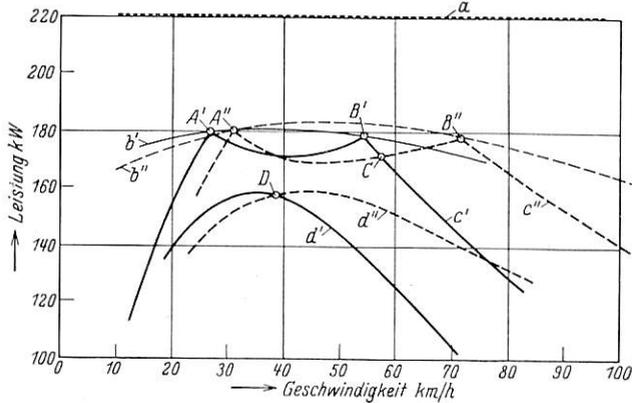


Abb. 5. Leistungskennlinien der 300 PS VT-Wagen mit AEG-Lemp-Steuerung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Das Zeichen ' tragen die bei 100% Erregung der Bahnmotoren aufgenommenen Kennlinien. Das Zeichen '' tragen die bei 55% Erregung der Bahnmotoren aufgenommenen Kennlinien.

des Drückungsbereiches. Aber auch im Drückungsbereich selbst, also bei mittleren Fahrgeschwindigkeiten, ist die Leistungsausnutzung gut.

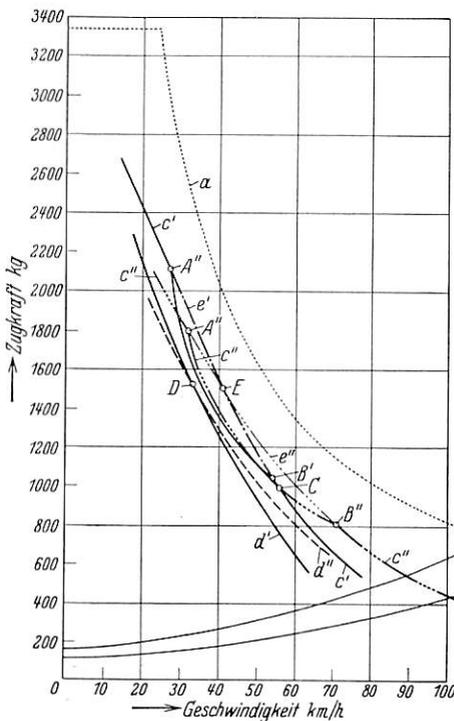


Abb. 6. Zugkraftkennlinien der 300 PS-VT-Wagen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

Die geringere Leistungsausnutzung im Bereich niedriger Geschwindigkeiten ist nicht von besonderem Nachteil, da es sich hier nur um den Anfahrvorgang handelt und auch mit Rücksicht auf die Reibungsgrenze die volle Zugkraft nur ausnahmsweise benötigt wird. Bei der Festlegung der elektrischen Kraftübertragung ist allerdings darauf zu achten, daß man beim Befahren der größten Streckensteigung nicht in diesen Bereich kommt, da hier die Zugkraft mit abnehmender Geschwindigkeit nicht mehr in befriedigendem Maße zunimmt.

Die geringere Leistungsausschöpfung und die damit verbundene Zugkraftminderung bei hohen Geschwindigkeiten kann durch Feldschwächung der Bahnmotoren verbessert werden (Abb. 4, VI); dadurch ergibt sich

nämlich die etwas verschobene Leistungskennlinie c'' der Abb. 5. Aus der Überschneidung der Leistungs- bzw. Zugkraftkennlinien ohne und mit Feldschwächung der Bahnmotoren (Abb. 5 und 6, Punkt C) ergibt sich die Geschwindigkeit, bei der die Feldschwächung vorzunehmen ist, in vorliegendem Falle also bei etwa 56 km/h für die Vollastdrehzahl- bzw. Leistungsstufe. In Abb. 6 sind die den Leistungskennlinien der Abb. 5 entsprechenden Zugkräfte am Radumfang in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit dargestellt, wie sie unter Berücksichtigung der Charakteristik der Bahnmotoren sowie der Vorgelege- und Triebbradübersetzung errechnet wurden.

Die Wirkungsgradkurven, die sich auf Grund der verschiedenen Verluste bei der elektrischen Kraftübertragung ergeben, zeigt Abb. 7 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit.

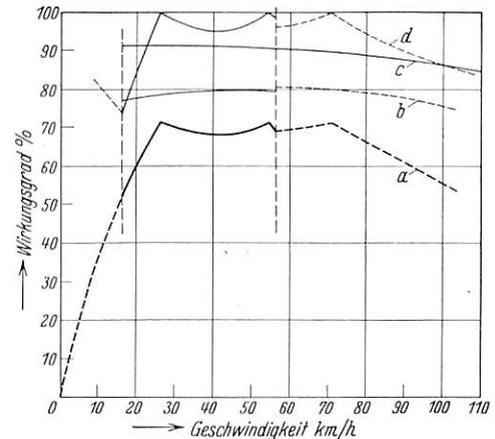


Abb. 7. Wirkungsgradkennlinien der AEG-Lemp-Steuerung der 300 PS VT-Wagen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Sämtliche Kennlinien gelten für Schaltstufe 5 und zwar bei niedrigen Geschwindigkeiten für Schaltung der Bahnmotoren mit 100% Erregung, bei höheren Geschwindigkeiten (ab 56 km/h, günstigster Punkt für die Feldschwächung bei Schaltstufe 5) für Schaltung der Bahnmotoren mit 55% Erregung.

Kennlinie a kennzeichnet den Gesamtwirkungsgrad zwischen Dieselmotor und Triebbradumfang. Dieser Wirkungsgrad setzt sich zusammen aus dem des Generators und der Bahnmotoren (Kennlinie b), einem fiktiven Wirkungsgrad, errechnet aus der für die Nebenbetriebe notwendigen Leistungsabgabe (Kennlinie c) und dem Ausnutzungsfaktor der AEG-Lemp-Schaltung (Kennlinie d). Durch den Ausnutzungsfaktor wird die nicht immer vollkommene Leistungsausnutzung berücksichtigt, die sich auf Grund der oben beschriebenen Selbstregelung der AEG-Lemp-Schaltung ergibt.

Die Einstellung von Teillasten erfolgt beim AEG-Lemp-System in einfacher Weise durch Verringerung der Drehzahl des Diesel-Generatoraggregates, d. h. durch Einstellung einer anderen Drehzahlstufe am Regler des Dieselmotors. Dadurch ändert sich die Strom-Spannungscharakteristik des Generators und damit seine Leistungsaufnahme. Da die Drehzahlabhängigkeit der äußeren Charakteristik des Generators stärker sein muß als die des Dieselmotors, um im Drückungsbereich Selbstregelung zu erzielen, kann die bei der jeweiligen Teillast zur Verfügung stehende Dieselleistung nicht ganz ausgenutzt werden (Abb. 8). Dies ist aber nicht von Nachteil, in gewissen Fällen sogar erwünscht.

Bei den 300-PS-Triebwagen werden die einzelnen Drehzahlstufen des Dieselmotorreglers elektro-pneumatisch gestellt. Die Reglerfeder wird dadurch verschieden vorgespannt, daß Kolben auf sie wirken, die in Zylindern mit verschiedenem Hub geführt sind. Die einzelnen Kolben werden über ein Magnetventil mit Druckluft beaufschlagt. Je nach der gewünschten Drehzahlstufe wird ein Magnetventil vom Führerstand aus elektrisch eingeschaltet.

Bei Volleistung ist der Dieselmotorregler auf Drehzahlstufe 1100 Umdr./Min. eingestellt. Beim Fahren mit dieser Drehzahlstufe (Abb. 8, Stufe 5) muß dann der Regler bei den niedrigen und bei den hohen Fahrgeschwindigkeiten die Füllung verringern, da hier durch den Generator die volle Dieselmotorleistung nicht ausgenutzt wird. Dabei erhöht sich infolge des Ungleichförmigkeitsgrades des Reglers die Drehzahl des Maschinenaggregates etwas (vergl. Abb. 3, Kennlinie d'). Im mittleren Geschwindigkeitsbereich (Drückungsbereich) gibt der Regler stets die volle Füllung. In diesem Bereich will der Generator mehr Leistung aufnehmen, als der Dieselmotor abzugeben vermag, wodurch bis zum Ausgleich die Drehzahl absinkt (Drückung).

Für Einstellung von Teillasten sind bei den 300-PS-Triebwagen vier weitere Drehzahlstufen vorgesehen (Stufe 1: 450 Umdr./Min.; Stufe 2: 620 Umdr./Min.; Stufe 3: 710 Umdr./Min.; Stufe 4: 960 Umdr./Min. — Abb. 8 —). Die Stufen 1 bis 3 dienen zum Anfahren und Rangieren. Stufe 4 wurde so gewählt, daß die hier vorhandene Leistung für Alleinfahrten des Triebwagens (ohne Beiwagen) im allgemeinen genügt, während Stufe 5 für Fahrten mit Anhänger (Steuerwagen) dient. Die Leistungs- und Zugkraftkennlinien für Stufe 4 sind abhängig von der Geschwindigkeit in Abb. 5 und 6 durch die Kurven d' und d'' dargestellt. Der günstigste Zeitpunkt für die Feldschwächung liegt für Stufe 4 bei etwa 33 km/h (Abb. 6, Punkt D).

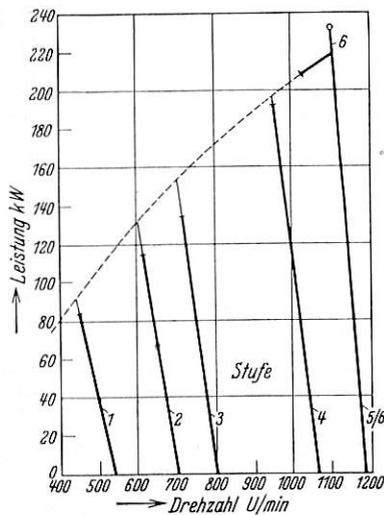


Abb. 8. Kennlinien der Leistungsausnutzung des Dieselmotors bei den 300 PS VT-Wagen in Abhängigkeit von der Drehzahl bei den verschiedenen Schaltstufen. Stark ausgezogen: ausgenutzte Leistung; punktiert: Leistung des Dieselmotors bei voller Füllung.

Stark ausgezogen: ausgenutzte Leistung; punktiert: Leistung des Dieselmotors bei voller Füllung. Einstellung behält wie bei Stufe 5, bleibt die die Leistungsaufnahme bestimmende äußere Charakteristik des Generators die gleiche. Außerhalb des Drückungsbereiches wird aber schon bei Stufe 5 die volle Leistung und Füllung des Dieselmotors durch den Generator nicht beansprucht. Es hätte also hier keinen Zweck die Überlaststufe zu benützen. Dagegen fordert im Drückungsbereich der Generator vom Dieselmotor mehr Leistung als dieser in Stufe 5 abzugeben vermag. Schaltet man deshalb im Drückungsbereich die Überlaststufe 6 ein, so wird infolge der größeren Füllung und damit der größeren Leistung des Dieselmotors die Drückung geringer werden oder sie verschwindet ganz, wie aus Abb. 9 hervorgeht. Im Bereich niedriger und hoher Geschwindigkeit entsprechen die Leistungskennlinien der Stufe 6 (Abb. 9) denen der Stufe 5 (Abb. 5, c' und c''); bei den mittleren Geschwindigkeiten liegen sie über denen der Stufe 5. Die günstigste Geschwindigkeit für die Feldschwächung liegt für Stufe 6 bei etwa 41 km/h (Abb. 9, Punkt E).

Die AEG-Lemp-Übertragung zeichnet sich durch weiches, stoßfreies Arbeiten aus, was sich aus der magnetischen Selbstregulierung dieses Systems ergibt. Beim Anfahren ergeben sich etwas andere Leistungs- und Zugkraftcharakteristiken als

im Dauerbetrieb, da beim raschen Umschalten der Anfahrstufen der Dieselmotor infolge der Belastung seine volle Drehzahl erst mit einiger Verzögerung erreicht. Von Einfluß auf die Charakteristiken ist, wie die Fahrversuche zeigten, ferner der Erwärmungszustand der elektrischen Maschinen und im Drückungsbereich vor allem der für den jeweiligen Batteriezustand notwendige Ladestrom, was aus der Reihenschaltung der Batterie mit dem B-Feld des Generators zu erklären ist.

Abb. 10 zeigt das grundsätzliche Schaltbild der BBC-Steuerung. Die Feldwicklung des Hauptgenerators G ist von einem Hilfsgenerator E, der außerdem noch die Beleuchtung speist und die Anlaß- und Lichtbatterie auflädt, fremd erregt. Die Spannung im Erregerkreis und damit die Spannung am Anker des Hauptgenerators kann durch Einschalten von Vorschaltwiderständen (Feldregler F) willkürlich beeinflusst werden. Der Feldregler wird durch ein besonderes Überwachungsorgan, das Leistungsrelais LR gesteuert. Dieses Relais spricht auf jede Abweichung der Leistung von dem durch den Führer eingestellten Wert an und gibt einen Schaltbefehl an einen elektromagnetischen Antriebsapparat weiter, der seinerseits das Generatorfeld durch Ändern der Vorschaltwiderstände des Feldreglers so lange regelt, bis die Leistung ihren Sollwert wieder erreicht hat. Eine Leistungsabweichung nach oben, wie sie z. B. dadurch eintreten kann, daß der Triebwagen in eine Steigung einfährt — wobei die Antriebsmotoren einen größeren Strom aufnehmen, während die Spannung infolge

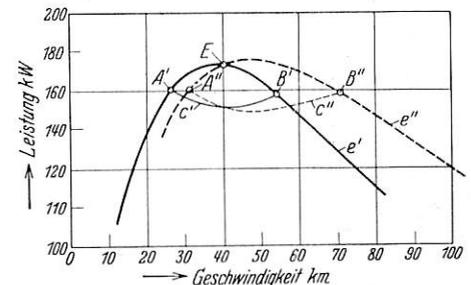


Abb. 9. Leistungskennlinien der 300 PS-Triebwagen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für Schaltstufe 6 (Überlaststufe) ohne, bzw. mit Feldschwächung der Bahnmotoren.

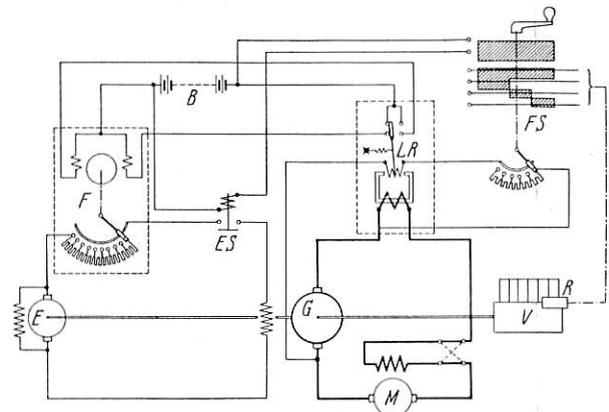


Abb. 10. Schaltbild der BBC-Steuerung.
 V Verbrennungsmotor, M Antriebs-(Bahn-)motor,
 R Drehzahlregler des Verbrennungsmotors, B Batterie,
 G Hauptgenerator, F Feldregler,
 E Erregermaschine (Hilfsgenerator), ES Erregerschutz,
 LR Leistungsrelais, FS Führerschalter.

der einstweilen noch unveränderten Erregung ungefähr konstant bleibt — hat zur Folge, daß das Leistungsrelais aus seiner Mittellage nach der „Ab“-Seite (im Schaltbild rechts) abgelenkt wird; durch Schließen eines Kontaktes wird der Antriebsapparat des Feldreglers eingeschaltet, der Widerstand im Erregerkreis wird vergrößert, der Erregerstrom und damit auch die Generatorspannung also verkleinert und zwar so lange, bis das Leistungsrelais in seine Mittellage zurückkehrt. In ähnlicher Weise arbeitet das Leistungsrelais auch

während des Anfahrens, bei dem der Strom ständig ab-, die Spannung im gleichen Maße zunimmt. Die Kontaktbahn des Feldreglers ist als feststehender Kommutator ausgebildet, um den sich ein beweglicher Bürstenarm dreht. Die einzelnen Stufen des Erregerwiderstandes sind an die Kommutatorlamellen angeschlossen (Abb. 11).

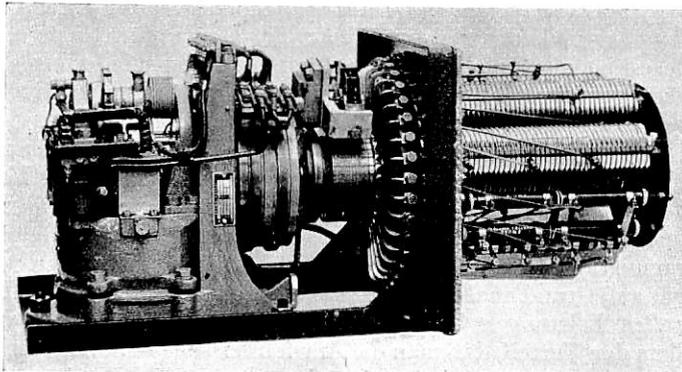


Abb. 11. Feldregler der BBC-Steuerung.

Links: Antriebsapparat des Feldreglers. Rechts: Vorschaltwiderstände des Erregerkreises.

Das Leistungsrelais (Abb. 12) besteht nach Art eines Leistungsmessers aus einer festen, vom Generatorstrom durchflossenen Stromspule und einer beweglichen Spannungsspule. Die Stromspule sitzt auf einem Eisenkern und erzeugt ein dem Strom proportionales Feld. In dem ringförmigen, praktisch gleichmäßigen Luftfeld zwischen den beiden Polen des Eisenkernes bewegt sich die Spannungsspule, die sogenannte Schwingspule, die an der Generatorspannung liegt und von einem der Generatorspannung proportionalen Strom durchflossen wird. Die Schwingspule ist am einen Ende eines zweiarmigen Hebels befestigt, dessen anderes Ende das Kontaktsystem trägt. Die Kraft mit der die Spannungsspule gegen eine Federkraft in ihre Mittellage gezogen wird, ist dem Produkt aus Strom und Spannung, also der Leistung proportional. Durch Einschalten eines veränderlichen Widerstandes in den Kreis der Spannungsspule kann man die

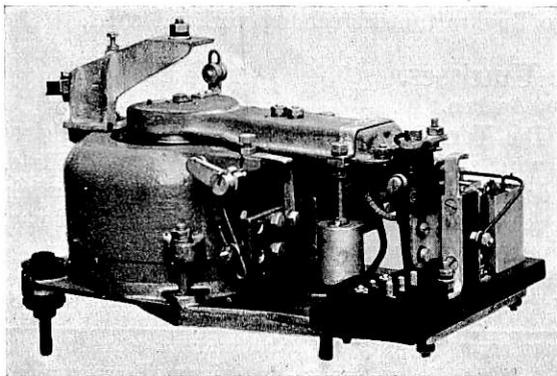


Abb. 12. Leistungsrelais der BBC-Steuerung.

Generatorleistung, bei der Gleichgewichtszustand des Leistungsrelais eintritt, willkürlich beeinflussen. Damit ist ein einfaches Mittel gegeben, die Leistung zum Zweck willkürlicher Geschwindigkeitsregelung des Fahrzeugs zu beeinflussen (Teillastregelung). Die Widerstände, die in den Spannungskreis des Leistungsrelais eingeschaltet sind und nur wenig Platz beanspruchen, weil sie ganz geringe Ströme führen, werden in den Führerschaltern untergebracht und durch die Fahrkurbel geschaltet. Jeder Fahrkurbelstellung entspricht also eine ganz bestimmte Leistung des Generators und damit auch des Dieselmotors.

Dieser Zusammenhang zwischen Kurbelstellung und Leistung bietet die Möglichkeit, mit ein und derselben Kurbel gleichzeitig mit der Leistung zwangsläufig auch die Drehzahl des Dieselmotors zu beeinflussen. Es wäre zwar möglich, den Dieselmotor immer mit seiner größten Drehzahl laufen zu lassen. Die wechselnde Leistung, die an seiner Welle durch die willkürliche Beeinflussung der elektrischen Leistung angefordert wird, müßte dann der Drehzahlregler durch wechselnde Brennstoffzuteilung herbeiführen. Gegen den dauernden Betrieb mit Höchstdrehzahl spricht aber vor allem die hieraus entstehende erhöhte Abnutzung des Motors. Man wählt deshalb neben der Vollastdrehzahl meist noch einige Drehzahlstufen für die Teillasten. Die Abstufung der Drehzahlen kann dabei nach den Eigenschaften des Dieselmotors gewählt werden, wobei sich gegebenenfalls kritische Drehzahlen vermeiden lassen.

Bei den 150 PS-Triebwagen sind folgende Drehzahlstufen vorhanden: 1500 Umdr./Min. Höchstdrehzahl, 1200 Umdr./Min. weitere Betriebsdrehzahl, 700 Umdr./Min. Leerlaufdrehzahl. Mit der Fahrkurbel können 16 Leistungsstufen von 10 zu 10 PS eingestellt werden. Bis zur Leistungsstufe 100 PS beträgt die Drehzahl des Dieselmotors 1200 Umdr./Min., von Stufe 110 PS bis 160 PS 1500 Umdr./Min. Die höchste Leistungsstufe von 160 PS soll nur vorübergehend benützt werden, da die Leistungssteigerung des Dieselmotors über seine Vollastleistung von 150 PS hinaus durch eine über das normale Maß hinausgehende Füllung erreicht wird.

Die Drehzahlen werden ebenfalls elektrisch einge-

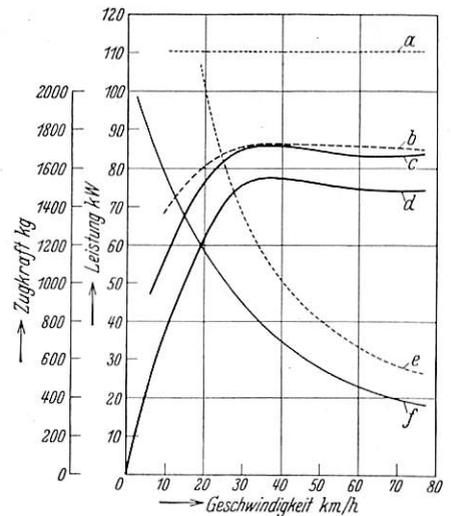


Abb. 13. Leistungs- und Zugkraft-Kennlinien der 150 PS VT-Wagen mit BBC-Steuerung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

- a Kennlinie der möglichen Abgabeleistung des Dieselmotors bei 1500 Umdr./Min. und voller Füllung (Vollastleistung);
- b Kennlinie der möglichen Abgabeleistung des Dieselmotors bei Abzug der Generatorverluste und des Leistungsaufwandes für die Hilfsbetriebe;
- c Kennlinie der an den Bahnmotor abgegebenen Generatorleistung (bei Schaltstufe 150 PS);
- d Kennlinie der Leistung am Treibradumfang (bei Schaltstufe 150 PS);
- e Kennlinie der Zugkräfte, errechnet auf Grund der möglichen Abgabeleistung des Dieselmotors bei 1500 Umdr./Min. und voller Füllung;
- f Kennlinie der Zugkräfte am Treibradumfang (bei Schaltstufe 150 PS).

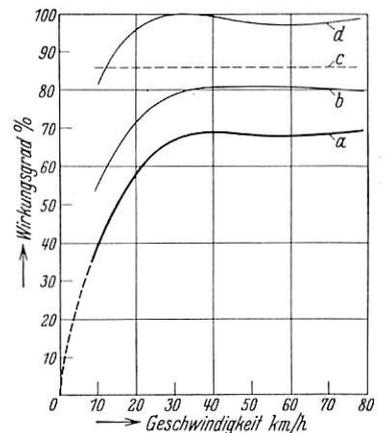


Abb. 14. Wirkungsgrad-Kennlinien der BBC-Steuerung der 150 PS VT-Wagen in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit.

- a Kennlinie des Gesamtwirkungsgrades vom Dieselmotor bis zum Treibradumfang;
- b Kennlinie des Wirkungsgrades des Generators und des Bahnmotors;
- c Kennlinie des fiktiven Wirkungsgrades, errechnet auf Grund des Leistungsbedarfes der Hilfsbetriebe;
- d Ausnutzungsfaktor der BBC-Steuerung.

Sämtliche Kennlinien gelten für Schaltstufe 150 PS.

stellt durch einen Antriebsapparat, der nach Art desjenigen des Feldreglers die Federspannung des Drehzahlreglers am Dieselmotor verändert. Den Schaltbefehl gibt jeweils im richtigen Augenblick ein Steuerbelag auf der Walze der Fahrkurbel.

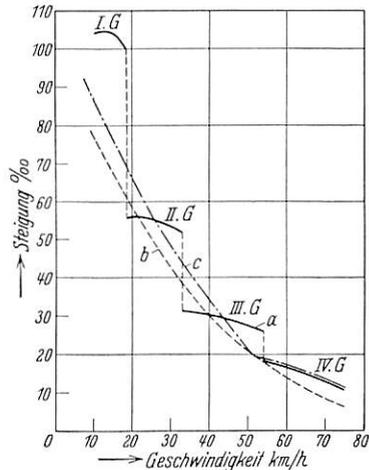


Abb. 15. SV-Diagramme für zweiachsige 150 PS Dieselmotor-Triebwagen bei gleicher Nutzlast.
 a mit mechanischer Kraftübertragung;
 b mit elektrischer Kraftübertragung;
 c mit hydraulischer Kraftübertragung.

Die BBC-Steuerung hat gegenüber der AEG-Lemp-Schaltung den Vorteil, daß sie stets nahezu gleichlaufend mit der Leistungshyperbel des Dieselmotors den Strom und die Spannung des Generators einregelt. Man erhält so auch im oberen und unteren Spannungsbereich eine recht gute Ausnutzung der verfügbaren Leistung des Verbrennungsmotors. Der Vorteil wird allerdings mit einem Mehraufwand von Schaltapparaten erkauft.

Abb. 13 zeigt die bei den Versuchsfahrten ermittelten Leistungs- und Zugkraftkennlinien der 150 PS-Triebwagen mit BBC-Steuerung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, und zwar für die Vollast - Leistungsstufe (150 PS)*. Der Unterschied

zwischen der Kennlinie der Dieselmotorabgabeleistung (a) und der Kennlinie der möglichen Generatorabgabeleistung (b) ist bedingt durch die Generatorverluste und den Leistungsaufwand für die Hilfsbetriebe, der bei diesen Wagen verhältnismäßig groß ist (16 kW). Da sich die Rückkühler für das Dieselmotorkühlwasser im Fahrbetrieb als zu klein erwiesen hatten und wegen der beschränkten Platzverhältnisse nicht ausreichend vergrößert werden konnten, mußte die Leistung der Lüfter gesteigert werden. Die Kennlinie der tatsäch-

*) Die genaue Einstellung des Generators auf die Vollastleistungsstufe (150 PS) wurde bei den Versuchsfahrten durch Änderung der Federspannung am Leistungsrelais vorgenommen.

Zur Frage des Radreifen-Umrisses.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Der VMEV hat an dieser Stelle*) von ihm angestellte „theoretische Untersuchungen zur Entwicklung einer verbesserten Umrißlinie für Radreifen“ veröffentlicht, zu denen ich Stellung nehmen möchte, um zur weiteren Klärung dieser wichtigen Frage beizutragen.

Die vom VMEV angewandten Bezeichnungen der Rechnungsgrößen werden übernommen.

Nach den Vorbemerkungen dieser Arbeit „entspricht die Art der Berührung zwischen neuem Rad und neuer Schiene bei den heute üblichen Umrißlinien durchweg dem Begriff der Zweipunktberührung“. Das ist zweifellos richtig, nur dauert es nicht lange, wenigstens nicht beim VMEV-Profil. Die Abnutzung des Betriebes, vor allem der Abschleif, verflacht den Schienenscheitel sehr bald derart und höhlt den Radreifen sehr bald derart aus, daß sich Einflächenberührung, die als erweiterte Einpunktberührung aufgefaßt werden kann, einstellt. Diese dürfte meistens beim VMEV-Profil im Betriebe vorliegen, wie auch die Erfahrung immer wieder bestätigt.

Nun zu der Behandlung der vier aufgestellten Forderungen und den Schlußfolgerungen:

*) Heft 7 vom 1. April 1934.

lichen Generatorabgabeleistung c zeigt im Vergleich zur Kennlinie b , daß die zur Verfügung stehende Leistung durch die Steuerung recht gut ausgenutzt wird. Dies geht auch aus Abb. 14 hervor, in der die Wirkungsgradkennlinien, ähnlich wie für die 300 PS-Wagen aufgetragen sind. Der Ausnutzungsfaktor der BBC-Steuerung (Kennlinie d der Abb. 16) ist, bis auf den Anfahrbereich, immer nahezu 100%. Die kleine Abweichung rührt davon her, daß durch die Charakteristik des Leistungsrelais die Generatorverluste und die durch die Hilfsbetriebe bedingte Leistungsminderung, die beide gewissen Schwankungen unterworfen sind, nicht immer ganz berücksichtigt werden können.

Abschließend darf erwähnt werden, daß die Versuchsfahrten mit den beiden Wagenbauarten nicht nur Aufschluß über die beiden elektrischen Kraftübertragungssysteme gaben, sondern auch im Vergleich zu Wagen mit anderen Übertragungsarten eine Beurteilung der elektrischen Steuerung an sich auf Grund praktischer Ergebnisse ermöglicht haben. Bei großen Leistungen hat die elektrische Kraftübertragung vor allem den Vorteil, daß man die Antriebsleistung ohne Schwierigkeit auf mehrere, auch voneinander getrennte und weiter entfernte Achsen übertragen und so ein erhöhtes Reibungsgewicht erhalten kann. Bei zweiachsigen Wagen mit verhältnismäßig kleiner Motorleistung ist aber zumeist nur der Antrieb einer Achse erforderlich. Da für Leistungen bis etwa 150 PS derzeit schon Zahnradgetriebe zur Verfügung stehen, die in längerem Dauerbetrieb erprobt, einfach und leicht zu handhaben sind, dürfte für kleine zweiachsige Triebwagen die elektrische Kraftübertragung wegen ihres im Vergleich zu den mechanischen Getrieben hohen Aufwandes an Kosten und Gewicht in Zukunft ausscheiden.

In Abb. 15 sind zum Vergleich die s/V -Diagramme von zweiachsigen 150 PS-Dieselmotor-Triebwagen mit mechanischer, hydraulischer und elektrischer Kraftübertragung dargestellt. Aus den Kennlinien ersieht man, daß durch entsprechende konstruktive Durchbildung des Wandlers die Auslegung der hydrodynamischen Getriebe (Turbo-Getriebe) im Vergleich zu den beiden anderen Kraftübertragungen schon eine recht gute geworden ist. Dabei ist noch zu beachten, daß im Gegensatz zu den mechanischen Stufengetrieben bei der hydraulischen Kraftübertragung während des Anfahrvorganges keine mehrmalige, mit Beschleunigungsverlust verbundene Zugkraftunterbrechung vorhanden ist.

1. Die Verringerung der Gefahr des Entgleisens.

Es wird zunächst ein Ausdruck aufgestellt für das Verhältnis des waagerechten Führungsdrucks Y zum wirklichen Raddruck Q an der Gleitgrenze nach unten und nach oben für Einpunktberührung. Dieser Ausdruck

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\text{tg } \alpha \mp \mu}{1 \pm \mu \cdot \text{tg } \alpha} = \frac{\text{tg } \alpha \mp \text{tg } \varrho}{1 \pm \text{tg } \varrho \cdot \text{tg } \alpha} = \text{tg } (\alpha \mp \varrho) \dots I$$

gilt genau nur, wenn das anlaufende Rad bei Unter- und Überschreitung dieser Grenze in seinem Berührungspunkt \mathcal{A} in der durch die Richtung von Y gelegten lotrechten Ebene nach unten und oben rutscht, also angenähert in einer Ebene, die der durch die Radsatzdrehachse gelegten lotrechten oder „Meridianebene“ parallel ist. Meistens rutscht aber das Rad in seinem Berührungspunkt \mathcal{A} schräg nach vorne oder hinten ab, etwa unter einem Winkel ξ' gegen die Meridianebene, s. Abb. 1. Den dafür an der Abrutschgrenze geltenden genauen Ausdruck

$$\frac{Y}{Q} < \frac{\text{tg } \alpha - \mu \cdot \cos \xi'}{1 + \mu \cdot \cos \xi' \cdot \text{tg } \alpha}$$

hat schon Bödecker in seinem 1887 erschienenen klassischen Buch: „Die Wirkung zwischen Rad und Schiene“ entwickelt. Wovon hängt nun ξ' ab? In Abb. 1 ist die schräg nach vorn

abwärts gerichtete Gleitgeschwindigkeit v des Rades im Punkt \mathcal{Q} nebst ihren drei Komponenten v_x , v_y und v_z dargestellt. M bedeutet die lotrechte Reibungsmittelpunktsachse des in \mathcal{Q} anlaufenden und abrutschenden Rades, m den Abstand der durch \mathcal{Q} gehenden Laufkreisebene des Rades und $p \sim \tau \cdot R$ den Abstand der durch \mathcal{Q} gehenden Querebene von M . Bezeichnet weiter ξ die waagerechte Projektion von ξ' , so ist nach Abb. 1:

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{m}{p} \sim \frac{m}{\tau \cdot R} \quad \text{und} \quad \operatorname{tg} \xi' = \operatorname{tg} \xi \cdot \cos \alpha$$

oder

$$\cos \xi' = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{m}{\tau \cdot R}\right)^2 \cdot \cos^2 \alpha}} \dots \dots \dots 1)$$

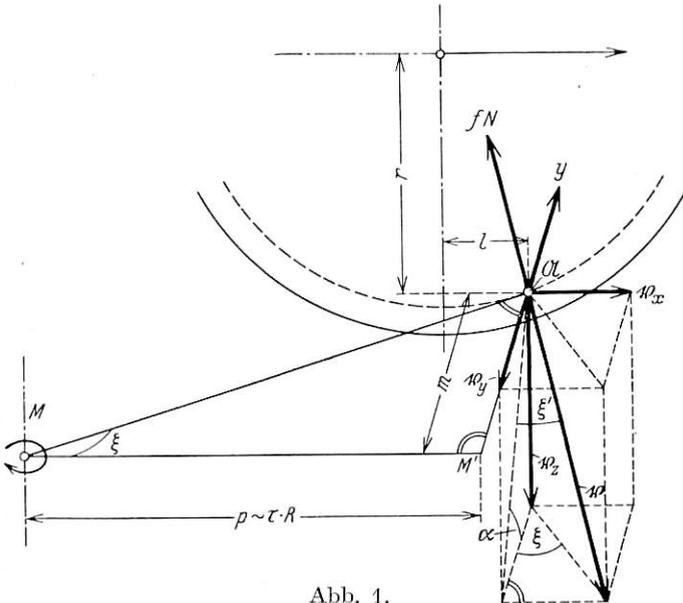


Abb. 1.

Danach hängt $\frac{Y}{Q}$ außer vom Flankenwinkel α und der Gleitreibungsziffer μ noch von dem Anlaufwinkel τ und dem Abstand m ab. m wird unten genauer bestimmt; es kann positiv, 0 und negativ sein. τ kann bei Vollbahnen etwa zwischen 0 und 2° schwanken. Bei führenden Radsätzen von zwei- und mehrachsigen Gestellen ist $\operatorname{tg} \xi = \frac{m}{p} \sim \frac{m}{\tau \cdot R}$ stets sehr klein,

$\cos \xi'$ nur wenig von 1 verschieden, der Ausdruck $\frac{Y}{Q} \leq \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)$ mithin ziemlich genau; er gibt die Entgleisungssicherheit etwas zu klein an! Bei führenden Einzelachsen aber kann $\tau = 0$, d. h. $\cos \xi' = 0$ werden; dann ist $\frac{Y}{Q} \leq \operatorname{tg} \alpha$, also erheblich größer. Bei $\alpha = 60^\circ$, $\mu = 0,2$ oder $\varrho = 11^\circ 20'$ z. B. ist im ersten Fall $\frac{Y}{Q} \leq 1,14$, im zweiten dagegen $\leq 1,73$, d. h. $\sim 50\%$ größer! Der Einfluß von τ und m , namentlich der von τ , ist also dann recht erheblich und kann nicht immer vernachlässigt werden, wie es in jener Näherungsformel I geschehen ist. Die Behauptung, daß „seine Berücksichtigung in den Ergebnissen für das Verhältnis $\frac{Y}{Q}$ praktisch keine anderen Werte ergebe“, trifft nicht immer zu und steht auch in Widerspruch zu den weiteren Ausführungen der VMEV-Arbeit selbst; denn hier wird auf S. 125, Anm. 2, ein Ausdruck II:

$$\frac{Y}{Q} = \frac{\sqrt{1 + \frac{t^2}{l^2}}}{\mu + \operatorname{ctg} \alpha} \dots \dots \dots \text{II}$$

abgeleitet, der gerade die Abhängigkeit dieses Verhältnisses von τ dartun soll; denn I, die „Vorverlagerung“ des Punktes \mathcal{Q} vor der Meridianebene, ist proportional τ . Dieser Ausdruck II bezieht sich auf genau den gleichen Fall wie I; denn auch II gilt für Einpunktberührung, da an der untersuchten Entgleisungsgrenze, auch wenn ursprünglich Zweipunktberührung herrschte, das Rad sich mit seiner Lauffläche bei A von der Schiene abhebt, die ursprüngliche Zweipunktberührung also in Einpunktberührung übergeht (s. Abb. 2, bis auf die eingetragenen Kräfte übereinstimmend mit einem Teil der Abb. 8 der VMEV-Arbeit). An der Entgleisungsgrenze ist stets Einpunktberührung vorhanden. Dieser Ausdruck II gibt aber den Einfluß von τ viel zu groß wieder; für $\tau = 0$, also $l = 0$, $\frac{t}{l} = \infty$ würde nach ihm $\frac{Y}{Q} = \infty$ sein, d. h. es gäbe überhaupt keine Seitenkraft Y , die groß genug wäre, das mit unendlich kleinem τ anlaufende Rad am Abrutschen zu hindern; eine Entgleisung durch Aufklettern des Rades in seiner Rollrichtung wäre bei sehr

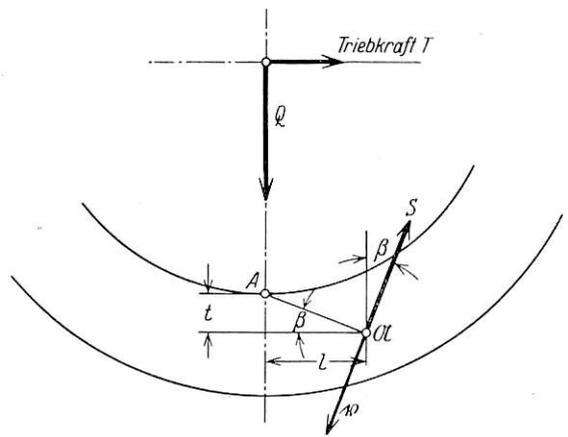


Abb. 2.

kleinem τ überhaupt unmöglich! In Wirklichkeit dagegen ist nach den obigen Darlegungen bei sehr kleinem τ $\frac{Y}{Q}$ nur im Verhältnis $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha - \mu}$ größer als bei größerem τ .

Woher rührt nun diese Unstimmigkeit? Bei noch vorhandener Zweipunktberührung verteilt sich die Radlast Q auf die Punkte A und \mathcal{Q} , ruht nicht allein auf A, wie es in Anmerkung 2 scheinbar angenommen ist, sondern zu einem ansehnlichen Teil auf \mathcal{Q} . Mit Wachsen von Y geht Q immer mehr auf \mathcal{Q} über, bis es im kritischen Augenblick des Abhebens des Rades ganz auf \mathcal{Q} ruht. In diesem Augenblick ist also der Normaldruck in \mathcal{Q} nicht $Y \cdot \sin \alpha$, sondern $Y \cdot \sin \alpha + Q \cdot \cos \alpha$ und Gl. b) der Anmerkung 2 muß heißen:

$$Y (\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) \cos \beta + \mu \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \geq Q \cdot \sin \alpha,$$

woraus sich ergibt

$$\frac{Y}{Q} = \frac{1 - \mu \cdot \cos \beta \cdot \operatorname{ctg} \alpha}{(\mu + \operatorname{ctg} \alpha) \cos \beta} \quad \text{statt} \quad \frac{1}{(\mu + \operatorname{ctg} \alpha) \cos \beta}.$$

Schon hiernach ist $\frac{Y}{Q}$ oder die Entgleisungssicherheit zu groß bestimmt. Weiter liegt dem Ausdruck $\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{l^2 + t^2}}$ die stillschweigende Voraussetzung zugrunde, daß die „Momentandrehachse“ des Rades durch A geht. Das ist aber tatsächlich nie der Fall. Wie sich aus meiner Arbeit: „Die freien Lenkachsen im Gleisbogen bei Einpunktberührung“*) ergibt, liegt bei $\tau = 0$ die Momentandrehachse in Höhe von \mathcal{Q} und hat

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, H. 17 und 19.

ihre Höhenlage z über \mathfrak{A} bei größerem τ (etwa über $40'$) den Näherungsausdruck:

$$z = \frac{\tau^2 \cdot \frac{r}{\mu} \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{H}{Q_0} \cdot \frac{i}{2s} + \frac{1 + \frac{H}{Q_0} \cdot \frac{i}{2s}}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} - 1 \right) + h - \frac{2sr}{R}}{1 + \frac{H}{Q_0} \cdot \frac{i}{2s} + 1} \dots 2).$$

Darin bedeuten:

H die von außen auf den anlaufenden Radsatz in Höhe i über SO ausgeübte Seitenkraft von solcher Größe, daß das Rad mit dem Flankenwinkel α an der Entgleisungsgrenze steht,

Q_0 den Raddruck des anlaufenden Rades im Ruhezustand, $2s$ den Abstand der beiden Laufkreisebenen des Radsatzes, bei Regelspur annähernd 1500 mm,

h die Tiefenlage von \mathfrak{A} unter A' , dem Stützpunkt des nicht anlaufenden Innenrades.

$\frac{H}{Q_0}$ ergibt sich nach der gleichen Arbeit zu:

$$\frac{H}{Q_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha (1 - \mu^2) - 2\mu}{1 - \operatorname{tg} \alpha \left[\frac{i}{2s} (1 + \mu^2) - \mu \right]} \dots \dots 3)$$

Hiernach wird zwar bei einem h von $8 \div 9$ mm, wie es bei Vollbahnen meist vorliegt, z positiv, d. h. durchdringt die Momentandrehachse die \mathfrak{A} -Laufkreisebene des Rades etwas oberhalb \mathfrak{A} , bleibt z aber stets, auch beim größten vorkommenden τ und bei $R = \infty$, gegenüber h nur klein, so daß $\operatorname{tg} \beta$ stets sehr viel kleiner bleibt als $\frac{t}{l}$!

Ausdruck II gibt also $\frac{Y}{Q}$ oder die Entgleisungssicherheit aus zwei Gründen viel zu groß an, namentlich bei kleinem τ ! — Die richtiggestellte Gl. b) ergibt mit $\beta = 0$, $\cos \beta = 1$, was aus dem angegebenen Grunde richtiger ist als $\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{l^2 + t^2}}$, den Ausdruck I! —

Zur genauen Bestimmung von $\frac{Y}{Q}$ müssen wir m in seinen Abhängigkeiten kennen. Nach der schematischen Abb. 3 besteht zwischen $+z$ und $-m$ die Beziehung: $\frac{+z}{-m} \sim \frac{r}{R}$ oder $-m \sim z \cdot \frac{R}{r}$. Die „Momentandrehachse“ liegt in der Meridianebene, geht durch den Schnittpunkt C' der lotrechten um p vor dem Krümmungsmittelpunkt liegenden Achse mit der Radsatzdrehachse, durchdringt die Laufkreisebene von \mathfrak{A} in D und liegt in M' in Höhe von \mathfrak{A} . Somit ist bei $\tau = 0$, also $z = 0$ auch $m = 0$ und bei größerem τ nach Gl. 2):

$$-m \sim \frac{R}{r} \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{H}{Q_0} \cdot \frac{i}{2s} + \frac{1 + \frac{H}{Q_0} \cdot \frac{i}{2s}}{1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha} - 1 \right) + h \frac{R}{r} - 2s \dots 4).$$

Mit Hilfe dieser Ausdrücke und der Gl. 1) für $\cos \xi'$ kann man aus der Bödeckerschen Formel $\frac{Y}{Q}$ genau als Funktion von α , μ , τ , R , i , h , bestimmen. Meistens genügt aber der oben angegebene Näherungsweg.

Der Zahlenwert μ darf nun meines Erachtens nicht, wie es in der VMEV-Arbeit geschieht, gleich dem „Labrynschen“ $\mu' = 0,16 \div 0,18$ gesetzt werden. Denn dies μ' ist, wie ich schon in meiner Arbeit „Die Reibung zwischen Rad und Schiene im Bogen“*) betont habe, nur die Ziffer einer Komponente, nämlich der Querkomponente, der ganzen schräg gerichteten Reibung, während das hier vorhandene μ die Ziffer der ganzen Reibung, also größer, ist! Außerdem bezieht sich jenes μ' auf Gleiten in der waagerechten Ebene von nicht anlaufenden Rädern, während es sich hier um ein Schrägabwärtsgleiten eines anlaufenden Rades handelt. Die Reibungsverhältnisse können in diesen beiden Fällen sehr verschieden sein, namentlich in ihrer Abhängigkeit von τ und ξ' bzw. ξ ! Das Labrynsche μ' sinkt stark mit wachsendem ξ ; daraus folgt durchaus nicht, wie sich das hier vorhandene μ bei Änderung von ξ' verhält. So dürfen die Labrynschen Werte 0,16 und 0,18 meines Erachtens nicht berücksichtigt werden, dürfte, namentlich bei neuen Schienen und Reifen, $\mu = 0,20$ eher zu niedrig als zu hoch sein.

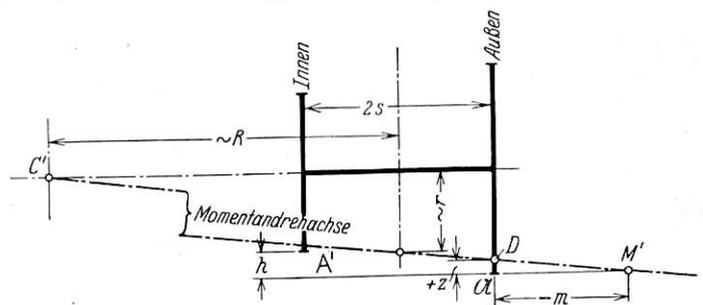


Abb. 3.

Der Grenzwert $\frac{Y}{Q} = 1$ bietet meines Erachtens keine genügende Sicherheit gegen Entgleisen. Beim Einfahren schlecht bogenläufiger schwerer Lokomotiven in Bögen mit der höchstzulässigen Geschwindigkeit kann der wirkliche Führungsdruck Y annähernd gleich Q werden, dann wäre bei dem Grenzwert $\frac{Y}{Q} = 1$ überhaupt keine Entgleisungssicherheit mehr vorhanden. Da bei $\mu = 0,2$ und größerem τ ein Flankenwinkel von 60° einen $\frac{Y}{Q}$ -Grenzwert von 1,14 zuläßt, gibt er dann nur eine 1,14fache Sicherheit, der Flankenwinkel von 54° aber eine negative von 8%! So ist es meines Erachtens äußerst bedenklich, α unter 60° zu verkleinern; man sollte es lieber vergrößern! $\alpha = 70^\circ$ ergäbe z. B. eine 1,64fache Sicherheit.

Alle Flankenwinkel werden aber erfahrungsgemäß durch die Abnutzung im Betrieb sehr schnell auf ein annähernd gleiches Maß gebracht, bei der im VMEV zur Zeit üblichen Schienenform auf etwa 70° , auch ursprüngliche Flankenwinkel von 54° ! Macht man α kleiner als 70° , so erhöht die Abnutzung die dadurch verringerte Entgleisungssicherheit zwar etwas wieder, aber beim Aufsteigen des Rades an der jetzt höher liegenden, durch den größeren Winkel von 70° gekennzeichneten, Entgleisungsgrenze gelangt dies sofort wieder auf das schwächer geneigte nicht abgenutzte Spurkranzstück — in Abb. 4 bei C —, während es bei $\alpha = 70^\circ$ beim Aufsteigen solange die gleichstarke von vorneherein auf einer langen Strecke vorhandene große Neigung vorfindet, bis der ganze Spurkranzkegel bis zu seinem unteren Ende B aufgeklert ist. Im ersten Falle ist die „Sicherheitsstrecke“ $CB \cdot \cos \alpha_{\max} \sim 0$, im zweiten hat sie stets eine gewisse endliche Länge. Und auf diese Sicherheitsstrecke kommt es zur Vermeidung von

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1932, Heft 5.

Entgleisungen tatsächlich sehr an, nicht nur auf großes α mit ausreichendem $\frac{Y}{Q}$ -Grenzwert; eine leichte Überschreitung der Entgleisungsgrenze dürfte im Betriebe bei sehr großem Y öfter vorkommen; aber da diese sehr große Kraft meist nur kurze Zeit anhält, entgleist das aufsteigende Rad tatsächlich nur, wenn die Sicherheitsstrecke fehlt oder nur sehr kurz ist! Näheres hierüber in meiner Arbeit über „Die Entgleisungsgefahr im Gleisbogen“*).

Die „Vorverlagerung“ l ist in der VMEV-Arbeit geometrisch ermittelt für verschiedene r , τ und α . Auch sie hat schon Bödecker in seinem oben angegebenen Buch sehr einfach und richtig analytisch ermittelt in der einfachen Form:

$$l = r \cdot \sin \tau \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

worin r streng genommen nicht der Radhalbmesser, sondern die Tiefenlage von \mathcal{A} unter der Radsatzdrehachse ist. Nach Bödecker haben verschiedene Forscher den gleichen Ausdruck auf andere Weise abgeleitet. Er ist also sehr bekannt. Der „Polstrahl“ in der vom Ausschluß des VMEV eingeführten Bedeutung geht durch \mathcal{A} , wenn $s \cdot \tau = l = r \cdot \tau \cdot \operatorname{tg} \alpha$ oder

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{r} \dots \dots \dots 5)$$

ist; bei größerem α liegt \mathcal{A} vor, bei kleinerem hinter ihm. Große praktische Bedeutung hat meines Erachtens dieser Polstrahl nicht.

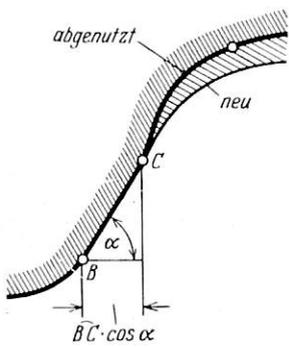


Abb. 4.

In den bisher besprochenen Ausführungen der VMEV-Arbeit (S. 121 ÷ 124) wird anscheinend als wichtigste Entgleisungsursache angesehen das Nichtabrutschen des geradeaus unter dem Winkel τ auf eine Schiene zurollenden und an diese anlaufenden Rades, wobei sich ein seitlicher äußerer Widerstand Y und die Gleitreibung zwischen Rad und Schiene dem Abrutschen von der Schiene widersetzen. Das ist meines Erachtens tatsächlich die weitaus wichtigste

Entgleisungsursache. In den folgenden Ausführungen dagegen (S. 125 ÷ 128) wird angenommen, daß ein Radsatz dadurch zum Entgleisen gebracht wird, daß er aus der Mittellage im Gleis durch eine äußere Querkraft Y zur Seite, an eine Schiene heran und auf diese hinauf, gedrängt wird unter Überwindung der Gleitreibung zwischen Rad und Schiene. Das ist eine Entgleisungsart, die nur äußerst selten vorkommen dürfte, jedenfalls gegenüber der ersten von ganz untergeordneter Bedeutung ist. Dieser Wechsel der Anschauung ist mit keinem Wort begründet, überhaupt nur bei aufmerksamem Lesen zu erkennen. Nach dieser Anschauung ist die Reibung zwischen Rad und Schiene ein Schutz gegen Entgleisen und das seitensteifste Fahrzeug das entgleisungssicherste, während die Reibung nach jener die Regelverhältnisse treffenden Anschauung die Entgleisung erleichtert!

Außerdem ist die Querverschiebungsarbeit, die eine solche Querkraft Y bei diesem äußerst selten vorkommenden Entgleisungsvorgang zu leisten hat, wohl falsch berechnet! Der waagerechte Abstand y der beiden Punkte A und \mathcal{A} (s. Abb. 12 der VMEV-Arbeit) kann bei Einpunktberührung niemals gleich der Querverschiebung des Rades bei Übergang seiner Stützung von A nach \mathcal{A} sein, sondern diese Verschiebung ist stets nur ein kleiner Bruchteil von y oder gleich 0. Sie ist gleich 0, wenn wie in Wirklichkeit oft Berührungsumriß oder „Umhüllende“ des Rades und Schienenprofil sich

zwischen A und \mathcal{A} eng aneinander anschmiegen (Einflächenberührung als Grenzfall der Einpunktberührung) und ist gegenüber y bei ausgesprochener Einpunktberührung sehr klein, so z. B. auch, wenn ein Radreifen des in Abb. 1 der Taf. 8 dargestellten Einpunktberührungs-Umrisses Ungarn mit einer neuen Schiene zusammen arbeitet. Davon überzeugt man sich leicht, wenn man in Abb. 1 der Taf. 8 ein solches Schienenprofil in den Radreifenumriß hineinlegt und waagrecht auf den Spurring zu verschiebt. Mithin ist auch die spezifische Verschiebungsarbeit bei diesem Übergang der Stützung von A nach \mathcal{A} stets sehr viel kleiner als $\int_0^y \frac{Y}{Q} dy$! Außerdem ändert sich Q , der wirkliche Raddruck, bei dieser Verschiebung sehr stark, was nicht beachtet ist! Demgemäß ist auch der

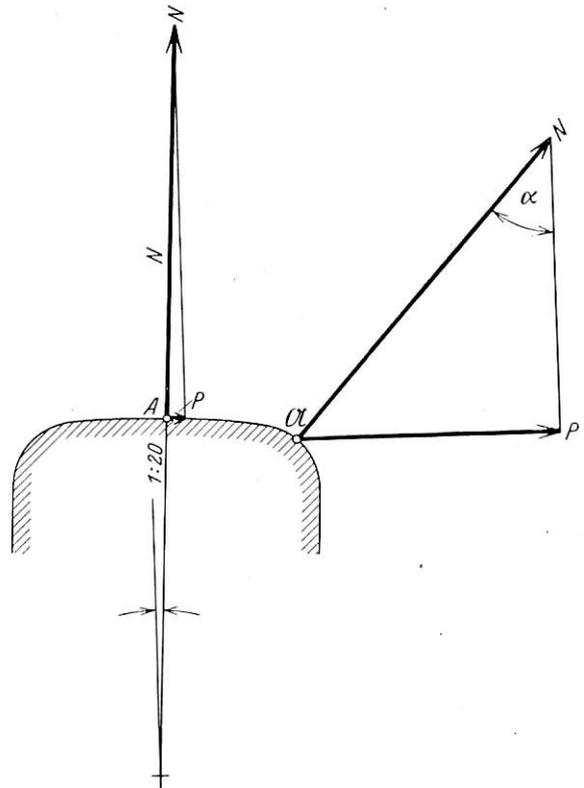


Abb. 5.

Fehlbetrag der sich der Verschiebung widersetzenden, die Entgleisungsgefahr angeblich verringern, spezifischen Arbeit bei Zweipunktberührung viel kleiner als $\int_0^y \frac{Y}{Q} dy$! So wäre es, selbst wenn die hier angenommene Entgleisungsart tatsächlich vorherrsche, sehr bedenklich, mit Rücksicht auf diese spezifische Arbeit $\int_0^y \frac{Y}{Q} dy$ bei Einpunktberührung α zu verkleinern, wie es vorgeschlagen wird. In Wirklichkeit ist die Gefahr der anderen Entgleisungsart außerordentlich viel größer, bei der die Verschiebungsarbeit gar keine Rolle spielt, also auf keinen Fall eine Verringerung von α begründen kann! Der hier tatsächlich in Frage kommende Vorzug der ausgesprochenen Einpunktberührung beruht vielmehr darauf, daß beim Einfahren in einen Bogen der geradeaus auf die gebogene Außenschienen zu rollende Radsatz, den Stützpunkt seines Außenrades stetig von A nach \mathcal{A} verlegt, so daß der von der Schiene auf das Rad ausgeübte Normaldruck N , s. Abb. 5, sich allmählich aus der angenähert Lotrechten der Waagerechten zu nach innen neigt, bis seine dabei wachsende waagerechte Komponente $P = N \cdot \sin \alpha$, die Richtkraft — nicht zu verwechseln mit dem Führungsdruck Y —, ausreicht, das Fahrzeug gegen alle seine statischen und dynamischen Widerstände

*) Ztg. Ver. mitteleurop. Eisenb.-Verw. 1932, Heft 43 und 44.

in den Bogen einzuschwenken. Erst in diesem Augenblick beginnt das Rad in \mathcal{A} von der Schiene abzugleiten. Bei Zweipunktberührung dagegen geht die Radstützung bei jedem Anlauf mit einem Teil, bei Erreichung der Entgleisungsgrenze mit der ganzen Radlast, plötzlich von A nach \mathcal{A} mit viel größerem α über, steigt demgemäß auch P plötzlich von 0 auf denjenigen Wert $N \cdot \sin \alpha$, bei dem das Schwenken und Gleiten anfängt; dieses setzt daher stoßartig ein, die dynamischen Schwenkwiderstände sind größer, die dem Durchfahren des Bogens entsprechende Rotationsenergie um eine lotrechte Achse muß dem Fahrzeug in kürzerer Zeit mitgeteilt werden, die Entgleisungsgrenze dürfte leichter überschritten werden. Für den Verschleiß dürfte dieses ziemlich belanglos sein, weil das Einfahren in Bögen ja nur auf einem sehr kleinen Teil der Gesamtstrecken geschieht. Zwar nicht die Flanke des eigentlichen Spurkranzes, aber die Hohlkehle wird bei Einpunktberührung bei jedem Anlauf genau so gut zur „Widerstandsleistung herangezogen“ und abgeschliffen wie der eigentliche Spurkranz bei der Zweipunktberührung, nur insofern günstiger, als nicht immer an der gleichen Stelle und mit kleinerer Reibungsarbeit!

2. Förderung des ruhigen Laufs der Fahrzeuge.

Die „exakte analytische Ermittlung der Kurve“, die der Mittelpunkt einer vollkommen freien Achse mit neuen Radreifen beim Rollen durch ein gerades Gleis bei etwas exzentrischer Ausgangsstellung beschreibt, ist bereits 1883 von Klingel*) in ausgezeichnete Weise durchgeführt. Schon er hat nachgewiesen, daß die örtliche Wellenlänge dieser sinuslinienartigen Bahn mit $\sqrt{\frac{1}{\gamma}}$ zunimmt, wenn γ die Kegelneigung der Radreifen bedeutet, und daß sie unabhängig von der Auslenkung der Achse, gemessen bei deren Stellung senkrecht zur Gleislängsachse, also von der Wellenhöhe ist. Wenn auch diese sinuslinienartige Bahn in Wirklichkeit sich nur bei „freien Lenkachsen“ in der Geraden und in flachen Bögen entwickeln kann und auch dann niemals unverändert auf den Wagenkasten übergeht, so ist sie oder eine ähnliche Bahn doch als eine der Ursachen für den unruhigen Lauf der Fahrzeuge bei hohen Geschwindigkeiten anzusehen. Die eigentlichen Unruhestifter sind dabei die Querbeschleunigungen des Radsatzes. Diese wachsen bei gleicher Fahrgeschwindigkeit mit abnehmender Wellenlänge und zunehmender Wellenhöhe und nehmen außerdem mit wachsender Geschwindigkeit zu. Man sollte demnach zur Beruhigung des Laufs die Kegelneigung γ gegenüber dem jetzigen Wert 1:20, 1:10 verkleinern etwa auf 1:50, 1:10 und auch das Seitenspiel der Achse im Gleis verringern, etwa von 11 mm auf etwa 5 mm! Daß Fahrzeuge mit Radreifen mit kleinerem γ ruhiger laufen, ist mehrfach durch die Erfahrung bestätigt. In der Arbeit des VMEV ist dieser Schluß nicht gezogen, ist vielmehr vorgeschlagen, γ gegenüber dem jetzigen Zustand zu vergrößern, bei Vorschlag des Reichsbahnzentralamtes am Außenrande, beim Vorschlag Ungarn in der Nähe der Hohlkehle. Das Gegenteil einer Beruhigung dürfte dadurch erreicht werden! Fast ebenso wichtig dürfte die Sicherung von Einpunkt-, mindestens Einflächenberührung sein; denn wie oben dargelegt, wird dabei der anlaufende Radsatz allmählich abgelenkt, bei Zweipunktberührung dagegen stoßartig herumgeworfen. Hierin verhält sich der Umriss Ungarn in neuem Zustande günstig.

Mit der Verringerung der Kegelneigung der Radreifenlauffläche in der Nähe des Spurkranzes muß eine entsprechende Verringerung der Neigung der Schiene gegen die Lotrechte Hand in Hand

gehen; bei $\gamma = \frac{1}{50}$ muß auch diese Neigung 1:50 sein,

einmal, damit nicht die Anlaufberührung zwischen Rad und Schiene stärker zweipunktartig wird, und damit zu stärkeren Anlaufstößen führt, und dann, damit nicht durch die unvermeidliche Abnutzung die Radreifenlauffläche doch wieder bald ein größeres γ bekommt! Eine Verbreiterung des Schienenkopfes und eine Verflachung seines Scheitels ist aus dem gleichen Grunde sehr erwünscht! Rad und Schiene sind ein Ganzes; nur durch Änderung beider läßt sich eine durchgreifende Beseitigung der jetzigen Mängel erreichen.

3. Die Verringerung der Gleitreibung zwischen Schiene und Rad.

Hier wird zunächst richtig auseinandergesetzt, daß das Längsgleiten für die Gesamtreibungsarbeit, den Krümmungswiderstand und den Verschleiß viel weniger ausmacht als das Quergleiten des Radsatzes, und daraus die Forderung abgeleitet, den Anlaufwinkel τ zu verkleinern, weil proportional diesem das Quergleiten zunimmt. Aber daß „von den zwei Rädern des Radsatzes dasjenige längsgleitet, für welches das Produkt aus Q , μ und r den kleineren Wert hat“, stimmt nur für den Ausnahmefall $\tau = 0$, sonst gleiten beide! Weiterhin heißt es: „demnach muß die heutige Lage so gebessert werden, daß sich das Verhältnis der Laufkreishalbmesser der beiden Räder möglichst bei allen Gleisbogen-Halbmessern auf den erforderlichen Wert erhöhen kann“; d. h. wohl: „auf einen solchen Wert, daß die vollkommen freie Achse bei genauer Radialstellung und genau entsprechender Seitenverschiebung rein kegelrollend durch den Bogen gehen kann“. Nun sind die wirklichen Eisenbahnfahrzeugachsen niemals ganz frei, sondern sie werden stets von außen her gelenkt, „gewendet“, durch ein Moment \mathcal{M}_z um eine lotrechte Achse, das vom Fahrzeug- oder Gestellrahmen her entweder unmittelbar durch die Achsbuchsgleitbacken oder, bei den „freien Lenkachsen“, über das elastische Zwischenglied der Tragfederhänge auf sie ausgeübt wird; und sie werden meistens durch eine Seitenkraft H vom Rahmen des Fahrzeugs oder Gestells her an die Schiene gedrückt. Nur sehr selten ist \mathcal{M}_z gleich 0! Der Anlaufwinkel τ aber, den die Achsen im Gleis einnehmen, wird entscheidend durch dieses \mathcal{M}_z bestimmt; und dies \mathcal{M}_z ist in erster Linie durch die Bauart und Abmessungen des Fahrzeugs festgelegt, die den Achsen ein bestimmtes τ aufzwingen. Somit kann durch Änderung des Laufkreishalbmesser-Verhältnisses der Winkel τ , das damit verbundene wichtige Quergleiten und der dadurch verursachte Verschleißanteil nur in sehr geringem Maß beeinflusst und verkleinert werden. Das kann überhaupt nicht merklich durch Änderung des Reifen- und Schienenumrisses geschehen, sondern nur durch fahrzeugbauliche Maßnahmen, wie kurzen Radstand von mehrachsigen, steifachsigen Gestellen und gesteuerte Einzelachsen. Auf den Verschleiß ist der Umriss von Einfluß fast nur, so weit er die Berührungsorte oder den Berührungswinkel α festlegt. Einpunktberührung gibt erheblich geringeren Verschleiß als Zweipunktberührung, aber weniger, weil jene hinsichtlich Kegelrollens günstiger ist als diese, sondern hauptsächlich, weil bei ihr der Druckpunkt \mathcal{A} eine kleinere Vorverlagerung l mit kleinerem α hat, so daß das Abwärtsgleiten (s. Abb. 1) geringer wird. Genauer darüber in meiner Arbeit: Spurkranz und Schienenkopf, Teil II*).

Reines Kegelrollen kommt bei den wirklichen Fahrzeugachsen fast nie vor, sondern höchstens sinusartiges Pendelrollen bei freien Lenkachsen in gewissen Krümmungsbereichen. [Siehe meine beiden Arbeiten über freie Lenkachsen bei Ein-

*) Klingel: Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1883, H. 4.

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1931, Heft 23 und 24.

punkt- und Zweipunktberührung*)]. Nicht einmal das Längsgleiten wird bei nicht genau radial stehender Achse durch das richtige Laufkreishalbmesser-Verhältnis immer völlig beseitigt! Fast alle Ausführungen dieses Abschnittes der Arbeit des VMEV, besonders die auf S. 131 wiedergegebenen Bäseler-Rechnungswerte, gelten nur für vollkommen freie Achsen bei Zweipunktberührung, aber nicht für die wirklichen Fahrzeugachsen, für die nach den obigen Ausführungen gänzlich andere Verhältnisse vorliegen.

Vergroßerung der Flankenneigung des Spurkranzes erhöht übrigens durchaus nicht notwendig bei Zweipunktberührung den Verschleiß; es kommt ganz auf die Gestaltung der Reifen-Hohlkehle und des Schienenscheitels an. Verflacht man diese beide oder eins von beiden, so rückt der Berührungspunkt \mathcal{Q} nach oben, vom Spurkranzkegel weg in die Hohlkehle hinein, und es wird α kleiner, unabhängig von der Spurkranzkegelneigung. So kann α bei steilerem Kegel kleiner werden als bei Lage von \mathcal{Q} auf flacherem Kegel, mit ihm l und der Verschleiß! (Siehe den in Abb. 6 dargestellten Umrißvorschlag am Schluß dieser Betrachtung.)

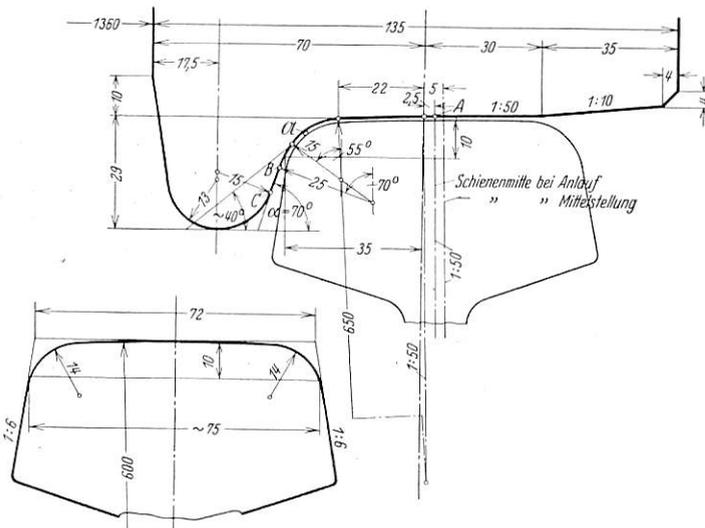


Abb. 6. Umrißvorschlag.

Das am Schluß dieses Abschnittes angenommene und durch Abb. 18a, b erläuterte Quergleiten des Radreifens quer über den Schienenkopf hinweg, also mit quer wanderndem Berührungspunkt und veränderlichem Rutschwinkel α , tritt beim normalen Bogenlauf und beim Anlauf in der Geraden überhaupt nicht auf; sondern hier bleiben A wie \mathcal{Q} in der Querriichtung fast unverändert liegen, mit fast unveränderlichen Rutschwinkeln! Die dort abgeleiteten Beziehungen haben deshalb für den Verschleiß beim Bogenlauf wie beim Anlauf in der Geraden keine Bedeutung.

4. Die Wirtschaftlichkeit im Nachdrehen der Reifen.

Meines Erachtens wird hier nicht streng unterschieden zwischen Wirtschaftlichkeit im „Nachdrehen der Radreifen“ (a) und „Wirtschaftlichkeit in der Ausnutzung des Radreifenwerkstoffes“ (b), oder der Lebensdauer des Radreifens. Die letztere dürfte weit wichtiger als die erste sein. w , das Verhältnis der Fläche F_a des Abnutzungsquerschnittes zur Fläche F_g desjenigen Querschnittes, den die Umrißlinien zweier aufeinander folgender Abdrehungen begrenzen, ist lediglich eine Gütezahl der Wirtschaftlichkeit a, während für die Wirtschaftlichkeit b $\frac{F_g}{L}$ als Gütezahl angesehen werden kann, wenn L die Lauflänge der Reifen zwischen den zwei Nach-

drehungen ist. $\frac{F_a}{F_g}$ kann bei ganz verschiedener Abdrehtiefe oder Reifenstärken-Verminderung durch das Abdrehen den gleichen Wert haben. Deshalb kann dies Verhältnis nicht die Güte der Ausnutzung des Radreifenwerkstoffes angeben! Diese, gekennzeichnet durch $\frac{F_g}{L}$, ist natürlich von großer praktischer Bedeutung. Sie erfordert:

1. möglichst kleinen Verschleiß oder kleines $\frac{F_a}{L}$,
2. über die ganze Radreifenbreite möglichst gleichmäßige lotrechte Verschleißtiefe und
3. bei einer Zunahme der lotrechten Verschleißtiefe mit wachsender Steilheit des Umrisses, also nach dem Spurkranz hin, möglichst kleine Kegelneigung.

Forderung 1 wird erfüllt durch Einpunktberührung, flache Hohlkehle und flachen Schienenscheitel, Forderung 2 durch möglichst gute Ansmiegung von Rad und Schiene aneinander auf möglichst große Länge und möglichst tief am Spurkranz abwärts, mithin Übereinstimmung der Reifenlaufflächenkegelneigung in der Nähe der Hohlkehle mit der Schienenneigung, nicht zu flache Hohlkehle, Spurkranzkegelneigung der abgenutzten Schienenkopfflanke angepaßt — bei annähernd lotrechter Kopfflanke der neuen Schiene erfahrungsgemäß etwa 70° —, Schienenkopf breit und schwach gewölbt! Je besser Forderung 2 erfüllt ist, desto geringere Bedeutung hat Forderung 3. Bei Vollbahnwagenradreifen ist die lotrechte Verschleißtiefe fast nie am Spurkranz so groß wie an der Lauffläche; bei Lokomotivreifen läßt sich erfahrungsgemäß die lotrechte Spurkranzverschleißtiefe durch die zur Erfüllung der Forderung 2 angegebenen Mittel oft so wesentlich herabziehen, daß nach gleicher Lauflänge bei einer Spurkranzflankenneigung von 70° die erforderliche Nachdrehtiefe des Reifens und damit F_g kleiner oder nur sehr wenig größer wird als bei einer Neigung von 54° mit der sehr viel schlechteren Erfüllung der Forderung 2. So ist auch unter dem Gesichtspunkt der Stoffwirtschaft die Verringerung der Flankenneigung unter 60° nicht unbedingt anzustreben.

Von den beiden vom VMEV vorgeschlagenen Reifenumrissen erfüllt auf der bisherigen Schiene der Vorschlag RZÄ die Forderung 1 nicht gut, denn er gibt zwar ziemlich kleine Vorverlagerung 1, aber ausgesprochene Zweipunktberührung, die Forderung 2 schlecht, denn die Ansmiegung ist in allen Teilen schlecht; die Außenecke des Schienenkopfes bohrt sich scharf in den flachgeneigten Spurkranz, der Schienenscheitel scharf in den Buckel der Radreifenlauffläche ein. Die Forderung 3 ist an sich gut erfüllt wegen des kleinen Flankenwinkels von 54° ; aber eine gute Wirtschaftlichkeit wird dadurch wegen der schlechten Erfüllung der Forderung 2 noch nicht sichergestellt. Umriß Ungarn erfüllt Forderung 1 in neuem Zustande gut, weil er Einpunktberührung hat, 2 etwas besser als RZÄ, aber keineswegs gut. Die flache Hohlkehle dürfte sehr bald schärfer werden, und der äußere Schienenkopf sich fast ebenso scharf in den flachgeneigten Spurkranz einbohren wie bei RZÄ. Im Punkt 3 besteht fast kein Unterschied.

5. Schlußfolgerungen.

Die Überlegenheit der Einpunktberührung wird mit Recht in helles Licht gerückt; nur muß wohl beachtet werden, daß ausgesprochene Einpunktberührung (sehr flache Hohlkehle) durch die Abnutzung sehr bald in Einflächenberührung übergehen dürfte. Auch diese ist natürlich der Zweipunktberührung überlegen. Das Bedenken, es möchten infolge Abwanderns der Resultierenden aus Rad- und Führungsdruck

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, Heft 17 und 19 und 1934 im Herbst.

bis in die Nähe der Spurkranzhohlkehle bei Einpunktberührung sich zu kleine Druckflächen und zu hohe spezifische Baustoffbeanspruchungen ergeben, kann ich nicht teilen. Der dieser Resultierenden entsprechende Normaldruck ist zwar im allgemeinen größer als der in \mathcal{U} bei Zweipunktberührung, aber die Schmiegunng zwischen Rad und Schiene ist in der Hohlkehle besser als am Spurkranzkegel und die Gleitgeschwindigkeit des Hohlkehledruckpunktes bei Einpunktberührung ist stets viel kleiner als die des Spurkranzdruckpunktes bei Zweipunktberührung, somit die dem Produkt von Normaldruck und Gleitgeschwindigkeit proportionale Schleifarbeit und Abnutzung des Punktes \mathcal{U} bei jener fast stets kleiner als bei dieser.

Schließlich werden in der Arbeit des VMEV die beiden vorgeschlagenen Umrißlinien auf Kegellauf im Bogen untersucht. Der Radsatz mit Reifenumriß Ungarn von $r = 500$ mm soll danach als vollkommen freier Radsatz einen Bogen von 65,9 m Halbmesser ohne Spurerweiterung im Kegellauf durchrollen können! Zu diesem erstaunlichen Ergebnis führt die Voraussetzung, daß der Radsatz dabei so weit aus der Gleismitte nach außen verschoben sei, daß sein Außenrad an der Stelle, an der seine Hohlkehle in den Spurkranzkegel übergeht, die Schiene berührt, also unter einem Winkel $\alpha = 55^\circ$. Bei diesem Winkel ist aber ein reines Rollen ganz ausgeschlossen; der größte Winkel α , unter dem das noch möglich ist, ist der doppelte Reibungswinkel ρ , was sich z. B. ohne weiteres aus Gl. II) mit $Y = Q \cdot \operatorname{tg} \rho$ ergibt. Bei größerem α rutscht das Außenrad unter Wirkung der Schwerkraft von der Außenschiene ab! Nimmt man $\alpha_{\max} = 2\rho = 2 \times 11^\circ 20'$ entsprechend $\operatorname{tg} \rho = \mu = 0,2$ an, so ist der größte Bogenhalbmesser, den der fragliche Radsatz durchfahren kann, etwa 180 m groß! Das Entsprechende gilt für die weiteren Rechnungen.

Somit führt meines Erachtens eine wissenschaftliche Untersuchung der Reifenumrißfrage in wichtigen Punkten zu anderen Ergebnissen wie denen des VMEV. Auf Grund dieser Überlegungen und sorgfältig ausgewerteter Erfahrungen schlage ich für Vollbahnen und hohe Geschwindigkeiten die in Abb. 6 dargestellte Umrißlinie von Radreifen und Schiene vor. Im oberen Bild ist die Schiene bei $\tau = 0$ in Anlaufstellung ausgezogen dargestellt, unten ist der Schienenkopf mit Maßen noch besonders heraus gezeichnet. Der Schienenkopf ist oben annähernd 75 mm breit, der Schienenscheitel mit 600 mm Halbmesser gewölbt, was nach Angaben von Walzwerken keine walztechnischen Schwierigkeiten macht und keine nachteilige Wirkung auf die Festigkeit des Kopfes hat, die Schienenkopfflanke schräg unter 1:6, die Schiene gegen die Lotrechte geneigt unter 1:50. Der Spurkranz ist so dick, daß das Seitenspiel in der Geraden nur 5 mm beträgt, der Spurkranzkegel \overline{BC} hat eine Neigung von 70° gegen die Waagrechte; die sich daran nach oben anschließende Hohlkehle ist unten mit einem Halbmesser von 25, oben mit einem solchen von 15 mm abgerundet. Der Umriß der eigentlichen Lauffläche des Reifens besteht aus einer weit nach außen reichenden unter 1:50 gegen die waagrecht-geneigten Geraden mit einem sehr flachen ($r = 650$ mm) Anschlußbogen an die Hohlkehle. Das äußere, in Weichen und Kreuzungen zum Tragen herangezogene Ende des Reifenumrisses ist unter 1:10 zurück-

gezogen. Es soll erreicht werden gegenüber den bisherigen Umrissen:

1. Durch die bessere Schmiegunng über eine größere Länge, sich ausdehnend bis auf den Spurkranz, und durch entsprechend kleinere Flächenpressung, sowohl in neuem wie in abgenutztem Zustande, auch in der Hohlkehle und am Spurkranz, ein weit gleichmäßigerer und langsamerer Verschleißfortschritt des Reifens in lotrechter Richtung über seine ganze Berührungsbreite, eine viel geringere und langsamere Änderung der für die Berührung in Frage kommenden Teile der Reifenumrißform durch den Verschleiß. So kann der Reifen viel länger laufen, ohne zur Wiederherstellung seiner ursprünglichen Form völlig abgedreht werden zu müssen, wobei die wertvolle durch den Betrieb besonders hart und glatt gewordene Lauffläche zerstört wird und viel Baustoff verloren geht.

2. Durch die tatsächlich fast von vornherein vorhandene Einpunkt- oder wenigstens Einflächenberührung mit guten sich auch durch die Abnutzung wenig verändernden Berührungsverhältnissen — beginnend mit $\alpha_{\max} \sim 40^\circ$ — geringerer Verschleiß beim Anlauf. Ohne Rücksicht auf die stets vorhandene Zusammendrückung an den Berührungsstellen und das Kippen der Schiene nach außen durch Y ist zwar in neuem Zustande ganz leichte Zweipunktberührung vorhanden, die aber infolge der angegebenen Formänderungen praktisch kaum auftritt. Durch 1 und 2 wird die Lebensdauer des Reifens erfahrungsgemäß wesentlich erhöht.

3. Durch die viel schwächere Neigung 1:50 des Umrisses der eigentlichen Lauffläche des Reifens mit sehr flachem Übergangsbogen zur Hohlkehle und durch das viel geringere Seitenspiel im Gleis erhebliche Vergrößerung der Wellenlänge und Verringerung der Wellenhöhe der sinuslinienartigen Bahn eines freien Radsatzes mit neuen Reifen; durch die entsprechend schwächere Neigung der Schiene und Verbreiterung ihres Kopfes mit flacherem Scheitel Beibehaltung dieser günstigen Laufeigenschaften auch bei abgenutzten Reifen; durch die Einpunkt- bzw. Einflächenberührung in neuem wie in abgenutztem Zustand Schwächung der Anlaufstöße, sowohl in neuem wie in abgenutztem Zustand.

4. Durch den Zwischen- oder Anlaufbogen \overline{AB} , die Sicherheitsstrecke $\overline{BC} \cdot \cos \alpha_{\max}$ und $\alpha_{\max} = 70^\circ$ eine nicht unerhebliche Vergrößerung der Entgleisungssicherheit. Mit Rücksicht auf Gegenlaufen gegen klaffende Weichenungen ist der Spurkranz von C aus nach unten mit dem großen Halbmesser von 15 mm abgerundet. Mit Rücksicht auf Verschleißform und Entgleisungssicherheit wäre eine Verlängerung der unter 70° gegen die Waagrechte geneigten Kegelerzeugenden \overline{BC} über C hinaus nach unten erwünscht.

5. Durch die Abschrägung der Schienenkopfflanke geringerer und günstigerer Verschleiß sowohl des Reifens wie besonders der Schienenflanke im Bogen, die hier erfahrungsgemäß bisher sehr stark und ungünstig ausgeschliffen wird.

Bei Versuchen mit den vorgeschlagenen Umrißformen dürfen natürlich Reifen dieser Form nur auf Schienen dieser Form und Stellung laufen und verschleifen. Würden die Reifen zunächst oder vorwiegend auf um 1:20 geneigten Schienen laufen und verschleifen, so würden sie dann auch auf um 1:50 geneigten Schienen schlecht laufen! Sie müssen ihre Verschleißform ausschließlich auf diesen erhalten!

Aufgleisungskräne der Cleveland Union Terminals Company und der New York Central Eisenbahn.

Die als Folge gesetzlicher Bestimmungen durchgeführte Umstellung der Einführungsstrecken und Bahnanlagen in den großen amerikanischen Städten auf elektrische Zugförderung mit Oberleitung, weiterhin die unterirdische Anordnung einer ganzen Reihe von großen Bahnhöfen unter den Städten stellt

an die Durchbildung des Aufgleisungsgerätes ganz besondere Anforderungen. Sie werden noch besonders gesteigert durch die im amerikanischen Eisenbahnfahrzeugbau bis heute angewandte schwere Bauausführung, die dazu führt, daß auf den einzelnen Ausleger des Aufgleisungskranes schon 100 t und

mehr entfallen. Die Modernisierung der Bahnanlagen in den größeren Städten, in denen eine Vielzahl verschiedener Eisenbahngesellschaften zusammenläuft, hat zu der Entwicklung der Gemeinschaftsbahnhöfe geführt, die meist als besondere Gesellschaften die Anlagen und Betriebsmittel bauen und den Betrieb führen. Sie haben auch zu der Entwicklung der neuzeitlichen Aufgleisungskrane als zu ihrem Arbeitsbereich gehörend beigetragen. Die neuesten Ausführungen dieser Art sind die großen Kräne für den neuen Gemeinschaftsbahnhof in Cleveland und für die New York Centralbahn für die Verwendung in New York City.

Diese Kräne sind in gewisser Anlehnung an die in großer Zahl von der New York Central Bahn benutzten elektrischen Verschiebe- und Zuglokomotiven mit Verbrennungsmotor und Pufferbatterie gleichfalls mit zwei Kraftquellen ausgestattet. Als normale Antriebsmaschine für die geforderte Durchschnittsleistung dienen zwei Verbrennungsmotoren. Wo Arbeiten in Tunnelanlagen ausgeführt werden müssen, die wegen der Auspuffgase die Verwendung der Verbrennungsmotoren verbieten, springt der elektrische Speicher ein, sofern er nicht bei besonderen Spitzenleistungen schon in Anspruch genommen wird. Zur Erhöhung der Betriebssicherheit sind je zwei vollständige Maschinenanlagen vorgesehen.

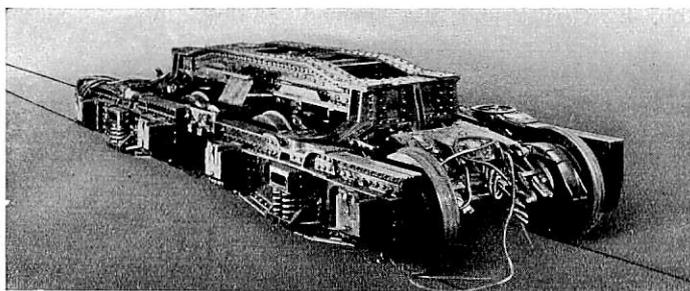


Abb. 1. Drehgestellgruppe des Aufgleisungskranes der Cleveland Union Terminals Comp.

Vergasermotoren wurden an Stelle von Dieselmotoren gewählt, weil sie in der Gewichtsfrage, die große Schwierigkeiten bereitete, besser abschneiden, sowie niedrigere Anlagekosten und weniger Raum für die gleiche PS-Zahl beanspruchen. Im Hinblick auf die geringe Ausnutzung der Anlage infolge der Beschränkung auf Aufgleisungs- und Bauarbeiten, spielen die Brennstoffkosten gesamtwirtschaftlich keine ausschlaggebende Rolle. Außerdem ist die Preisspanne zwischen Brennstoff für Vergaser- und Dieselmotoren in den Vereinigten Staaten so gering, daß schon bei den Triebwagen dem Vergasermotor aus betrieblichen und beschaffungstechnischen Gründen weitaus der Vorzug gegeben worden ist. Aus diesem Grunde konnten die bei den Triebwagen bereits erprobten Motoren zur Verwendung gelangen.

Die Kräne sind in der Lage, mit 150 t Anhängelast der Gerätewagen 50 km/h Geschwindigkeit auf der Waagerechten zu fahren. Die Geschwindigkeitsgrenze wird durch die Beschränkung der Verwendung auf Bahnhofsanlagen und verhältnismäßig kurze Einführungsstrecken, die selten höhere Geschwindigkeiten zulassen, gezogen.

Die Erfahrungen mit früheren ähnlichen Ausführungen, die jedoch keinen eigenen Fahrtrieb hatten, machten eine Verlängerung der Konstruktion zur Unterbringung der größeren Maschinenanlage erforderlich. Damit wurde die Unterbringung der Gewichte erschwert, so daß man zur Gewichtseinsparung zu weitgehender Verwendung hochwertiger legierter Stähle genötigt war.

Die Hauptdaten der neuen Kräne sind:

Betriebsgewicht	230 t
Tragfähigkeit bei 4200 mm Ausladung	105 t

Kleinster befahrbarer Halbmesser	52 m
Länge zwischen den Kupplungsköpfen	21768 mm
Länge zwischen den Auslegern (Spitze der Ausleger 4520 mm über SO.)	27026 mm

Die Ausrüstung der Kräne besteht aus:

Vier 500 Volt-Fahrmotoren, zwei Hubmotoren, einem Motorgeneratorsatz für Beleuchtung und Steuerung, zwei 220 PS 184 × 203 mm Winton-Vergasermaschinen mit zwei 141 KW Generatoren mit Eigenenerregung über elastische Kupplungen unmittelbar gekuppelt; zwei Kühlmotoren, dem elektrischen Speicher mit 208 Zellen, 400 Amp/h, 301 kWh, und einem 1,5 m³ zweistufigen Luftverdichter.

Abb. 1 bis 4 zeigen die Durchbildung des Kranlaufwerkes, das aus zwei Gruppen von vierachsigen Doppeldrehgestellen besteht. Der feste Achsstand jedes Einzeldrehgestells beträgt 1950 mm, das Gewicht wird zwischen je zwei Drehgestellen über einen Ausgleichsträger verteilt, der sich auf den beiden

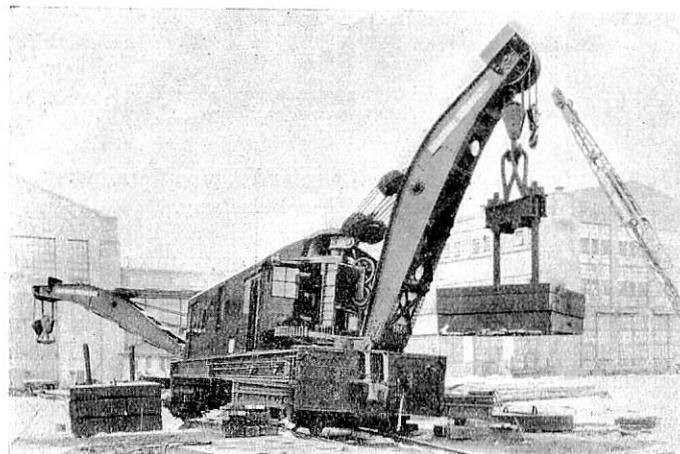


Abb. 2. Aufgleisungskran der Cleveland Union Terminals Comp. in Betriebsstellung.

Wiegeträgern abstützt. Der eigentliche Kranrahmen stützt sich auf den Ausgleichsträgern auf seitlichen Rollenlagern ab. Die Drehgestellgruppen werden durch starke Drehzapfen am eigentlichen Kranrahmen geführt. In jedem vierachsigen Drehgestell ist ein Fahrmotor untergebracht. Jedes Drehgestell ist mit beiderseitigen Schraubenspindeln versehen, damit die Tragfedern entlastet werden können, wenn ohne Auslegerstützen gearbeitet werden soll.

Die Haupttrahmenträger bestehen aus 600 mm hohen genieteten Doppel-T-Trägern, deren Stehblech zwischen den Winkeln durchgeführt ist, so daß es gleich den Anschluß für die Diagonalen und Stäbe des Krangerüsts bilden kann. Das ganze aufgebaute Fachwerk ist genietet, so daß es nicht ausgebaut werden kann. Die Motoren können jedoch nach Abnahme der Wagenkastenverkleidung herausgenommen werden. Das Krangerüst ist so durchgebildet, daß die Auslegerstützen auf Fahrzeugmitte nahezu die gleiche Last beim Anheben aufnehmen, wie diejenigen an den Fahrzeugenden.

Die Speicherkästen unter dem Wagenkastenboden können nach Lösen von Bolzenverbindungen nach unten abgesenkt werden. Sie sind von oben durch Klappen im Fußboden zugänglich. Einzelne Zellen können ohne Herablassen der ganzen Batterieeinheit herausgenommen werden. Die beiden Verbrennungsmotoren sind gleichfalls durch große Türausschnitte in den Außenwänden zugänglich.

Die Ausleger sind 6450 mm lang und besonders gegen die Berührung von Oberleitungen durch Schutzbleche, die auf Isolatoren befestigt sind gegen Spannungen bis zu 3000 Volt geschützt. Jeder Ausleger trägt außerdem zwei Flutleuchten. Die Stützausleger bestehen aus Kohlenstoff-Vanadium Stahl-

guß. Sie können von Mitte Fahrzeug aus bis auf 2600 mm ausgebracht werden. Weitere Zwischenlagen sind bei 2280 und 1980 mm vorgesehen. Die Stützen werden mittels Ratschen von Hand betätigt.

Die Krane haben gegenüber früheren Ausführungen insofern eine neue Form erhalten, als eine Einstellung des Krangerüstes in waagrechter Querebene auf Gleisen mit Überhöhungen ermöglicht ist, damit auch in Gleisbogen die volle Ausladefähigkeit ausgenutzt werden kann. Anderenfalls würde beispielsweise bei einer Überhöhung des Außenstranges um 158 mm, wie sie bei den häufig angewandten scharfen Krümmungen der Bahnhofsgleise vorkommen, die Leistungsfähigkeit nur etwa 66% derjenigen im waagrechten Gleis

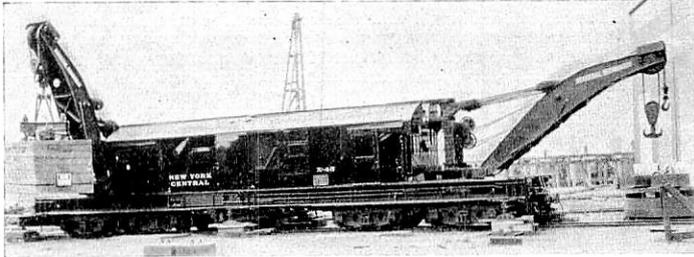


Abb. 3. Aufgleisungskran der Cleveland Union Terminals Comp. bei 105 t seitlicher Belastung.

betragen. Hierzu wird das Krangerüst unter Einsetzung besonderer Lagerböcke an den Abstützrollenlagern der Drehgestellausgleichsträger einseitig gehoben.

Die Steuerung ist so durchgebildet, daß der Bediener nach dem Anwerfen der Motoren nicht genötigt ist, den Führerstand zu verlassen, es sei denn zum Stillsetzen. Steuerung für Fahrtrieb und Kranmaschinenanlage sind außerdem so angeordnet, daß der Bediener alle Bremsen, Bedienungshebel usw. in nächster Reichweite hat und außerdem unmittelbar vor sich, so daß er die Last ständig unter Augen behält.

Man kann drei Steuerungsgruppen unterscheiden und zwar der Fahrmotoren, Hubmotoren und der Motorgeneratorsätze. Die Fahrmotoren arbeiten mit 19 Schaltstufen in jeder

Richtung und zwar drei Dauerfahrstellungen, nämlich Reihenparallel- und Parallelschaltung. Die verbleibenden 16 Stufen sind Widerstandsstufen, die auf die verschiedenen Kombinationen verteilt sind. Jeder Motor ist durch ein Überlastrelais geschützt. Nach jeder Überlastung muß der Controller zunächst in die Ausgangsstellung zurückgedreht werden.

Die Hubmotorsteuerung arbeitet mit vier Stufen, drei mit Widerständen und eine als Dauerstellung. Da der größte Teil der Arbeit bei niedriger Geschwindigkeit geleistet wird, mußten die Widerstände mit Rücksicht auf etwaige Überlastung reichlich bemessen werden. Die Hubmotorsteuerung

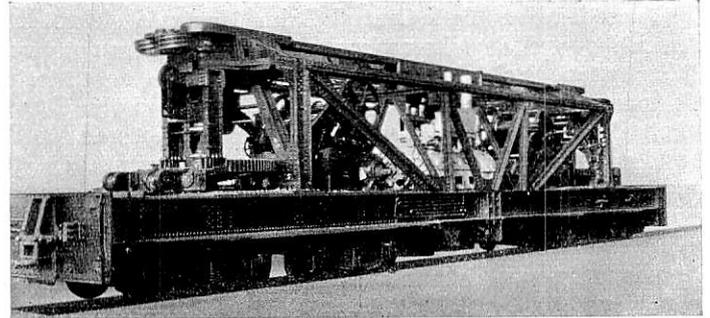


Abb. 4. Gerüst und Maschinenanlage des Aufgleisungskranes der Cleveland Union Terminals Comp.

ist für die Dauer der Beschleunigung mit einem Zeitschutz ausgerüstet. Außerdem sind Überlastrelais vorhanden. Der Strom für Steuerung und Beleuchtung wird von einem Motorgeneratorsatz geliefert, der 500 Volt* auf der Motorseite, 32 Volt auf der Generatorseite hat. Letztere Spannung wird durch einen Kohlsäule-Regler eingeregelt. Der Motorsatz kann sowohl vom Hauptgeneratorsatz, wie auch von der Batterie aus betrieben werden. Außerdem ist für Notbetrieb von Licht und Steuerung ein Satz von 16 Batteriezellen abgezweigt.

Die Vergasermaschinen Bauart Winton haben sechs Zylinder von 184 zu 203 mm, die Drehzahl beträgt im Leerlauf 1125 unter voller Last 1050 Umläufe in der Minute.

Witte.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Das Problem der Diesellokomotive.

Das Problem der Diesellokomotive ist trotz der vielen besonders in England, Dänemark und USA. gebauten dieselelektrischen Lokomotiven erst technisch gelöst. Solche Lokomotiven sind zu schwer und kostspielig, um den Ingenieur auch wirtschaftlich zu befriedigen. Für Deutschland besteht gar kein Anreiz, sie zu benutzen. Das Ideal bleibt der einfache und leichte unmittelbare Antrieb nach dem Vorbild der Dampflokomotive.

In der letzten Zeit haben uns zwei Arbeiten diesem Ziele näher gebracht. Die Gasmotorenfabrik Deutz hat das Problem des unmittelbaren Anfahrens gelöst*). Bestehen bleibt aber noch der Nachteil des verhältnismäßig schweren Triebwerks, weil beim Dieselmotor das Verhältnis des höchsten Kolbendrucks zum mittleren günstigsten etwa 8 ist, gegen 4 bei der Dampflokomotive. Da mit Rücksicht auf Umgrenzung, freie Triebwerk- und Massenkräfte der Kolbendruck aber begrenzt ist, müssen viele Zylinder, ja sogar Kurbelachsen angewandt werden.

Eine wesentliche Minderung des Kolbendrucks wird durch das Grantz-Rieppel-Verfahren der Fremdverdichtung erreicht**). Weil die Arbeitszylinder von der Verdichtungsarbeit entlastet werden, ist ihr Nutzdruck viel höher, außerdem der mittlere

Kolbendruck so stark veränderlich wie bei einer Dampflokomotive. Der Verdichter mit Hilfsdiesel vermehrt jedoch das Gewicht in unerträglichem Maße, wenn der Hauptdiesel über ein Getriebe mit Kupplung auf die Räder wirken sollte.

Aus der Vereinigung beider Verfahren kann aber die ideale Diesellokomotive geschaffen werden, die etwa so aussehen würde: Ein symmetrisches 1 D 1-Gestell hat in der Mitte zwei Treibachsen, an denen vier äußere Dieselizeylinder angreifen, die zwischen Lauf- und Kuppelrädern liegen. Die Kurbelversetzung beider Treibachsen von 180° wird durch eine Zahnradkupplung nach Luttermöller*) gesichert; nach den zwei anderen treibenden Achsen führen Kuppelstangen. In der Mitte steht auf dem innenliegenden Rahmen der aus Dieselmotor und Luftverdichter gebildete Hilfsmaschinensatz; an den Enden liegen die Führerstände, Kühler usw. Bei einem Gewicht von etwa 110 t sollte sie 2000 PS leisten können.

Die vier außen liegenden gegenläufigen Triebwerke ermöglichen noch gut beherrschbare Kolbenkräfte, gute Zugänglichkeit, einfache Steuerung, völligen Massenausgleich und geringe senkrechte Komponenten der Treibstangenkraft. Eine solche Diesellokomotive kann sogar in Deutschland wirtschaftlich sein, besonders, wenn es gelingen sollte, das einheimische Teeröl im

*) Z. VDI. 77 (1933), S. 1287.

***) Z. VDI. 78 (1934), S. 436.

*) Brosius u. Koch, Die Schule des Lokomotivführers, 14. Aufl. (1931), S. 184.

Motor zu verbrennen. Auf alle Fälle würde sie erfolgreich die ausländische Konkurrenz mit elektrischer Übertragung aus dem Felde schlagen können und uns die so nötige Lokomotivausfuhr ermöglichen.
F. Meineke.

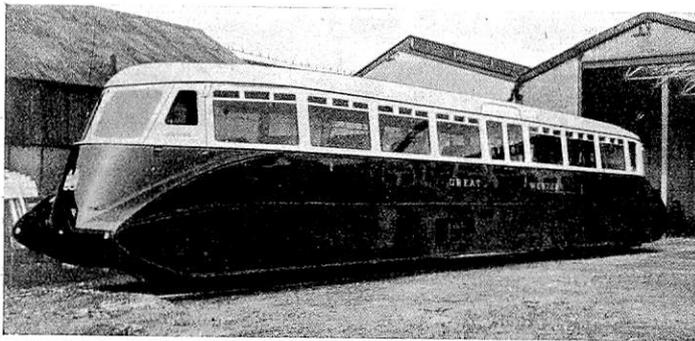
Neue englische Verbrennungstriebwagen.

Außer den Triebwagen, über die vor kurzem berichtet worden ist*), sind noch zwei neuere englische Verbrennungstriebwagen erwähnenswert:

1. Dieseltriebwagen der Great Western Railway.

Der Triebwagen der Great Western Railway war auf der Kraftfahrzeugausstellung in Olympia ausgestellt und hat dort viel Beachtung gefunden. Er ist von Hardy Motors in Southall gebaut und für den Vorortverkehr zwischen Reading und Slough bestimmt. Der Wagen hat Stromlinienform, die im Windkanal bestimmt worden ist. Eigenartig ist die Ausführung der Verkleidung des Untergestells, die bis auf 30 cm über Schienenoberkante heruntergezogen und an den Enden nicht in senkrechter, sondern in waagerechter Ebene — ähnlich einem Schlitten — zugeschärft ist (siehe Textabbildung.) Die Stirnlaternen sind in die Verkleidung eingelassen.

Der Wagen ist 19 m lang und 3,45 m hoch und hat 69 Sitzplätze. Seine Höchstgeschwindigkeit beträgt etwa 100 km/h. Als Antrieb dient eine 130 PS-Dieselmachine, die samt dem Kühler



Dieseltriebwagen der Great Western Railway.

auf der einen Seite der Wagenlängsmittle unter dem Wagenboden aufgehängt ist. Nach Abnahme der darüber liegenden Verkleidung ist die Maschine leicht zugänglich. Die Kraftübertragung von der Dieselmachine nach den Rädern, die Bremse und die Schaltung sind ähnlich ausgebildet wie bei den üblichen Straßenfahrzeugen. Der geringen Motorleistung entsprechend soll der Wagen immer ohne Anhänger fahren; er besitzt daher auch keine Zug- und Stoßvorrichtungen.

2. Dieselelektrischer Triebwagen der London, Midland and Scottish Railway.

Der Triebwagen der London, Midland and Scottish Railway ist für den Verkehr auf Nebenbahnen bestimmt und soll dort als Ersatz für Lokomotivbetrieb auch Verschiebedienst leisten und Personen- und Güterwagen der Regelbauart als Anhänger mitführen. Dementsprechend lehnt er sich in seiner Bauart an die übliche Wagenform an und verfügt auch über eine größere Leistung als der oben beschriebene Wagen der G. W. R.

Der Wagen ist von der English Electric Company in London gebaut. Er ist über die Puffer 19,15 m lang und wiegt betriebsfähig 38 t. Seine größte Geschwindigkeit beträgt ebenfalls 100 km/h. Der Wagenkasten ist ganz aus Stahl hergestellt; er enthält an seinem vorderen Ende hinter dem Führerstand den Maschinenraum. Dieser wird durch ein Gepäckabteil von dem Fahrgastraum getrennt. Am hinteren Wagenende ist nur ein kleiner Führerstand vorgesehen. Das Dach des Maschinenraums ist zum leichteren Ausbau der Maschinenanlage abnehmbar. Wenn der Werkstattraum zum Ausheben der Maschine nach oben nicht ausreicht, kann auch das Ende des Wagenkastens abgenommen und die Maschine auf Rollen herausgezogen werden. Die beiden

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 23.

zweiachsigen Drehgestelle laufen auf Rollenlagern; das vordere trägt die beiden Tatzlagermotoren.

Die kompressorlose Dieselmachine hat eine Regelleistung von 200 PS und läuft mit 1500 Umdr./min. Ihre Höchstleistung beträgt 220 PS. Der 135 kW-Stromerzeuger ist mit der Dieselmachine zusammengebaut und unmittelbar mit ihr gekuppelt. Der ganze Maschinensatz ist in drei Punkten im Wagenkasten gleichlaufend mit der Längsachse gelagert; zur Dämpfung des Geräusches und der Erschütterungen sind Gummizwischenlagen vorgesehen. Beim Anlassen wird mit Hilfe einer Druckknopfsteuerung der Stromerzeuger von einer Batterie aus angetrieben.

Der Wagen besitzt Totmanneinrichtung für Einmannbetrieb und Saugluftbremse. Zur Erzeugung der Luftverdünnung dient ein elektrisch angetriebener Sauger. Für die Heizung ist ein Niederdruckkessel mit selbsttätig geregelter Ölfeuerung vorgesehen.

(Engineering 1933, Nr. 3538 und 3545.)

R. D.

Schnelltriebwagen der Pullman-Gesellschaft.

Der von der Pullman-Gesellschaft gebaute Wagen*) hat bei 50 Sitzplätzen eine Länge von rund 18 m und ein Gewicht von 11,3 t. Auf den Sitzplatz entfallen somit rund 230 kg Gewicht. Die Höchstgeschwindigkeit des Wagens soll 145 km/h betragen.

Besonders bemerkenswert ist das aus Abb. 1 ersichtliche Gerippe des Wagenkastens. Es ist ähnlich einem Flugzeugumpf

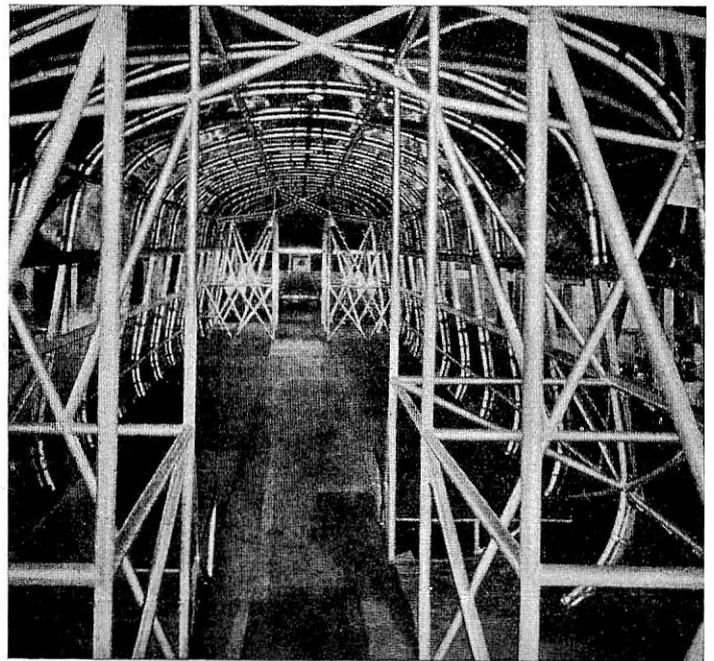


Abb. 1. Gerippe des Schnelltriebwagens.

aus Chrom-Molybdänstahl-Rohren zusammengebaut, die miteinander verschweißt sind und die an sich schon neben der großen Festigkeit des Baustoffes und dessen Widerstandsfähigkeit gegen das Rosten vermöge ihrer Form noch den Vorteil großer Steifigkeit besitzen. Man hat mit dem so hergestellten Wagengerippe Verdrehungsversuche vorgenommen. Dabei soll es sich als so starr erwiesen haben, daß schon beim Anheben an einer Wagenecke um 3 mm die beiden benachbarten Ecken mit angehoben wurden.

Der Wagenkasten selbst hat Stromlinienform (Abb. 2). Die Verkleidung aus Leichtmetallblechen ist zur Verminderung des Luftwiderstandes auch unter dem Boden hindurchgezogen; dabei sind nur die für die Drehgestelle erforderlichen Öffnungen freigelassen. Alle Vorsprünge an Fenstern, Türen usw. sind vermieden; die Treppen sind einklappbar.

Auch die Drehgestelle sind aus Chrom-Molybdänstahl-Rohren und aus Stahlgußteilen durch Schweißen hergestellt. Die in Rollenlagern laufenden Radsätze haben Stahlnaben und Stahl-

*) Vergl. dazu Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, S. 15.

reifen; zwischen beiden sind als Federung und zur Dämpfung des Geräusches Gummizwischenlagen eingebaut. Das vordere Drehgestell wird von zwei Sechszylinder-Automobilmotoren angetrieben, deren jeder bei 2200 Uml./min. 160 PS leistet. Die Motoren sind nach Abb. 3 ganz neuartig an den Drehgestell-Seitenrahmen zwischen den Rädern angeordnet. Sie bieten dort wenig Luftwiderstand, sind leicht zugänglich und beanspruchen

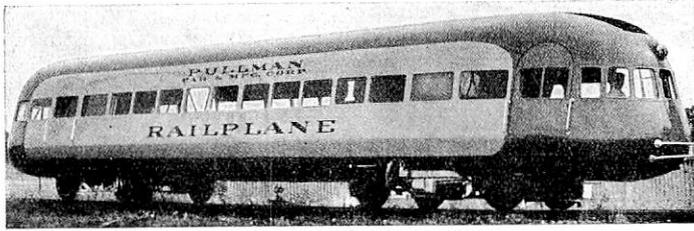


Abb. 2. Schnelltriebwagen der Pullman-Gesellschaft.

außerdem keinen Platz im Wageninnern, der ja bei einem derartigen Fahrzeug beschränkt und wertvoll ist. Jeder Motor treibt über eine Gelenkwelle und ein Getriebe eine der beiden Drehgestellachsen an. Die Bedienung ist ähnlich wie bei einem Kraftwagen und soll einfach auszuführen sein. Beide Motoren mit Zubehör werden gemeinsam geschaltet. Sämtliche Radsätze werden mittels Backenbremsen gebremst.

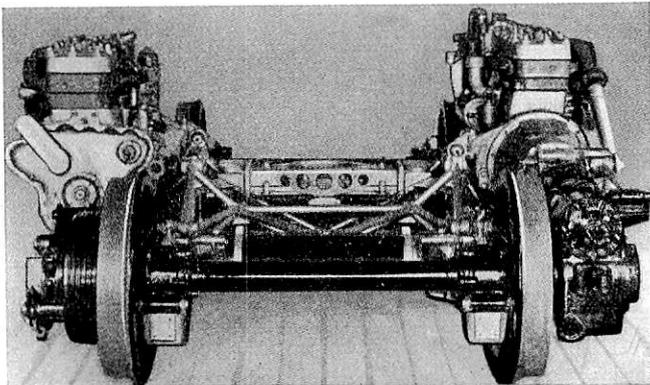


Abb. 3. Drehgestell des Pullman-Triebwagens.

Der Wagen hat Warmluftheizung und für die heiße Jahreszeit Einrichtung zur Kühlung und Erneuerung der Luft, worauf neuerdings in Amerika Wert gelegt wird. Den hierfür erforderlichen Strom liefert ein kleiner Maschinensatz, der im Wageninnern eingebaut ist.

R. D.

(Railw. Age 1933, 2. Halbj., Nr. 15.)

Italienische Triebwagen.

In letzter Zeit sind von Fiat, wie im Nachgang zu einem früher hier gegebenen Bericht über ausländische Triebwagen*) noch erwähnt sei, verschiedene Triebwagenbauarten für Personen- und Güterbeförderung herausgebracht worden. Bei allen diesen unter dem Namen „Littorina“ bekannten Triebwagen erfolgt der Antrieb rein mechanisch über ein Geschwindigkeitswechselgetriebe, und zwar durch einen Sechszylinder-Benzinmotor von 120 PS bei 1200 Umdr./Min. Der Motor ist in dem Drehgestell über der einen Achse angeordnet (s. Abb. 1) und treibt über eine Mehrscheibentrockenkupplung und ein druckluftbetätigtes Vierganggetriebe die andere Achse des Drehgestells an. Das Schalten des Getriebes erfolgt mittels innen und außen verzahnter Kupplungen, die auf der genuteten Hauptwelle durch Gabeln verschoben werden; die Gabeln stehen unter dem Einfluß der druckluftbeaufschlagten Kolben. Beachtlich ist, daß zwischen Getriebe und Achsantrieb ein Freilauf eingebaut ist. Infolgedessen ist der Motor ohne weiteres von der Achse getrennt, ohne daß die Kupplung zu lösen ist. Es braucht also auch die Kupplung

beim Übergang von dem einen Gang auf einen anderen nicht bedient zu werden. Im übrigen kann der Freilauf durch einen Druckluftzylinder jederzeit gesperrt werden. Zwischen Freilauf und Achsantrieb befindet sich ein Kegelrad-Wendegerieße, das ebenfalls Druckluftantrieb aufweist. Die Triebwagen besitzen je nach Größe zwei solcher Triebdrehgestelle oder ein Triebdrehgestell und ein Laufdrehgestell.

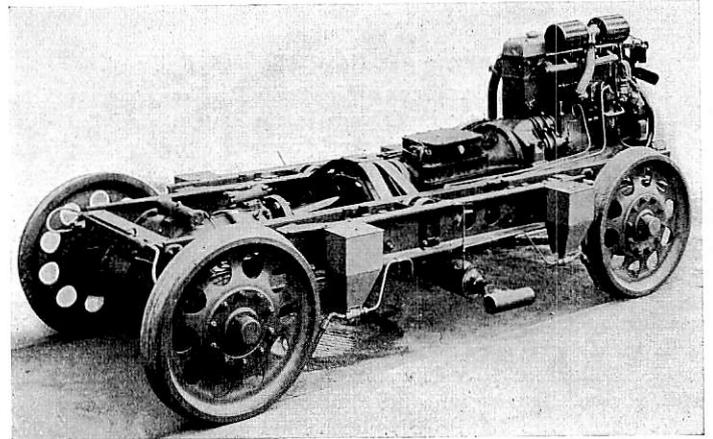


Abb. 1.

Die wichtigsten Baudaten einiger Triebwagen, von denen z. Z. etwa 80 bei der Italienischen Staatsbahn und bei verschiedenen italienischen Privatbahnen in Dienst stehen, gibt nachstehende Zahlentafel. Die Wagenkästen sämtlicher Bauarten sind stromlinienförmig gestaltet. Die Stirnwand ist weitgehend abgerundet, wobei jedoch dadurch gewisse Grenzen gesetzt sind, daß an jeder Wagenstirnwand ein Kühler vorgesehen ist, um bei jeder Fahrtrichtung ausreichende Kühlung zu erzielen. Die Seitenwände gehen nach oben glatt in das Tonnendach über; nach unten sind sie durch bis unter Radmitte heruntergezogene Blechschürzen verlängert.

Zahlentafel.

	Personentriebwagen			Güter- trieb- wagen	
Sitzplatzzahl	80	64	48	—	—
Länge über Puffer . .	22445	17895	15095	15095	mm
Größte Breite	2600	2400	2400	2600	mm
Dachhöhe über SO . .	3140	3040	3040	3140	mm
Drehzapfenabstand .	16500	12350	9550	9550	mm
Achsstand im Dreh- gestell	3000	2800	2800	2800	mm
Raddurchmesser . . .	910	910	910	910	mm
Zahl der Motoren . .	2	1	1	1	—
Getriebe- übersetzung	1. Gang	1:4,36	1:4,36	1:4,36	—
	2. Gang	1:2,8	1:2,8	1:2,8	—
	3. Gang	1:1,75	1:1,75	1:1,75	—
	4. Gang	1:1	1:1	1:1	—
Übersetzung an der Triebachse	1:2,54	1:3,27	1:3	1:3,733	—
Leergewicht	20800	14600	13000	15000	kg
Höchstgeschwindig- keit	130	105	115	90	km/h
Brennstoffverbrauch .	0,6	0,33	0,30	0,30	kg/km

Der Unterrahmen des Wagenkastens besitzt zwei Längsträger und zahlreiche Querträger; sämtliche Träger haben keine vollen, sondern gitterförmige Stege. Haupt- und Querträger bestehen aus Stahl und sind durch elektrische Lichtbogenschweißung miteinander verbunden. Das Wagenkasten- und Dachgerippe besteht aus ebenfalls elektrisch verschweißten Stahlprofilleisten; ebenso ist das Gerippe des Aufbaues mit dem Unterrahmen

*) Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1934, H. 1/2.

elektrisch verschweißt. Das Dach und die Seitenwände bestehen bei den kleineren Wagentypen gänzlich aus Duralumin, bei den größeren Wagen teils aus Stahl, teils aus Leichtmetall. Der Wagenboden ist aus Aluminium-Wellblech hergestellt und mit einer Magnesiaazementschicht (Eubolit) bedeckt. Die ganze Bauart des Wagenkastens gibt größte Festigkeit bei kleinem Gewicht.

stand des Gummis hat sie den Nachteil, daß man trotz des durch die gute Abfederung erst im vollen Maße anwendbaren Leichtbaues wegen der schmalen Auflagerfläche der vorhandenen Stahlschienen und der geringen spezifischen Belastbarkeit des Gummis viele Achsen braucht. Der von Dr. Kremmer, Frankfurt gefundene Unterschied des Reibungswertes von Gummi auf Eisen bei trockener und nasser Schiene (0,5 und 0,08) ist beim reinen Eisenbahnbetrieb deshalb weniger von Belang, weil die dort vorhandenen Bremswege (Abstand von Vor- und Hauptsignal 700 m, neuerdings 1000 m) auch noch bei einem Reibungswert von 0,08 und Geschwindigkeiten von 120 km/h ausreichen. Im übrigen kommen diese außergewöhnlich geringen Reibungswerte bei Eisenbahnschienen nicht vor, weil diese nicht in dem Maße wie die Straßenschienen (auf denen die oben erwähnten Versuche stattfanden), durch den Straßenschmutz mit einem Schmierfilm überzogen werden können.

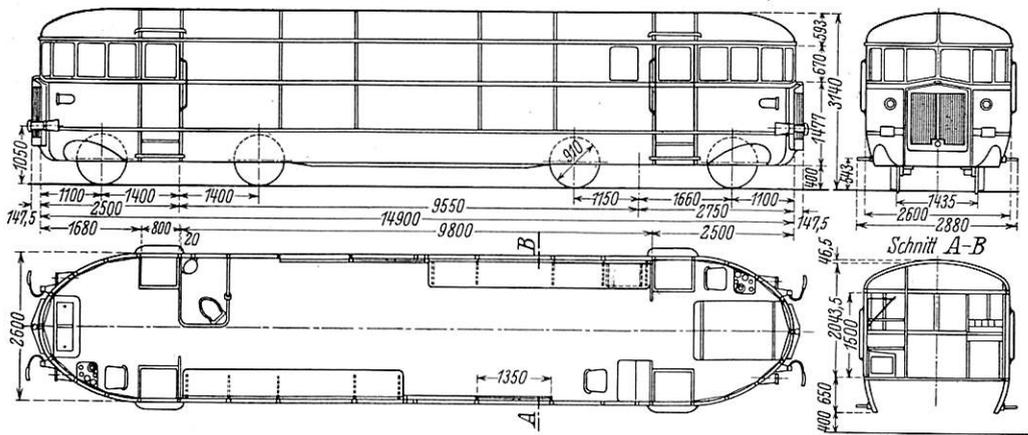


Abb. 2.

Die Grundrißeinteilung der Wagen ist verschieden getroffen. Für den Gütertriebwagen ist sie aus Abb. 2 ersichtlich. Bei den Personenwagen sind zumeist zwei Personenabteile gleicher Sitzplatzzahl vorgesehen; die beiden Abteile sind durch einen kurzen Mittelgang verbunden, neben dem auf der einen Seite ein Waschraum, auf der anderen Seite ein kleiner Gepäckraum sich befindet. Der Führersitz auf jedem Wagende liegt auf der linken Wagenseite auf der Endplattform. Vor dem Führertisch ist ein kleiner Schalttisch befestigt. Auf diesem sind angeordnet: der Motorzündschalter; der Schalter für die vorderen Scheinwerfer; 3 Manometer (für Bremse und Druckluftantrieb); der Kilometerzähler; der Geschwindigkeitsmesser; ferner die Schalthebel für die Druckluftbetätigung von Wechselgetriebe, Freilauf und Wendegeräte und schließlich noch Nebenapparate wie Brennstoff-Standanzeiger, Öldruckmanometer usw. Unter dem Führertisch sind drei Pedale für Anlassen, Kuppeln und Bremsen vorgesehen.

Die Beleuchtung der Wagen erfolgt von einer 24 V-Batterie aus, von der auch der Anlaß- und Zündstrom geliefert wird; geladen wird die Batterie von einem mit dem Triebmotor durch Riemen gekuppelten Stromerzeuger. Die Brems- und Apparatedruckluft wird von einer Luftpumpe (Ansaugleistung 160 l/min, Druck 6–7 kg/cm²) geliefert, die im Drehgestell in der Nähe des Wechselgetriebes angeordnet ist und von der Motorwelle aus angetrieben wird. Außerdem ist unmittelbar am Motor eine Reserve-luftpumpe, die wahlweise eingeschaltet werden kann, vorgesehen. Die Heizung erfolgt durch die Auspuffgase, die eine Rippenrohrleitung durchströmen.

Die Triebwagen haben im Betriebe voll befriedigt, so daß in absehbarer Zeit mit einer wesentlichen Erhöhung der Zahl der im Dienst stehenden Triebwagen zu rechnen ist. An Stelle von Benzinantrieb tritt z. T. auch Dieselmotorantrieb.

Dipl.-Ing. Spies.

Verwendung von Gummi für die Räder von Schienenfahrzeugen.

Zur Geräusch- und Stoßdämpfung von Schienenfahrzeugrädern wird in zunehmendem Maße Gummi verwendet. Hierbei unterscheidet man grundsätzlich zwei Arten: Die eine, bei welcher der Gummireifen selbst auf der Schiene läuft und die andere, bei welcher Gummi als Zwischenlage zwischen dem Stahlreifen und dem Radkörper dient. Die erste Art findet in den Vereinigten Staaten und in Frankreich bei der Michelin-Anwendung (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1933, Heft 3, S. 67). Die Stoßdämpfung sowohl in der senkrechten als auch in der waagrechten Richtung und die Geräuschdämpfung ist bei dieser Ausführung besonders vollkommen, weil auch das Rollgeräusch zwischen Rad und Schiene fortfällt. Abgesehen von dem größeren Rollwider-

wagen ausgeführt wurde, zeigt die Abb. 1. Sie bezweckt im Falle einer mit Luftaustritt verbundenen Beschädigung des Luftgummiringes die Abstützung des Rades aufrecht zu erhalten; zu diesem Zweck läuft im Inneren des Luftringes um den Radkranz ein Steg, dessen Abstand von der Innenfläche des Gummiringes 16 mm beträgt. Ein weiterer, den Gummi umgreifender Aluminiumring gibt die Spurführung. Bei einem Versuch, bei der in den Gummiring bei voller Fahrgeschwindigkeit ein Loch geschossen wurde, soll der Wagen ohne zu entgleisen und ohne Störung für die Reisenden seine Fahrt fortgesetzt haben.

Abb. 1. Schnitt durch das pneumatische Rad des Motorwagens.

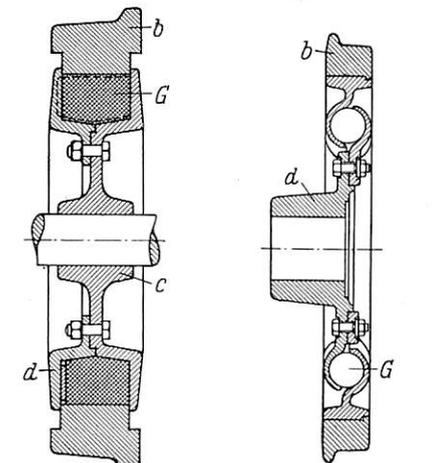


Abb. 2.

Abb. 3.

In Deutschland hat man sich ausschließlich der zweiten Art (Gummieinlage zwischen Radreifen und -Stern) zugewendet und dafür folgende Forderungen aufgestellt:

1. Dämpfung der senkrechten und waagrechten Stöße und der Geräusche.
2. Nachgiebige Übertragung des Drehmomentes beim Fahren und Bremsen.
3. Genügende Sicherheit bei Abnutzung der elastischen Zwischenlagen.

4. Leichte Auswechslung der dem Verschleiß unterworfenen Teile (Radreifen mit Spurkranz, Einlage).

Die Abb. 2 mit 3 zeigen verschiedene Beispiele solcher Räder. Ausführung 2 mit 3 sind sich grundsätzlich dadurch ähnlich, daß die beiden Radreifen b ein und derselben Achse nicht starr, sondern über Voll- oder Luftgummieinlage G und Radstern d miteinander verbunden sind. Damit sie mit Rücksicht auf die

Entgleisungssicherheit ihre gegenseitige Lage nicht über ein gewisses Maß ändern, muß der Gummi mit großer Vorspannung eingesetzt und sein Federungsvermögen nach der Seite durch Anschläge entsprechend begrenzt werden. Dieser Nachteil wird bei den Ausführungen nach Abb. 4 (Patent Waggonfabrik Uerdingen) und 5 (Patent Austro-Daimler) vermieden. In Abb. 4 sind die Radreifen b durch eine Kernachse K, die Radsterne durch eine Hohlachse H miteinander starr verbunden, so daß die Seitenbeweglichkeit des Gummis ohne Erhöhung der Entgleisungsgefahr ausgenützt werden kann. In Abb. 5 sitzen die Radsterne mit dem Luftreifen auf der Kern-, die Radreifen auf der Hohlachse.

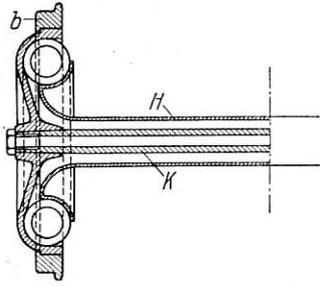


Abb. 4.

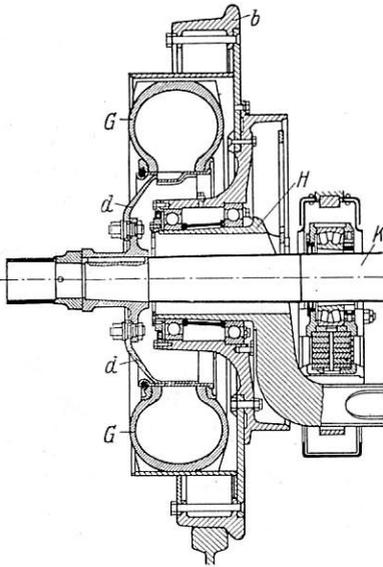


Abb. 5.

beanspruchung. Es sind vier Gummiringe hochkantig zwischen die Radscheibe und entsprechende Flanschen am Reifen eingeklemmt worden. Die ganze Anordnung ist so getroffen, daß

Eine weitere hierhergehörige Form zeigt die Ausführung der Clark Equipment Company, die bei dem ersten in den Vereinigten Staaten gebauten Verbrennungstriebwagen für 140 km/h Geschwindigkeit und vollkommene Aluminiumausführung Anwendung gefunden hat. Während bei Ausführung nach Abb. 6 die Gummieinlage die ganze Breite des Radreifens hat und damit die Beanspruchung in den jeweils untenliegenden Teil des Rades verlegt wird, ist im vorliegenden Fall angestrebt worden, die Beanspruchung des Gummis auf dem ganzen Radumfang gleichmäßig und durch Anwendung mehrerer Lamellen auf eine möglichst große Fläche zu verteilen und zwar unter Übergang von der reinen Druck- zur Scher-

alle Bewegungen, Erschütterungen, Geräuschübertragungen von dem Reifen her durch die Gummilage hindurch gehen müssen, um in den Wagen gelangen zu können. Die Beanspruchung im Gummi beträgt unter der hier vorliegenden Radlast von 4 t nur 0,49 kg/cm². Die größtmögliche Bewegung zwischen Rad und Reifen beträgt nur 0,39 mm. In diesen geringen Beanspruchungen liegt die besondere Bedeutung dieser Konstruktion.

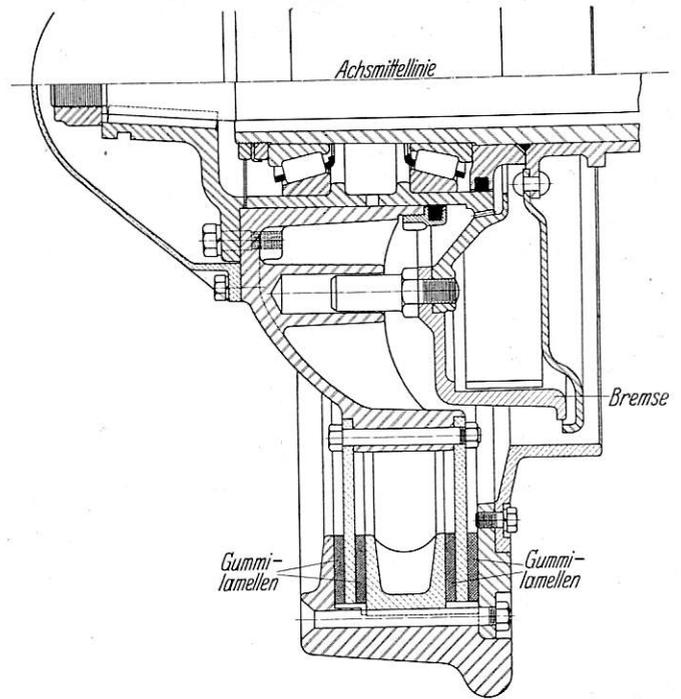


Abb. 6.

Versuche haben gezeigt, daß durch Gummizwischenlage die kurzen periodischen Schwingungen über 40 Hz bis auf $\frac{1}{3}$ verringert und dadurch vom Wagenkasten nahezu ferngehalten werden können. Außerdem kann der Wagenkasten und das Fahrgestell leichter gehalten werden, weil durch die bis auf ein geringes Maß herabgesetzten unabgederteten Massen die Stoßdämpfung sehr beträchtlich ist. Man nimmt auch an, daß aus demselben Grunde beim Befahren von Krümmungen, Schienenstößen und Weichen gummibewehrte Räder die Gleise weniger abnutzen als starre Räder.

Berichtigungen.

Auf der im Heft 13 veröffentlichten Tafel 15 zum Aufsatz: „Untersuchung der Haftungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Bremsvorgang“ sind die Abbildungen 5 und 6 infolge eines Versehens vertauscht worden.

Die Überschrift: „Abb. 5 Achsbelastung 15,5 t, Schienenzustand: trocken“ gehört zur untersten Abbildung der rechten Tafelseite, während die Überschrift: „Abb. 6 Achsbelastung 15,5 t, Schienenzustand: naß (vom Regen abespült)“ zu der darüber befindlichen Darstellung gehört.

Zu den Diagrammen auf Seite 250 und 251 (Abb. 5, 6 und 7) bemerkt der Verfasser noch:

Unter der Angabe „Zugkraft am Wagen“ ist die an der Meßdose gemessene Gesamtzugkraft, vermindert um den jeweiligen Eigenwiderstand des Meßwagens zu verstehen.

Verkehrswissenschaftliche Tagung in Essen.

Am 11. bis 13. Oktober 1934 wird vom Haus der Technik in Essen unter Mitwirkung führender Verkehrsfachleute eine Verkehrswissenschaftliche Tagung veranstaltet.

Über das Gebiet der Reichsautobahnen wird Dr. Ing. Todt, Generalinspektor für das deutsche Straßenwesen, sowie Beigeordneter Dillgardt einen Vortrag halten. Den „Groß- und Fernverkehr“ behandeln u. a. Vorträge von Dr. Ing. Leibbrand,

In dem ersten Absatz auf Seite 23 in Heft 1/2 1934 meines Aufsatzes über die Entwicklung des Triebwagenbaues bei den Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen kann insofern ein Mißverständnis entstehen, als daraus entnommen werden kann, daß die Firma Ganz erst dann mit dem Bau von Triebwagen begonnen hat, als die Königlich Ungarischen Staatseisenbahnen die Versuche mit den deutschen Triebwagen abgeschlossen hatten. Wie aus nachstehenden Daten hervorgeht, ist dem nicht so. Die ersten Triebwagen in Ungarn wurden in folgender Reihenfolge in Betrieb genommen:

- 4achsiger Triebwagen Nr. 310 (Deutsche Werke) am 5. 1. 1926,
- 2achsiger Triebwagen Nr. 350 (NAG.) am 1. 3. 1926,
- 4achsiger Triebwagen Nr. 311 (NAG.) am 12. 5. 1926,
- 2achsiger Triebwagen Nr. 351 (Ganz) am 21. 5. 1926.

Daraus geht hervor, daß die Firma Ganz & Co. seit der Einführung von Triebwagen in Ungarn an der Entwicklung des Triebwagenbaues beteiligt war. Regierungsbaumeister Hans Dörner.

Direktor und Mitglied des Vorstandes der deutschen Reichsbahn-Gesellschaft, Berlin und Reichsbahndirektionspräsident Bergmann. Dr. Remy, Köln, spricht über „die Reichsbahn im Nahverkehr“ und Dr. Blum über „Zusammenarbeit in der Verkehrswirtschaft“.

Weitere Vortragsgegenstände sind: „Wirtschaft und Binnenschifffahrt“, sowie „Verkehr- und Luftfahrt“.