

Eine neue Lösung des Problems der Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb*).

Von Prof. K. v. Sanden und Dipl.-Ing. H. Wohlschläger, Karlsruhe.

I. Vorbemerkungen.

Trotz der großen Zahl von Entwürfen und Vorschlägen für Groß-Diesellokomotiven haben bisher nur solche mit elektrischer Übertragung in größerer Zahl eine betriebsfähige Ausführung erlebt; hierzu kommt noch eine Lokomotive mit Zahnradstufengetriebe und eine mit Druckluftübertragung. Der dem Eisenbahnfachmann am meisten zusagende Antrieb mit unveränderbarer Übersetzung, ist nicht über das Versuchsstadium hinausgekommen; sämtlichen Ausführungen war ein Erfolg bisher nicht beschieden**).

Die nachstehenden Betrachtungen wollen den Gründen nachforschen, welche der Entwicklung des unveränderbaren Antriebs im Wege stehen, ferner Grundsätze aufstellen für die Schaffung einer brauchbaren Form dieses Antriebes und schließlich eine neue, diesen Grundsätzen entsprechende Lösung bringen.

Es sei vorausgeschickt, daß unter „unveränderbarem Antrieb“ eine Antriebsform verstanden wird, bei welcher das Drehzahlverhältnis zwischen Motor und Treibrädern und ebenso das Momentverhältnis konstant ist.

II. Das Problem des unveränderbaren Antriebs.

Bei der Lösung des Problems ergeben sich im wesentlichen Schwierigkeiten aus:

- der Leistungscharakteristik des Dieselmotors,
- dem Anfahrproblem.

a) Die Leistungscharakteristik.

Man pflegt Dampfmaschinen- und Dieselmotorencharakteristik als prinzipiell durchaus verschieden anzusehen, weil der Dieselmotor bei Änderung der Drehzahl und gleichbleibender Füllung ein ungefähr konstantes indiziertes Drehmoment besitzt. Bei der Dampfmaschine haben dagegen die Linien gleicher Füllungseinstellung ausgeprägt fallenden Charakter.

Abb. 1 zeigt zunächst für eine beliebig herausgegriffene Dampflokomotive***) eine Schar von p_i -Kurven a) gleicher Füllungseinstellung, die über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen sind, und außerdem strichpunktirt die Linie der höchstzulässigen Kesselbeanspruchung c) — die sogenannte Kesselgrenze. Da diese die Kurven a) schneidet, so erkennt man, daß die Füllung beständig verändert werden muß, wenn man mit gleicher Kesselbeanspruchung bei verschiedenen Drehzahlen fahren will — eine in der Lokomotivtechnik wohlbekannte Tatsache. Die Charakteristik der Lokomotivdampfmaschine bei konstant gehaltener Füllung ist also keine Linie konstanter Leistung.

In das Diagramm sind ferner die p_i -Kurven b) einer Diesellokomotive †) eingezeichnet. Aus ihrem Vergleich mit

*) Mitteilung der Forschungsgemeinschaft „Trilok“ (Prof. Kluge, v. Sanden, Spannhake, Dipl.-Ing. Böllinger, Schultze, Wohlschläger).

**) Über die Betriebsbewährung der abgeänderten Lokomotive von Ansaldo (siehe Bericht von Cossart anlässlich der Madrider Tagung d. Int. Eisenb.-Kongr.-Vereinigung 1930) ist bisher nichts bekannt geworden. Siehe auch Fußnote * Seite 170.

***) Eh 2 GL, Rußland, Lomonosoff, Lok.-Versuche in Rußland (VDI-Verlag 1926, Seite 99).

†) Lomonosoff, Die Diesel-elektrische Lokomotive, S. 118.

denjenigen der Dampflokomotive geht hervor, daß zwischen beiden im Gegensatz zu der landläufigen Meinung kein prinzipieller, sondern nur ein quantitativer Unterschied besteht, insofern als die Dampflokomotivkurven rascher fallen als die der Diesellokomotive. Die Ursache dieses stärkeren Abfalls der Dampfmaschinencharakteristik ist in den Drosselverlusten in den Eintritts- und Austrittsorganen, also in der äußeren Arbeitsvorbereitung, zu suchen; denn für Ein- und Ausströmung steht nur je der Bruchteil eines Hubes zur Verfügung. Dagegen wachsen beim Verbrennungsmotor die Drosselverluste beim Eintritt der Verbrennungsluft bzw. beim

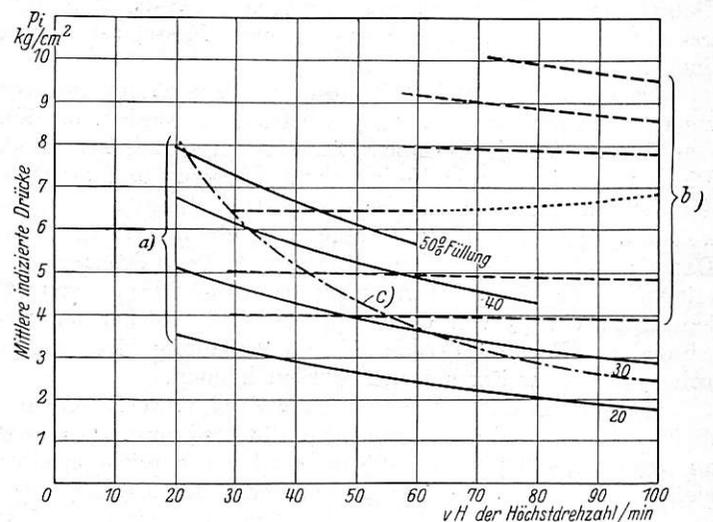


Abb. 1.

Linien gleicher Füllungseinstellung für Dampflokomotive und Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb.

- Linien gleicher Füllungseinstellung der Dampflokomotive.
- Linien gleicher Füllungseinstellung der Diesellokomotive. (Der Verlauf der punktierten Linie ---- ist eine Eigentümlichkeit speziell der untersuchten Maschine und hat mit dem Wesen des Dieselmotors nichts zu tun, siehe die Erläuterungen in der Quelle Fußnote †).
- Linie höchstzulässiger Kesselbeanspruchung der Dampflokomotive.

Austritt der Abgase nur sehr langsam mit der Drehzahl und infolgedessen wird das für die Verbrennung verfügbare Luftgewicht nur wenig vermindert. Viertakt- und Zweitaktmotoren verhalten sich in dieser Hinsicht gleich: beim Viertaktmotor steht für Eintritt und Austritt je ein ganzer Hub zur Verfügung, beim Zweitaktmotor wird durch das Spülluftgebläse der bei allen Drehzahlen notwendige Druck zur Überwindung der Drosselwiderstände erzeugt. Würde man zwischen Kessel und Dampfmaschine eine regelbare Dampfmaschine einschalten oder könnte man die Ein- und Auslaßquerschnitte genügend vergrößern, dann könnte man eine Dampfmaschinencharakteristik erzeugen, die der des Dieselmotors gleicht. Beides kommt praktisch nicht in Frage.

Inwieweit sich der hiernach bestehende rein quantitative Unterschied der Leistungscharakteristik von Dampfmaschine und Dieselmotor für den Lokomotivantrieb auswirkt, wird weiter unten ausführlich erörtert.

Ein gewisser Unterschied der beiden Antriebsarten besteht ferner in der verschiedenen Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs vom mittleren Druck. Es wird absichtlich vom mittleren Druck und nicht vom „Belastungsgrad“ gesprochen; denn dieser Begriff ist relativ, da die Festsetzung der „Vollast“ an sich willkürlich ist*).

Wir müssen also

1. die absoluten Höchstwerte des mittleren effektiven Druckes p_z bezogen auf den Zughaken und

2. den Verlauf des Wärmeverbrauchs als Funktion von p_z bei Dampfmaschine und Dieselmotor vergleichen. Es wird p_z und nicht p_i gewählt, weil sich die neueren Veröffentlichungen gewöhnlich auf p_z beziehen.

Bei beiden Antriebsarten müssen selbstverständlich ähnliche Betriebsbedingungen betrachtet werden. So ist also — da wir vorläufig vom Anfahren absehen wollen — der effektive Druck p_{zR} bei der „Reibungsgeschwindigkeit“ der Dampflokomotive mit dem Dauerhöchstwert p_{zmax} der Diesellokomotive zu vergleichen. Bei der Dampflokomotive wird gewöhnlich der effektive Druck an der Reibungsgrenze p_{zR} gleich 6,8 bis 7,2 at gewählt. Der Wert ist nicht durch die Dampfmaschine selbst begrenzt, sondern durch das Reibungsgewicht einerseits, Kesseldruck und Kesselanstrengung andererseits.

Um p_{zmax} für Diesellokomotiven abzuschätzen, müssen zunächst jene Werte von $p_{e max}$ betrachtet werden, die auf den Kuppelflansch normaler Dieselmotoren bezogen sind. Dieses $p_{e max}$ ist von der Verbrennungsluftmenge und der Güte der Verbrennung abhängig. Bei Viertaktmaschinen und Gegenkolben-Zweitaktmaschinen (Junkers) ist ein p_e von 7,5 at im Dauerbetrieb erreicht. Doppelt wirkende Zweitaktmaschinen mit knapper Spülung haben ein p_e von etwa 5,2**) at erreicht, jedoch ist ein p_e von 6,3 at ($p_i = 8$ at)***) sicher zu verwirklichen. Bei Viertaktmotoren mit Aufladung dürfte ein p_e von 8 at ohne weiteres erzielt werden können.

Wählt man das doppelwirkende Zweitaktverfahren, das die kleinsten Zylinderabmessungen ergibt, und nimmt $p_z = 6$ at an, entsprechend $p_z:p_e = 0,95$, so muß zur Erreichung eines gleichen Drehmoments das Hubvolumen der Dieselizeylinder um 17% größer als bei der Dampflokomotive mit $p_{zR} = 7$ at bemessen werden.

Abb. 2 zeigt die Abhängigkeit des Wärmeverbrauchs vom mittleren effektiven Druck p_z bei $n = \text{konst.}$ für die russische 1200 PS Dieselgetriebe-lokomotive †); in derselben Abbildung ist der Wärmeverbrauch der D R B.-Einheitslokomotive Reihe 64 ††) bei 60 km/Std. eingetragen.

Man sieht, daß das Minimum für die Dampflokomotive bei einem wesentlich kleineren p_z liegt. Wählt man für einen Vergleich eine Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb, speziell mit dem Übersetzungsverhältnis 1:1 (unmittelbarer Antrieb wie bei der Dampflokomotive), so gibt der Vergleich dann besonders lehrreiche Aufschlüsse, wenn Lokomotiven genau gleichen Hubvolumens einander gegenübergestellt werden.

Als Dampflokomotive ist wieder Reihe 64 der D R G. gewählt, welche ein $p_{zR} = \text{rund } 6$ at besitzt. Linie 1, Abb. 3, stellt die Leistungsgrenze dieser Lokomotive dar, Linie 2 den

*) Vielfach versteht man darunter die Belastung bei jenem mittleren effektiven Druck, bei welchem der Wärmeverbrauch ein Minimum besitzt, oder eine etwas höhere Belastung, bei welcher der Wärmeverbrauch noch nicht wesentlich über dem Minimalwert liegt.

**) 5,5 at bei fremd angetriebener Spülpumpe.

***) Becker, Schiffbau und Schifffahrt 1929, Seite 361 ff.

†) Dobrowolsky, Z. d. V. D. I. 1927, Seite 873 ff.; errechnet aus Abb. 8 und 10.

††) Nordmann, Organ 1930, Heft 10, Seite 262. Diese Lokomotive besitzt den günstigsten thermischen Gesamtwirkungsgrad aller Einheitslokomotiven.

Leistungsverlauf der entsprechenden, unmittelbar angetriebenen Diesellokomotive. Bis zur Reibungsgeschwindigkeit der Dampflokomotive (ca. 30 km/Std.) sind beide Leistungen ziemlich gleich, dann bleibt die der Dampfmaschine gegenüber

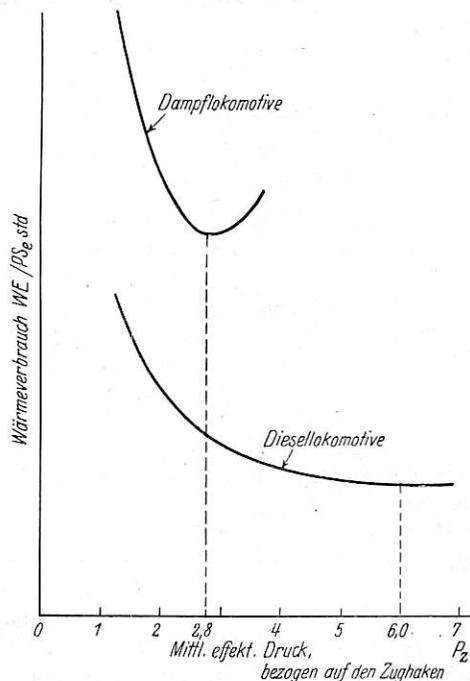


Abb. 2. Wärmeverbrauch einer Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb und einer Dampflokomotive.

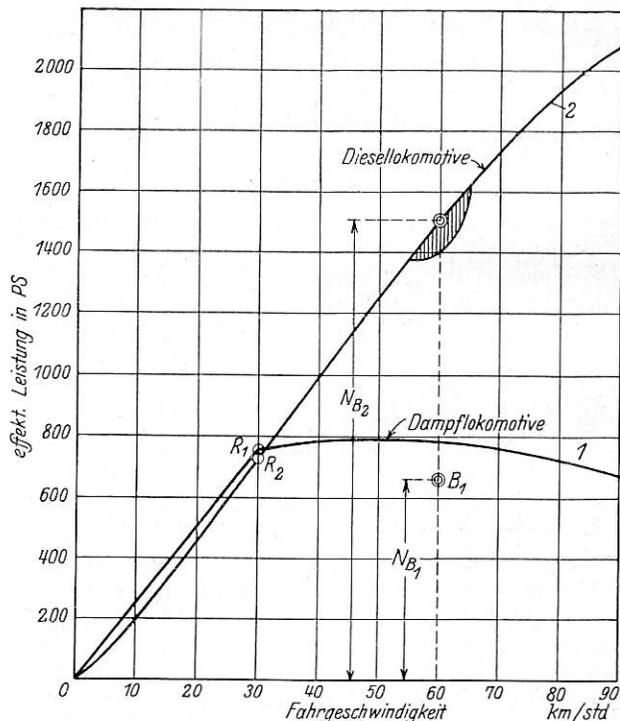


Abb. 3. Leistungslinien einer Dampflokomotive und einer Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb mit gleichen Zylinderabmessungen.

der Dieselmachine stark zurück. In der Gegend des günstigsten Wärmeverbrauchs der Dampflokomotive (Punkt B_1) ist die Leistung der Diesellokomotive N_{B_2} reichlich doppelt so groß wie die Leistung N_{B_1} der Dampflokomotive, entsprechend dem Verhältnis der Abszissen 6,0:2,8 in Abb. 2*).

*) Auch bei der Diesellokomotive wird der günstigste Wärmeverbrauch bei etwa 60 km/Std. liegen.

Man wird nun trotz gleicher Hubvolumina die Leistung N_{B_1} als die Nennleistung der Dampflokomotive und $N_{B_2} = \text{etwa } 2 \cdot N_{B_1}$ als die Nennleistung der Diesellokomotive bezeichnen. Dies wird man tun, obwohl man durch Vergrößerung des Kessels und evtl. durch „Aufladen“ imstande wäre, mit derselben Dampfmaschine N_{B_2} zu erreichen.

Die oft gehörte Behauptung, die unmittelbar angetriebene Diesellokomotive bedürfe, um das Zugkraftprogramm einer gleichwertigen Dampflokomotive zu erfüllen, eines überdimensionierten Motors, könnte also höchstens hinsichtlich der aus dem Motor bzw. der Lokomotive herausholbaren Leistung als berechtigt anerkannt werden, nicht aber hinsichtlich der Zylinder-„Dimensionen“.

Überdies muß es dahingestellt bleiben, ob es gerechtfertigt ist, eine Lokomotive als überbemessen hinsichtlich der Leistung zu bezeichnen, deren Zugkraftgrenze gerade so hoch liegt, daß sie die Reibungsgrenze nirgends unterschreitet.

Nicht übergangen werden soll der Einwand der mangelnden Selbstreglung des Dieselmotors infolge seiner nahezu horizontalen Momentcharakteristik. Während Maschinen mit stark abfallender Charakteristik bei Änderung des Widerstandes sich selbsttätig ohne Änderung der Füllungseinstellung auf eine neue Gleichgewichtslage einstellen, ist dies dem Dieselmotor nur bei ganz kleinen Belastungsänderungen möglich. Dieser Nachteil fällt in Wirklichkeit aber nicht so sehr ins Gewicht; auch der Dampflokomotivführer überläßt bei stärkerem Belastungswechsel die Maschine nicht der Selbstreglung, weil dies sein Fahrplan gar nicht zuläßt, der z. B. bei der DRG. auf konstanter Heizflächenbelastung aufgebaut ist (nicht aber auf konstanter Füllung). Ferner ist selbst bei alleinfahrender Lokomotive die lebendige Kraft immer noch so groß, daß der Führer reichlich Zeit hat, ein „Abwürgen“ des Motors zu verhindern. Übrigens läßt sich durch Anbringung eines Leistungsreglers an der Dieselmachine die Selbstreglung erzielen, sogar längs einer Linie gleicher Leistung. Der erhobene Einwand fällt daher nicht ernstlich ins Gewicht.

Von ausschlaggebender Bedeutung für die Einführung des Dieselantriebs ist hingegen der Preis des Dieselmotors. Ein schnellaufender Dieselmotor üblicher Ausführung kostet etwa ebensoviel wie eine ganze Dampflokomotive gleicher Nennleistung. Da nun, wie oben gezeigt wurde, die Nennleistung des Motors etwa doppelt so groß sein muß wie die Nennleistung der Dampflokomotive, so kostet allein der Motor doppelt soviel wie die ganze Dampflokomotive; zu diesem Preis kommt dann noch jener von Rahmen, Laufwerk, Hilfsmaschinen und Schutzhaus*).

Hieraus folgt für die unveränderbare Übertragung die Notwendigkeit, den Motor zu verbilligen. Man wird also die Kostenträger des Dieselmotors untersuchen müssen. Die hohen Drücke des üblichen Dieselmotors, seine hohen Arbeitstemperaturen erfordern hohen Werkstoffaufwand und teure Werkstoffe. Selbst bei bester Werkstoffausnutzung und trotz der Fortschritte in konstruktiver Hinsicht kostet der vielzylindrige Viertakt-Schnellläufer heute immer noch rund 10 M/kg und stellt damit eine viel zu teure Maschine dar.

Hier kann durch die doppelt wirkende Zweitaktmaschine, deren Treibstangen unmittelbar auf die Treibachsen der

*) Es ist daher vollkommen zu verstehen, daß das Bestreben vorhanden ist, mit Hilfe einer veränderbaren Übertragung den Dieselmotor zu „unterdimensionieren“, d. h. die Nennleistung des Dieselmotors ebenso niedrig wie die Nennleistung der Lokomotive und Dampfmaschine zu wählen. Die Übertragungseinrichtungen bedingen jedoch wiederum eine Gewichtszunahme, eine Erhöhung des Anschaffungspreises, sowie eine beträchtliche Verschlechterung des Wirkungsgrades.

Lokomotiven arbeiten, eine durchschlagende Verbesserung erzielt werden. Damit entfällt Kurbelwelle und Kurbelgehäuse vollkommen. Das Triebwerk bleibt offen und braucht sich nicht wesentlich von dem der Dampflokomotive zu unterscheiden. Durch Verringerung der Zylinderzahlen werden ferner die Herstellungs- und Montagekosten herabgesetzt. Der Gewichts- und Kostenanteil des Dieselmotors ist damit aufs äußerste eingeschränkt.

Eine weitere Gewichts- und damit Preisverminderung kann durch Anwendung niedriger Verbrennungsdrücke erzielt werden, allerdings unter einer gewissen Einbuße an Wirkungsgrad.

Wesentlich günstiger würde sich das Kostenproblem gestalten, wenn die Nennleistung des unveränderbar antriebsfähigen Motors für die Zugförderung ausgenutzt werden könnte. Es wird gelegentlich die Meinung vertreten, daß große Zugkräfte bei hohen Geschwindigkeiten wertlos seien. Auf dieses Problem soll bei dieser Gelegenheit nicht ausführlich eingegangen werden; hier sei nur darauf hingewiesen, daß viele Verkehrsanforderungen am einfachsten dadurch befriedigt werden können, daß bis zu möglichst hoher Geschwindigkeit an der Reibungsgrenze gefahren wird, z. B. auf steigungsreichen Strecken. Ein Beweis dafür, daß diese Auffassung auch an anderen Stellen geteilt wird, kann erblickt werden in der 2C1-h2 S.lok, Reihe 01 der DRG., die sonst nicht ausgenutzt werden könnte, und in den im Bau befindlichen elektrischen Riesenlokomotiven der Schweizer Bundesbahnen.

b) Das Anfahrproblem.

Der schwerwiegendste, im Wesen des Dieselmotors begründete Nachteil des unveränderbaren Antriebs ist die Unmöglichkeit, ohne besondere Anfahrvorrichtung in Gang zu kommen.

Es sind grundsätzlich so viele Anfahrssysteme wie Übertragungssysteme denkbar. Auf konstruktive Einzelheiten soll hier nicht eingegangen, es sollen vielmehr nur die Wesensmerkmale der einzelnen Gruppen gekennzeichnet werden.

Unter den vielen veränderbaren Anfahrssystemen nimmt als einfachste Lösung die Reibungskupplung eine Sonderstellung ein. Wenn nämlich nicht besondere Sicherheitsmaßnahmen getroffen sind, besteht hier die Gefahr, daß man den Motor durch die Reibungskupplung abwürgen kann, was infolge der Massenwirkungen zum Bruch des Triebwerkes führen kann. Eine Kupplung, bei welcher das übertragene Drehmoment mit abnehmender Drehzahl automatisch vermindert wird, kann diesen Übelstand beseitigen. Besitzt die Kupplung diese Eigenschaft nicht, so sind alle Triebwerksteile und gegebenenfalls das Vorgelege so zu bemessen, daß beim Anfahren Räderschleifen erzielt werden kann.

Dies bedeutet nach Abb. 4, daß an den Treibrädern eine Zugkraft $= Z_A$ entwickelbar sein muß an Stelle der viel kleineren Z_R bei solchen Lokomotiven, bei welchen das maximal übertragbare Drehmoment durch die Eigenschaften der Anfahrvorrichtung begrenzt ist.

Für die Berechnung der erforderlichen Leistung N_A der Anfahrvorrichtung läßt sich eine allgemeine Beziehung aufstellen.

Ist die Drehzahlelastizität δ des Motors erklärt durch

$$\delta = \frac{n_{\min}}{n_{\max}},$$

wobei n_{\max} und n_{\min} die größte bzw. die kleinste Zündzahl des belasteten Motors darstellen, so gilt entsprechend für die Fahrgeschwindigkeiten

$$V_{\min} = \delta \cdot V_{\max}.$$

Als Zahlenwert kann man etwa annehmen $\delta = 1/5$; bei ganz

besonders elastischen Motoren (Junkers) wird $1/7,5$ erreicht*). Der Geschwindigkeitsbereich von $V = 0$ bis $V = V_{\min}$ plus einem Sicherheitszuschlag muß von der Anfahrvorrichtung gedeckt werden können.

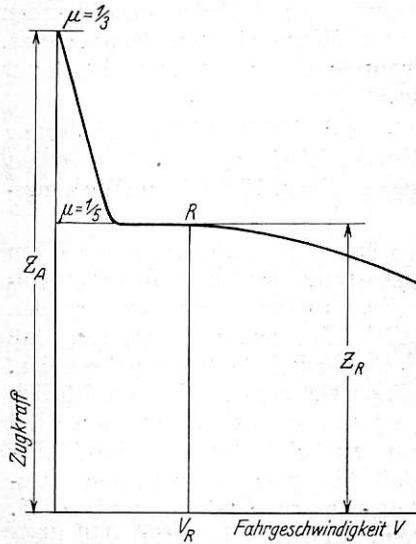


Abb. 4. Anfahrzugkraft einer Diesellokomotive mit unveränderbarem Antrieb und mechanischer Anfahrvorrichtung.

Die eingebaute Leistung N_A des Anfahrapparates muß also betragen:

$$N_A = \frac{\delta \cdot V_{\max} \cdot Z_R}{270 \cdot \eta_{\bar{u}}} \text{ PS;}$$

hierin bedeuten: Z_R die Zugkraft an der Reibungsgrenze nach Abb. 4 in kg, $\eta_{\bar{u}}$ den Übertragungswirkungsgrad der Anfahrvorrichtung bis zum Zughaken.

Für den unveränderbaren Antrieb ist nun aber $\frac{Z_R \cdot V_{\max}}{270} = N_H = \text{Nennleistung der Hauptmaschine,}$

$$N_A = \frac{\delta}{\eta_{\bar{u}}} \cdot N_H.$$

Für das Beispiel einer Druckluftanfahrvorrichtung ($\eta_{\bar{u}} = 65\%$) und für $\delta = 1/6$ ist

$$N_A = \frac{N_H}{0,65 \cdot 6} = 0,257 \cdot N_H$$

also

$$N_A = \text{rund } \frac{N_H}{4}.$$

Würde man an Stelle von N_H die Leistung N_R bei $V = V_R =$ etwa $1/3 V_{\max}$ einführen, so wäre

$$N_A = \frac{3}{4} N_R.$$

Man sieht also, daß eine Anfahrvorrichtung, deren Leistung nur zum Anfahren dienen soll, unverhältnismäßig schwer ausfällt.

Daher wird — von wenigen Ausnahmen abgesehen — die Anfahrvorrichtung als Hilfsantrieb ausgebildet, d. h. man macht aus der Anfahrvorrichtung eine Tugend, verkleinert die Abmessungen des Hauptmotors und deckt den erforderlichen Zugkraftrest durch die Leistung der Anfahrvorrichtung, womit man sogar wieder eine kontinuierlich abfallende Zugkraftcharakteristik (die ausgezogene Linie in Abb. 5) erhält. Die gestrichelte Linie zeigt die Zugkraftgrenze des Hilfsantriebs allein, wobei vorausgesetzt ist, daß dieser stets voll ausgenutzt ist ($N_A = \text{konst.}$).

Stellen solche Leistungsteilungen auch eine Verbesserung gegenüber der reinen Anfahrvorrichtung dar, so haften ihnen doch so lange noch etwas willkürlich Aneinandergerichtetes an, als nicht ein organischer Zusammenhang zwischen Hauptmaschine und Teilübertragung hergestellt ist. Dieser ist wohl nur bei der Druckluftanfahrvorrichtung erreichbar; denn die Druckluft kann auch in der Hauptmaschine verwendet werden, während Abfallenergie aus hydraulischen oder elektrischen Hilfsantrieben für sie wertlos ist.

Das Heranziehen der Anfahrvorrichtung zu Hilfsantriebszwecken bringt einen gewissen Zusammenhang zwischen

*) Für die mit einem Junkers-Motor ausgerüstete Ansaldo-Lokomotive sind in neuester Zeit weitaus günstigere Zahlen genannt worden (Engineering, 21. Nov. 1930); ob mit diesen unter allen Betriebsumständen gerechnet werden kann, bedarf wohl noch der Bestätigung.

Haupt- und Hilfsmaschine mit sich und damit die Abmessungen dieser beiden Maschinen in gegenseitige Abhängigkeit.

Je größer man das Hilfsaggregat macht, desto mehr wird man sich der Charakteristik der Dampflokomotive

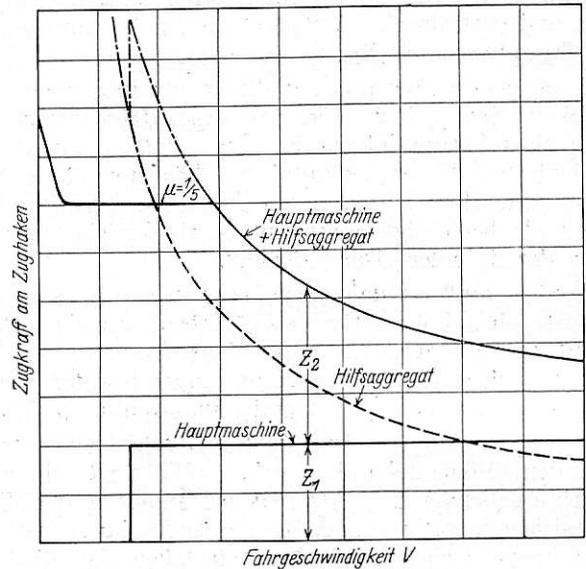


Abb. 5. Zugkraftcharakteristik einer Diesellokomotive mit unveränderbar antreibender Hauptmaschine und veränderbar antreibendem Hilfsaggregat.

nähern, desto schlechter wird aber der Wirkungsgrad und desto höher der Preis der Lokomotive.

III. Forderungen für den Entwurf unveränderbarer Antriebe.

Soll der Entwurf einer unveränderbaren Übertragung Aussicht auf Verwirklichung haben, dann muß er folgenden Forderungen genügen:

1. Verbilligung des Hauptmotors durch unmittelbaren Antrieb, Anwendung des doppelt wirkenden Zweitaktverfahrens und möglichst geringe Zylinderzahl.
2. Niedrige Verbrennungsdrücke.
3. Erniedrigung der Mindestdrehzahl des Hauptantriebsmotors, um das Anfahrapparat möglichst leicht und billig zu halten.
4. Organische Einfügung der Anfahr-Hilfseinrichtung in den Betrieb der Dieselmotoranlage.

Hingegen kann der von russischer Seite*) vertretenen Forderung, der Hauptantriebsmotor müsse von den Treibachsen trennbar angeordnet sein, nicht beigegeben werden. Die Begründung dieser Forderung, „bei längeren Talfahrten würden die Motorzylinder Luft ansaugen, die in ihnen negative Arbeit verrichten wird, was die Zylinder schädigen würde“, ist von der Dampflokomotive übernommen. Dort pflegt man bekanntlich die Schiebersteuerung bei Leerfahrt voll auszuliegen, um Gratbildung am Schieber Spiegel zu verhindern; dann saugt der Kolben — falls keine Druckausgleichsvorrichtung angebracht ist — durch den Auslaß heiße Rauchkammerngas an, während dem Dieselzylinder allenfalls Spülluft zugeführt wird. Der hierdurch entstehenden geringen Kompressionserwärmung kann wirksam durch die (bei der Dampflokomotive fehlende) Wasser- und Spülluftkühlung entgegengewirkt werden.

IV. Die neue Lösung.

Besonders wichtig erscheint Punkt 3: die Erniedrigung der minimalen Zündzahl. Es sollen daher die Ursachen untersucht werden, welche bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten die Zündung verhindern bzw. unsicher machen.

*) Lomonosoff, Beitrag zur zweiten Weltkraftkonferenz 1930.

Die Zündung erfolgt im Dieselmotor bekanntlich dadurch, daß Brennstoff in Luft eingespritzt wird, deren Temperatur höher liegt als die Zündtemperatur des Brennstoffes. In welcher Weise die Luft auf diese Temperatur gebracht wird, ist natürlich hierbei an sich gleichgültig. Beim Dieselprozess wird sie allein durch Verdichtung der Arbeitsluft erreicht. Bei ganz geringen Kolbengeschwindigkeiten geht jedoch infolge der Kolbenlässigkeit ein Teil der Arbeitsluft und außerdem infolge der größeren Dauer des Verdichtungs Vorganges ein erheblicher Teil der Verdichtungswärme verloren, so daß die Zündtemperatur — insbesondere bei noch kaltem Motor — nicht erreicht wird. Beschickt man jedoch den Zylinder in irgend einer Weise mit heißer Luft, so kann der Zündvorgang bei beliebig kleiner Kolbengeschwindigkeit, ja sogar bei Stillstand der Maschine in der gleichen Weise eingeleitet werden, wie dies z. B. in der Bombe zu Versuchszwecken gelegentlich geschehen ist.

Man könnte nun vorgewärmte Luft von der Hauptmaschine ansaugen lassen*) oder ihr vor der Verdichtung zuführen. Man würde dann aber immer noch eine vollständige Anfahrvorrichtung benötigen, die allerdings nicht mehr sehr groß gemacht zu werden braucht, weil der Anfahrbereich klein geworden ist.

Führt man der Hauptmaschine jedoch die heiße Luft erst am Ende des Verdichtungshubes und mit solchem Druck zu, daß durch diesen das erforderliche Anfahrrehmoment mindestens erreicht wird, dann benötigt man als Anfahrvorrichtung nur noch eine verhältnismäßig kleine Kompressoranlage zur Lieferung dieser Druckluft.

Eine nach diesem neuen Verfahren betriebene Lokomotive müßte folgenden Aufbau besitzen:

Die Hauptarbeitszylinder treiben unmittelbar auf die Treibachsen, sie sind genau so angeordnet wie die Dampfzylinder einer gleichwertigen Dampflokomotive und besitzen auch ungefähr deren Hubvolumen. Der Verbrennungshöchst-

*) Wie dies bei Teeröldieselmotoren schon ausgeführt worden ist.

druck braucht nicht höher gewählt zu werden als der Druck der Anfahrluft. Die Anfahrluft wird in einem Hilfsaggregat erzeugt und in einem Erhitzer, den die Abgase des Hilfsmotors befeuern, auf etwa 350° C erhitzt. Kompressor und Erhitzer unterscheiden sich grundsätzlich nicht von denen der Eßlinger Dieseldruckluftlokomotive. Ihre Leistung ist so bemessen, daß bis etwa 6 km/Std. mit reiner Luft an der Reibungsgrenze gefahren werden kann. Damit sind auch die Rangierbewegungen mit Druckluft durchführbar. Sobald den Arbeitszylindern, die von dem Kühlwasser des Hilfsmotors bereits vorgewärmt sind, heiße Luft zugeführt wird, kann auch Brennstoff verbrannt werden, so daß bereits während der ersten Umdrehungen der Übergang auf „gemischten“ Betrieb möglich ist. Wenn dann der Motor gut durchgewärmt ist, kann man die Druckluft abstellen und im reinen Dieselpetrieb weiterfahren; oder man kann dauernd Luft zusetzen und so eine „Hochdruckaufladung“ herbeiführen, welche eine Vergrößerung der Diagrammfläche bis zum Volldruck gestattet. Damit kann der maximale mittlere effektive Druck auf mindestens das doppelte desjenigen des normalen Dieselprozesses gesteigert werden; bei zunehmender Geschwindigkeit ist hier natürlich durch die Wärmebelastung der Zylinder eine Grenze gesetzt, wie übrigens bei allen Aufladesystemen.

Natürlich kann die Brennstoffzuführung nicht in der üblichen Weise erfolgen, sondern es muß, wenn statt des schmalen, hohen Diagramms ein breites Diagramm ohne Drucksteigerung erzielt werden soll, der Brennstoff langsam zugeführt werden. Hierzu sind besondere Vorrichtungen nötig, durch die der Brennstoff in kleinen Teilmengen intermittierend eingespritzt wird, wobei der Einspritzdruck unveränderlich mit der Drehzahl bleibt.

Die Steuerung ist so eingerichtet, daß die Fahrt mit Luft, im gemischten Betrieb und im reinen Brennstoffbetrieb nach beiden Fahrtrichtungen erfolgen kann.

Die Anwendung dieses Verfahrens auf das Beispiel einer 2C1-Lokomotive von 1400 PS Höchstleistung und 45 t Reibungsgewicht ergab einen in allen Einzelheiten baureifen Entwurf.

Die Wirtschaftlichkeit von Diesellokomotiven.

Von Dr. J. Geiger, MAN Werk Augsburg.

Bekanntlich hat der Dieselmotor unter allen Wärmekraftmaschinen den höchsten Wirkungsgrad, der z. B. den einer normalen Kolbendampfmaschinenanlage um ein Mehrfaches überragt.

Wenn auch dieser Gesichtspunkt bei der Frage der Verwendung von Diesellokomotiven von hervorragender Bedeutung ist, so ist es zu einer hinreichenden Beurteilung der Frage, ob die Anwendung von Diesellokomotiven vom wirtschaftlichen Standpunkt aus gerechtfertigt ist, doch unbedingt notwendig, alle jene Punkte mit zu berücksichtigen, welche ebenfalls auf die Wirtschaftlichkeit einen Einfluß ausüben. Diese sind:

A. Kosten für die Lokomotive: Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals, Ausbesserungskosten in den Haupt- und Betriebswerkstätten, Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen.

B. Ausgaben für Verbrauchsstoffe: Brennstoffe, Schmierstoffe, Wasser, Putzmittel und sonstige Verbrauchsstoffe einschließlich Reserveteile.

C. Ausgaben für Personal: Lokomotivpersonal, Betriebshandwerker und Betriebsarbeiter, zugehörige Leitung und Aufsicht.

Die Ausgaben für das Lokomotivpersonal, für die Tilgung und Verzinsung des Lokomotivbeschaffungskapitals, für die Brennstoffe, für die Ausbesserung in den Hauptwerkstätten, und endlich für die Verzinsung und Tilgung der Lokomotiv-

behandlungsanlagen machen dabei sowohl bei Dampf- als auch bei Diesellokomotiven den weitaus größten Teil der Gesamtkosten aus.

Brennstoffkosten.

In seinem Bericht zur Weltkraftkonferenz 1930 „Versuchs- und Betriebsergebnisse bei den Kohlenstaublokomotiven der Deutschen Reichsbahn“ gibt Reichsbahnrat Günther in einer Darstellung des Wärmeverbrauchs (s. Abb. 1) an, daß der Wärmeverbrauch bei einer neuzeitlichen Heißdampf-Güterzuglokomotive mit Rostfeuerung auf der Waagerechten im Beharrungszustand 8000 Calorien je Zughaken-PS₀-Std. beträgt. Das ergibt einen thermischen Wirkungsgrad von 7,9%, bzw. je Tonnenkilometer einen Verbrauch von 13 g Kohle von 7000 Calorien Heizwert.

In dem gleichen Bericht gibt Günther an, daß der Kohlenverbrauch im Betrieb 25,3 g entsprechend 177 Calorien je Bruttotonnenkilometer sei. Der Mehrverbrauch gegenüber dem Beharrungszustand, der sehr erheblich ist, erklärt sich dadurch, daß die Dampflokomotive Kohlen für das Anheizen und für den Abbrand verbraucht. Ferner geht Wärme beim Stillsetzen und Abschlacken sowie auf Gefällstrecken, Rangierfahrten, Fahrten zum Zuge und beim Halten in Stationen verloren. In einem ebenfalls zur Weltkraftkonferenz erstatteten Bericht von Ministerialrat Fuchs: „Die wirtschaftliche Entwicklung der Dampflokomotive bei der Deutschen Reichsbahn“ findet sich die Angabe, daß der Kohlenverbrauch

der Reichsbahn im Jahre 1929 je Bruttotonnenkilometer 52,87 g = 369 Calorien im Mittel betrug. Diese Zahl scheint in einem gewissen Gegensatz zu der eben genannten von 25,3 g zu stehen. Die 25,3 g beziehen sich jedoch nur auf die im Betrieb befindlichen Dampflokomotiven, während in den 52,87 g der Brennstoffverbrauch für das Zugheizen, für Leerfahrten, für den Rangierdienst, für den Bereitschafts- und Vorspanndienst enthalten ist. Um einen Überblick zu erhalten, von welcher Größenordnung diese Verbräuche sind, seien diese in Form eines Sankeydiagrammes in Abb. 2 dargestellt. Es ist entnommen aus Dr. Landsberg: „Wärme-wirtschaft im Eisenbahnwesen“. Man ersieht daraus, daß für den eigentlichen Zugförderungsdienst nur 59,40% der gesamten Kohle verbraucht werden. Geht man von dem Güntherschen Wert von 25,3 g aus, so kommt man nach Landsberg nur auf $25,3 : 0,594 = 42,5$ g Kohle.

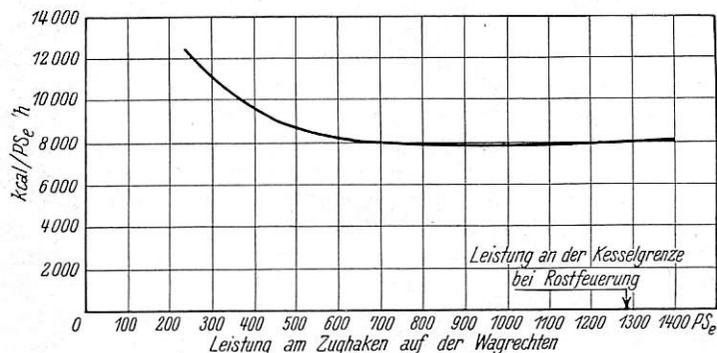


Abb. 1. Wärmeverbrauch in der Kohle bei $v = 40$ km/h.

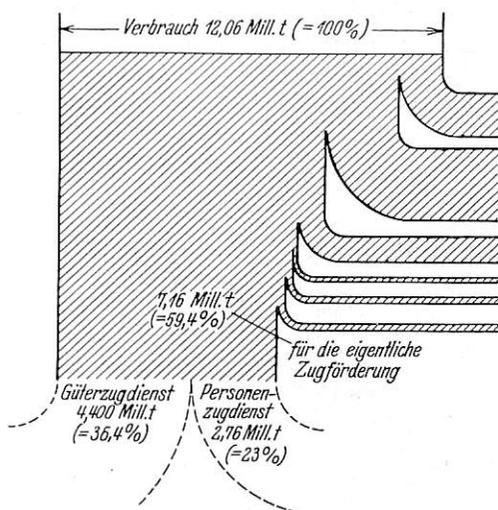


Abb. 2.

11,00 %	1,330 Mill. t	Restglied
19,20 "	2,317 "	für Verschiebedienst
6,20 "	0,750 "	Bereitschaftsdienst
0,70 "	0,084 "	Vorspann- und Schiebedienst
1,24 "	0,149 "	Leerfahrten
2,26 "	0,270 "	Heizung der Personenzüge
40,60 %	4,900 Mill. t	

Arbeitsbedarf des Personenzugdienstes
 für Schnellzüge 1908 25 % 1926 30 %
 „ Personenzüge 1908 75 „ 1926 70 „
 (berechnet) (geschätzt)

Der Unterschied gegenüber dem Wert von Fuchs erklärt sich zwanglos daraus, daß bei Fuchs Lokomotiven aller Art und jeglichen Alters zusammengefaßt sind, während sich der Wert von Günther mit 25,3 g auf neuzeitliche Güterzuglokomotiven bezieht.

Der thermische Wirkungsgrad allein genügt also zur Beurteilung des tatsächlichen Brennstoffverbrauches nicht, denn

dieser ist über viermal so hoch wie der aus dem thermischen Wirkungsgrad ermittelte.

Man sieht daraus, daß bei der Dampflokomotive gerade diese Nebeneinflüsse, die sich nicht in dem im Beharrungszustand auf der Waagerechten ermittelten Brennstoffverbrauch ausdrücken, von ganz ausschlaggebender Bedeutung sind. Auch dann, wenn man bei der Zahl von 52,87 g berücksichtigt, daß hier auch ältere Lokomotiven mit enthalten sind, wenn man ferner den Kohlenverbrauch für die Zugheizung, weil für die Zugförderung nicht in Betracht kommend, abzieht, so kommt man doch für die Zugförderung insgesamt unter der Voraussetzung, daß nur neuzeitliche Lokomotiven etwa aus den letzten acht Jahren verwendet werden, zu einem gesamten Kohlenbedarf von etwa 40 g je Tonnenkilometer.

Die Diesellokomotive.

Nach einem Bericht in der russischen Zeitschrift „Ekonomitscheskaja Schisn“ vom 31. März 1925 hat die mit einem MAN-Dieselmotor von 1000 PS_e ausgerüstete dieselektrische Lokomotive auf der Strecke Rostow a. Don—Petrowsk und zurück, d. h. auf 2250 km 400 Pud Naphtha verbraucht, während der Verbrauch an gleichem Brennstoff für die gleiche Strecke und die gleichen Betriebsbedingungen für eine neuzeitliche Heißdampflokomotive 2400 Pud*), also das Sechsfache betrug.

Ein weiterer russischer Bericht aus dem Jahre 1929, der sich auf eine fünfjährige Erfahrung mit der obengenannten dieselektrischen Lokomotive sowie auf andere Diesellokomotiven — darunter eine Dieselgetriebelokomotive von 1000 PS_e Leistung — stützt, stellt fest, daß bei gleichem Brennstoff (Naphtha) insgesamt der Brennstoffverbrauch bei der Diesellokomotive viermal kleiner gewesen sei als bei Dampflokomotiven.

Auf Grund des thermischen Wirkungsgrades würde sich diese Tatsache noch nicht erklären; rechnen wir nämlich mit einem thermischen Wirkungsgrad der Dampflokomotive von 7% (bezogen auf den Zughaken), wobei wir nicht den Scheitelpunkt der Wirkungsgradkurve, sondern den zwischen halber Last und Vollast im Mittel sich findenden Wirkungsgrad verstehen, rechnen wir unter den gleichen Voraussetzungen für die Diesellokomotive 21%, so würde bei letzterer der Brennstoffverbrauch nur auf den dritten, nicht aber auf den vierten bis sechsten Teil zurückgehen. Das beweist, daß bei der Diesellokomotive nicht nur der thermische Wirkungsgrad im Beharrungszustand höher als bei der Dampflokomotive ist, sondern daß auch beim Fahren im normalen Zugförderungsdienst weitere und zwar ganz erhebliche Ersparnisse eintreten.

Zunächst fallen die für den gesamten Bereitschaftsdienst in Betracht kommenden Brennstoffmengen bei einer Diesellokomotive weg, da diese stets betriebsbereit ist und im Stillstand keinen Brennstoff verbraucht. Von dem gesamten Kohlenverbrauch bei Dampflokomotiven macht dies nach Dr. Landsberg — nach Abzug der für die Heizung in Betracht kommenden Brennstoffmenge — 6,35% aus. Sodann gibt Landsberg für Leerfahrten 1,27% an. Von diesen wird ein Teil bei Diesellokomotiven in Wegfall kommen, da die Leerfahrten etwa vom Bahnhof zur Bekohlungsanlage oder zur Wasserfüllstelle hier wegfallen.

Für den Verschiebedienst ergibt sich nach Landsberg — wieder nach Abzug der für die Heizung in Betracht kommenden Brennstoffmenge — bei Dampflokomotiven ein Satz von 19,7%. Dieser Satz ist bei Diesellokomotiven sicher weit geringer, da sie im Stillstand keinen Brennstoff verbrauchen und bei langsamer Fahrt bzw. geringer Motorleistung durch Erniedrigung der Motordrehzahl ebenfalls einen sehr niedrigen Brennstoffverbrauch haben. Schätzungsweise wird man hier mit etwa 5% auskommen. Auch das sogenannte Restglied, das Landsberg bei Dampflokomotiven zu 11,2% findet, ist

*) 1 Pud = 16,38 kg.

sicher bei Diesellokomotiven erheblich kleiner, da z. B. bei der Zuführung des Treiböles im Gegensatz zur Kohle und ebenso beim Einfüllen des Brennstoffes in die Lokomotivtanks nichts verloren geht und eine genaue Kontrolle der Treibölmenge in den Tanks bequem möglich ist.

Humberto Gamberale berichtet an Hand von eingehenden Tabellen in der argentinischen Zeitschrift „Revista Electrotecnica“ vom Juli 1930, daß der Brennstoffverbrauch von in Buenos Aires befindlichen dieselektrischen Lokomotiven mit MAN-Motoren im dortigen Hafengebäude zu weniger als 3 g je Bruttotonnenkilometer, der Calorienverbrauch also zu 30 Calorien sich ergab.

Wenn auch die Ergebnisse der unter anderen Betriebsverhältnissen stehenden Hafenlokomotiven für Streckenlokomotiven nicht unbedingt verwendbar sind, so ist doch der Verbrauch gegenüber dem von Günther stammenden Wert von 177 Calorien je Tonnenkilometer mit $\frac{1}{6}$ ganz auffallend gering.

Der Verhältniswert deckt sich gut mit dem vorgenannten in Rußland gefundenen oberen Erfahrungssatz. Daß in Argentinien die Ergebnisse so besonders günstig sind, beruht auf dem Umstand, daß es sich hier um Verschiebelokomotiven handelt, welche viele Haltepausen sowie Fahrten mit sehr geringer Leistung aufweisen. Hier ist aber die Diesellokomotive wegen der Möglichkeit, den Motor stillzusetzen bzw. nicht nur die Brennstofffüllung, sondern auch die Drehzahl weitgehend zu erniedrigen, der Dampflokomotive entschieden überlegen.

Dieser niedrige Brennstoffverbrauch bei Diesellokomotiven ist keineswegs auf die elektrische Kraftübertragung beschränkt. Bei der Dieseldruckluftlokomotive ergab sich z. B., bezogen auf den Beharrungszustand, daß der Brennstoffverbrauch je Tonne und Kilometer bei 20 km/Std. nur 2,75 g und bei 35 km/Std. nur 3 g betrug, also Werte, die mit den von Gamberale im Hafengebäude ermittelten wohl in Einklang stehen. Weiter zeigte sich, daß dieser Brennstoffverbrauch auch dann nicht ansteigt, wenn nur mit Teilbelastungen gefahren wird.

Daß der Brennstoffverbrauch einer Diesellokomotive durch vieles Anhalten nicht erheblich erhöht wird, kann man übrigens auch rein rechnerisch leicht einsehen. Beträgt z. B. bei $1\frac{1}{4}$ Stunden Fahrzeit die gesamte Aufenthaltsdauer in den Bahnhöfen 15 Minuten und läßt man während dieser Aufenthalte den Dieselmotor leer mit stark vermindelter Drehzahl durchlaufen, so ergibt sich der zugehörige Brennstoffverbrauch für einen Motor von 1000 PS_e Normalleistung zu

$$B = \frac{250}{1250} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{15}{60} \cdot 210 = 3,50 \text{ kg.}$$

Hierbei ist die indizierte Leerlaufleistung 250 PS_i, bezogen auf volle Drehzahl, die indizierte Normallastleistung 1250 PS_i; die Drehzahl soll im Leerlauf auf $\frac{1}{3}$ der normalen verringert werden; die Leerlaufdauer ist 15 Minuten, der Brennstoffverbrauch bei Vollast, an der Kurbelwelle des Dieselmotors gemessen, 210 g/PS_e-Std.

Demgegenüber beträgt während einer Fahrzeit von 60 Minuten bei Annahme von 80 v. H. der Normallast von 1000 PS_e der Brennstoffverbrauch $\frac{210}{1000} \cdot 800 = 168 \text{ kg}$. Der Gesamtverbrauch wird also durch das Durchlaufenlassen des Dieselmotors während der Aufenthalte in den Stationen nur um 2,1% erhöht.

Insgesamt zeigt sich demnach, daß der Brennstoffverbrauch einer Diesellokomotive bei Güterzugsgeschwindigkeiten bei 3 g/tkm, der Calorienverbrauch bei 30 Cal/tkm liegt. — 1 Tonne Steinkohle von 7000 Calorien Heizwert kostet frei Lokomotivbekohlungsstation 28 *R.M.*, eine Tonne Treiböl 142,3 *R.M.* Bei letzterem ist zu beachten, daß derzeit in Deutschland ein sehr hoher Zoll auf dem Gasöl ruht, der

lediglich als eine Folge der Notlage des deutschen Reiches anzusehen ist und dessen Abbau bei einem Verschwinden dieser Notlage zu erwarten steht. Ferner läßt sich natürlich an Stelle des ausländischen Gasöles inländisches Braunkohlenteeröl anwenden, das den Vorzug hat, etwas billiger zu sein. Endlich sei auf die in der Umgebung von Hannover erbohrten Erdölquellen verwiesen, bei denen es noch an einer genügenden Anzahl Raffinerien fehlt.

Aber auch wenn wir mit dem derzeitigen abnormal hohen Gasölpreis von 142,3 *R.M.* in Deutschland rechnen, ist doch die Calorie Gasöl nur 3,55 mal teurer als die Calorie Steinkohle, während die bisherigen Betriebsergebnisse — lediglich auf im Zugförderungsdienst befindliche Lokomotiven bezogen — zeigen, daß der Calorienverbrauch nur den sechsten bis vierten Teil beträgt. Es ist also auch in Deutschland ein Gewinn in bezug auf die Brennstoffkosten vorhanden. Noch größer wird nach dem oben Gesagten der Gewinn, wenn wir außer den für den Zugförderungsdienst verbrauchten Lokomotivkohlen auch jene hinzurechnen, welche für den Bereitschaftsdienst, den Verschiebedienst und endlich nach Landsberg für den sogenannten Rest entfallen.

In diesem Zusammenhang drängt sich ein Vergleich mit dem Schiffsbetrieb auf.

Bei der Einführung des Dieselmotors auf Schiffen wurde entgegengehalten, daß der thermische Wirkungsgrad einer Kondensationsdampfmaschine oder -Turbine 15 bis 17%, derjenige eines Dieselmotors 30 bis 34%, also nur doppelt so hoch sei. Kostet nun die Steinkohle 23 *R.M.*/t bei 7000 Calorien Heizwert und das Treiböl 110 *R.M.*/t bei 10000 Calorien Heizwert, so kosten also in Steinkohle 10⁶ Calorien 3,29 *R.M.*, in Treiböl dagegen 11 *R.M.*; sie sind also nicht doppelt, sondern $3\frac{1}{3}$ mal teurer als in Steinkohle und ein Gewinn wäre demnach bei Verwendung eines Dieselmotors für Schiffszwecke nicht möglich. Tatsache ist aber, daß heute über die Hälfte des auf Stapel gelegten Schiffsraumes Dieselschiffe sind, daß in vielen Staaten die Schiffseigner zum weitaus überwiegenden Teile Dieselschiffe bauen lassen. Nach „Schiffbau“ 31. Jahrgang Nr. 21, Seite 526, war der Ende September 1930 an Motorschiffen im Bau befindliche Schiffsraum um volle 56% größer als der an Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen in Bau befindliche.

Die Vorteile, insbesondere die wirtschaftlichen Vorteile sind bei der Verwendung von Schiffsdieselmotoren eben so groß, daß sich ihnen kein Reeder auf die Dauer verschließen kann; sie liegen aber durchaus nicht lediglich in dem höheren thermischen Wirkungsgrad des Dieselmotors begründet.

Es dürfte noch wissenswert sein, wie groß die Ersparnisse an Brennstoffkosten innerhalb eines Jahres etwa sein werden. Die durchschnittliche Leistung einer Schnellzuglokomotive der Deutschen Reichsbahn der Gattung 01 war im Jahre 1928 165500 km, im Tag also 454 km. Der Kohlenverbrauch war 165,5 · 11,1 t = 1840 t oder 12920 · 10⁶ Calorien im Preis von 51600 *R.M.* Bei einer Diesellokomotive, die nur den sechsten Teil an Calorien im Betrieb verbraucht, also 2150 · 10⁶ Calorien ergeben sich dagegen bei einem Heizwert von 10⁴ Calorien Kosten in Höhe von $\frac{2150 \cdot 10^6 \cdot 142,3}{10^4 \cdot 10^3} = 30600 \text{ R.M.}$

es sind also trotz des z. Z. außerordentlich hohen Zolles auf Gasöl 21000 *R.M.*/Jahr erspart. Bei Verwendung des deutschen Braunkohlenteeröles würde man 23300 *R.M.* ersparen. Die Ersparnis würde noch höher sein, wenn die bei Diesellokomotiven mögliche höhere Ausnutzung in Betracht gezogen wird.

Im folgenden sollen noch zwei einschlägige Ergebnisse aus den Vereinigten Staaten von Amerika angeführt werden,

Auf der elften Tagung der Internationalen Eisenbahnkongressvereinigung in Madrid wurde nach dem im Organ veröffentlichten Bericht*) bei Triebwagen in Nordamerika festgestellt, daß sich die Brennstoffkosten von Dieselöl zu Kohle (Dampftriebwagen) wie 15:39, d. h. wie 1:2,6 verhalten. Man sieht daraus, daß in Amerika der Dieseltriebwagen viel günstiger als der Dampftriebwagen ist. Allerdings kommt dabei in Betracht, daß die Preise für Dieseltreiböl im Verhältnis zur Kohle niedriger sind als in Deutschland.

Gemäß einem Bericht von W. D. Bearce, gehalten auf der Weltkraftkonferenz Berlin 1930 über „Energiewirtschaft im Verkehrswesen mit besonderer Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit der Elektrisierung der Eisenbahn“, ergab sich in den Vereinigten Staaten von Amerika, daß innerhalb des Jahres 1928 die gesamten Betriebskosten einer Dampflokomotive je Lokomotivstunde \$ 7,700 im Durchschnitt betragen. Demgegenüber beliefen sich diejenigen bei diesel-elektrischen Lokomotiven im Durchschnitt auf \$ 5,085. Es wurden demgemäß im Durchschnitt durch die Anwendung von Diesellokomotiven \$ 2,615 für eine Lokomotivstunde erspart. Unter den Betriebskosten sind hier verstanden nicht nur die Kosten für Brennstoff und andere Stoffe, sondern insbesondere auch die Kosten für Ausbesserungen, für die Lokomotivstände, für Abnützung, Zinsen, für die Lokomotivmannschaft, die Betriebsarbeiter und die Aufsicht. Die Brennstoffkosten allein betragen bei der Dampflokomotive je Lokomotivstunde \$ 1,210, bei der Diesellokomotive dagegen nur \$ 0,365, d. h. nur den dritten Teil.

Die Ausgaben für das Lokomotivpersonal.

Hier ist hervorzuheben, daß die umfangreichen Vor- und Nacharbeiten, die bei jeder Dampflokomotive notwendig sind, bei der Diesellokomotive wegfallen, soweit sie den Kessel und die Feuerung angehen; es genügt, wenn der Lokomotivführer eine halbe Stunde vor Fahrtbeginn zur Stelle ist. Infolgedessen kann das Lokomotivpersonal länger Fahrdienst leisten. Da das Personal auf der Diesellokomotive körperlich kaum in Anspruch genommen wird und die ermüdende Tätigkeit des Heizens vollständig wegfällt, so gestattet auch dieser Umstand eine längere Diensttätigkeit des Personals. Nach den bisherigen Erfahrungen darf man eine um $\frac{1}{3}$ der Zeit längere Tätigkeit annehmen. Nach Fuchs sind bei der Deutschen Reichsbahn die Kosten für das Lokomotivpersonal 364 *R.M.* je 1000 km; bei der Diesellokomotive könnten wir daher mit 273 *R.M.* rechnen. Da die Diesellokomotive länger Dienst leisten kann und nicht etwa des Abschlackens wegen aus dem Dienst gezogen werden muß, so wird die für Vor- und Nacharbeiten notwendige Arbeitszeit im Vergleich zur eigentlichen Dienstzeit kürzer. Ferner können auf Diesellokomotiven die gesamten Dienstleistungen bequem von einem Mann ausgeführt werden. Will man trotzdem zur Sicherung einen zweiten Mann mitfahren lassen, so kann dies der Zugführer sein. In diesem Falle erspart man die Löhne für den zweiten Mann und statt auf 273 *R.M.* je 1000 km kommt man unter Berücksichtigung des Umstandes, daß der Heizer geringer als der Lokomotivführer bezahlt wird, auf 180 *R.M.* Bei großen Lokomotiven wird man, wenigstens vorläufig, auf den zweiten Mann nicht verzichten, bei kleineren und mittleren Leistungen erscheint dies aber nach den bisherigen Erfahrungen wohl angängig. Hier sei auch darauf verwiesen, daß H. Mühl in einem in „Elektrische Bahnen“ April 1929 veröffentlichten Aufsatz „Das vierte Betriebsjahr im elektrisierten Streckengebiet Bayerns der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft“ feststellt, daß bei der elektrischen Zugförderung für den Lokomotivdienst nur 55% des bei Dampftrieb notwendigen Personals

benötigt wurde. Da der Dienst auf einer Diesellokomotive nicht anstrengender ist als auf einer elektrischen Lokomotive, kann man damit rechnen, daß dieser Satz auch für die Diesellokomotive gilt*).

Bearce gibt in seinem bereits angeführten Bericht an, daß in Nordamerika im Jahre 1928 die Ausgaben für das Lokomotivpersonal je Lokomotivstunde in Amerika für Dampflokomotiven \$ 3,310, für Diesellokomotiven \$ 1,660 betragen. Die Ausgaben für Gehälter sind also auf die Hälfte zurückgegangen.

Die Kosten für die Ausbesserung in den Hauptwerkstätten.

Die Ausbesserungskosten betragen bei Dieselmotoren auf Grund jahrzehntelanger Erfahrungen an ortsfesten und Schiffsanlagen jährlich 1 bis $1\frac{1}{2}$ % der Anschaffungskosten.

Bei Vollbahndampflokomotiven hat man mit einem Reparaturansatz von 16% des Anschaffungspreises zu rechnen, 6% entfallen im Mittel auf das Laufwerk. Natürlich sind diese Reparatursätze etwas verschieden je nach Bauart und Verwendungszweck der betreffenden Lokomotive, sie sind bei Tenderlokomotiven am geringsten und bei Schnellzuglokomotiven am größten; der obengenannte Wert von 16% stellt einen Durchschnittswert dar. Rechnen wir, daß bei einer Diesellokomotive etwa 60% der Kosten auf den dieseltechnischen Teil einschließlich Übertragung und 40% auf den Fahrzeugteil entfallen, so betragen, bezogen auf die Gesamtkosten der Lokomotive, die jährlichen Ausbesserungskosten des Dieselteiles nur $\sim 0,6$ bis $0,9\%$, jene des Fahrzeugteiles nur $6 \cdot 0,4 \cdot \frac{4}{3} = 3,2\%$ der Gesamtanschaffungskosten der Diesel-

lokomotive, wenn davon ausgegangen wird, daß bei einer Dampflokomotive die Kosten für das gesamte Laufwerk mit Rahmen $\frac{3}{4}$ von den Kosten der gesamten Lokomotive ausmachen. Infolgedessen kommen wir insgesamt auf eine jährliche Aufwendung von 3,8 bis $4,1\%$ der Anschaffungskosten der gesamten Lokomotive für Ausbesserungen. Gehen wir davon aus, daß die Diesellokomotive etwa $2\frac{1}{2}$ mal teurer ist als eine gleich starke Dampflokomotive, so würden also, bezogen auf die Kosten der Dampflokomotive, die jährlichen Aufwendungen für Ausbesserungen $9\frac{1}{2}$ bis $10,2\%$ betragen. Sie sind also um 40 v. H. niedriger als jene einer normalen Dampflokomotive. Dabei ist zu berücksichtigen, daß wir bei dem $2\frac{1}{2}$ fachen Preis gegenüber der Dampflokomotive uns auf die bereits ausgeführten Diesellokomotiven bezogen, welche Einzelausführungen darstellen und sich bei Anfertigung größerer Stückzahl wie sie bei Dampflokomotiven üblich ist, nicht unwesentlich billiger stellen würden. Ferner sei bemerkt, daß die neuesten Fortschritte auf dem Gebiet des Diesellokomotivbaues sich in der Richtung der Vereinfachung des Motors und insbesondere der Kraftübertragung bewegen und auf Grund derselben eine Senkung der Anschaffungskosten der Diesellokomotive zu erwarten ist.

Bearce findet für das Jahr 1928 und Nordamerika, daß die Ausgaben für Reparaturen einschließlich der dazu notwendigen Löhne für Handwerker und Arbeiter für die Lokomotivstunde für Dampflokomotiven \$ 1,070, für Diesellokomotiven \$ 0,560 betragen. Die Ausgaben betragen also dort nur die Hälfte derjenigen von Dampflokomotiven.

Verzinsung und Tilgung des Lokomotivbeschaffungskapitals.

Wie bereits bemerkt, kann man in naher Zukunft damit rechnen, daß die Herstellungskosten einer Diesellokomotive den doppelten Betrag derjenigen einer gleich starken Dampf-

*) Im Gegensatz zur elektrischen Lokomotive ist aber beim Diesellokomotivbetrieb Personal zur Unterhaltung der Oberleitung und Bedienung der Kraftwerke und Umformerstationen nicht erforderlich.

*) Jahrgang 1930, Seite 482/483.

lokomotive nicht überschreiten, sondern wahrscheinlich sich darunter bewegen werden. Dabei muß aber darauf hingewiesen werden, daß die Diesellokomotive erheblich länger ununterbrochen Dienst tun kann als eine Dampflokomotive, da sie, wenn die betrieblichen Verhältnisse dies erfordern, ähnlich wie die elektrische Lokomotive, 23 Stunden täglich ununterbrochen Dienst leisten kann. Wenn auch solche Betriebsverhältnisse im allgemeinen im Eisenbahnbetrieb nicht gegeben sind und die Fahrplangestaltung, die Entfernung der Knotenpunkte und die Größe der Aufenthalte bezüglich der Ausnutzung eine Grenze setzen, so ist doch kein Zweifel, daß diese wesentlich höher liegt als bei den Dampflokomotiven und daß sich die Diesellokomotive ebenso verhält wie die elektrische Lokomotive, für die sich ja nach den gemachten Erfahrungen eine erheblich stärkere Ausnutzungsmöglichkeit ergeben hat als bei der Dampflokomotive. Der Lokomotivpark braucht daher für eine bestimmte Leistung nur eine geringere Zahl von Diesellokomotiven zu umfassen wie von Dampflokomotiven, so daß das Anlagekapital nicht den doppelten, sondern einen geringeren Betrag darstellt, der verzinst und getilgt werden muß.

Allerdings setzt die Diesellokomotive eine gewisse Verkehrsichte voraus, ebenso wie die elektrische Lokomotive. Für Strecken mit sehr geringem Verkehr wird sich der Einsatz von Diesellokomotiven nicht empfehlen. Dagegen kann hier der Dieseldienstwagen eine wirtschaftliche Verwendung finden.

Hierbei sei auch noch angeführt, daß die Lebensdauer einer guten Diesellokomotive in keiner Weise gegenüber jener einer für den gleichen Dienst bestimmten Dampflokomotive zurücksteht. Z. B. wurde nach einem Artikel in der Russischen Zeitschrift „*Ekonomitscheskaja Schisn*“ Nr. 139 vom 14. Aug. 1930 von der russischen Staatsbahn auf Grund der guten Erfahrungen in etwa sechsjährigem Betrieb die zuerst nur mit 8 Jahren veranschlagte Lebensdauer von Diesellokomotiven auf 20 bis 25 Jahre festgesetzt.

Verzinsung und Tilgung der Kosten der Lokomotivbehandlungsanlagen. Ausbesserungswerkstätten.

Die Dampflokomotive benötigt bekanntlich eine Reihe von Anlagen und Hilfsmitteln, nämlich die Kohlenlager und Vorräte auf den Bahnhöfen und die zugehörigen Bekohlungsanlagen, einen Park von Eisenbahnwagen zur Beförderung der Kohlen, die Wassernahme- und Wasserreinigungsanlagen, Wassertanks bzw. Wassertransportwagen (nur in Wüsten und Steppen), ferner Drehscheiben und Schiebebühnen, Lokomotivschuppen mit allem ihrem Zubehör und den Einrichtungen für das Auswaschen der Lokomotivkessel, Ausschlackanlagen nebst Vorrichtungen für das Verladen der Schlacke und Lösche.

Diese Anlagen sind bei Diesellokomotiven entweder überhaupt nicht oder nur in viel bescheidenerem Ausmaße notwendig. Drehscheiben sind nur insoweit notwendig, als sie bei Rundschruppen für das Ausdrehen auf den Stand erforderlich sind, da ja ein Wechsel der Fahrtrichtung bei den Diesellokomotiven nicht in Frage kommt. Die Stände in den Schruppen können kürzer gehalten werden wegen des Entfalls der Schlepptender. Zum Nachfüllen des Kühlwassers, ferner für die Zugheizung durch einen besonderen Dampfkessel ist allerdings Wasser notwendig. Der Bedarf ist jedoch sehr gering. Er beträgt für die erstere Verwendung höchstens 1% desjenigen einer gleich starken Dampflokomotive und kann durch einfache Hydranten entnommen werden.

Richtig ist allerdings, daß diese Anlagen in den alten Eisenbahnländern vorhanden sind. Bei den neu zu erschließenden Ländern in Übersee spielen aber die Kosten für diese Anlagen eine wesentliche Rolle und müssen bei Betrachtung der Gesamtwirtschaft berücksichtigt werden.

Werkstätten zur Instandsetzung sind sowohl bei Diesellokomotiven als auch bei Dampflokomotiven notwendig. Infolge der bereits

oben erwähnten geringeren Anforderungen an Ausbesserung, die auch durch die bei gegebener Leistung geringere Zahl beeinflusst werden, ist der Bedarf an Ausbesserungswerken aber wohl geringer.

Die Dienst- und Aufenthaltsräume für das Personal werden, da für den gleichen Dienst weniger Personal benötigt wird, etwas kleiner.

Neu hinzu kommen bei der Diesellokomotive die Kosten für einen Brennstofftank bzw. für Kesselwagen, welche das Öl von den Gewinnungsstätten oder den Seehäfen nach den Verbrauchsstationen befördern. Da die Diesellokomotive jedoch nur etwa den 4 $\frac{1}{2}$ ten Teil an Öl verbraucht, den für den gleichen Dienst eine Dampflokomotive benötigt und Gasöl sich wegen seiner flüssigen Form auf engerem Raum lagern läßt, so braucht man für den gleichen Dienst statt sechs bis acht Kohlenwagen nur einen Kesselwagen und ebenso kann man an Stelle der umfangreichen Kohlenhalden mit einem verhältnismäßig kleinen Tank auskommen, der zudem noch unter der Erde angeordnet werden kann. Da die Diesellokomotive den Brennstoff bequem auch für sehr lange Strecken mitnehmen kann, so braucht man solche Tanks nur an wenigen Stellen, im wesentlichen nur an den Wechselstationen.

Die für das Übernehmen des flüssigen Brennstoffes aus dem Tank bzw. dem Kesselwagen benötigten Einrichtungen gestalten sich sehr einfach und beschränken sich unter Umständen auf einen Schlauch, da der Brennstoff aus dem Tank mit Gefälle oder Überdruck zufließt oder durch eine auf der Lokomotive ohnehin vorhandene Pumpe übergepumpt wird.

Ausgaben von untergeordneter Bedeutung.

Hierzu gehören bei den Sachausgaben jene für Schmiermittel, für Wasser, für Putzmittel und sonstige Verbrauchsstoffe.

Bei den Personalausgaben kommen hier in Betracht jene für Betriebshandwerker und Betriebsarbeiter (Helfer), für Aufsicht und Leitung.

Die Ausgaben für Schmiermittel sind bei einer Diesellokomotive höher als bei der Dampflokomotive, weil zu der Schmierung des Laufwerks noch die Schmierung des Dieselmotors und der Kraftübertragung hinzukommt. Dafür entfällt aber wenigstens bei vielen Kraftübertragungssystemen die Schmierung der Lokomotivzylinder sowie der zugehörigen Steuerung. Beim Dieselmotor, so wie er für Lokomotivzwecke in Betracht kommt, kann man mit einem Schmierölverbrauch von 2 g/PS_e-Std. rechnen. (Bei der Dieseldruckluftlokomotive ist nach den Meßergebnissen hier auch der Schmierölverbrauch des für die Kraftübertragung benötigten Luftkompressors und sonstiger Nebenteile mit inbegriffen). Auf 1000 Lokkm. bei 35 km/Std. Fahrtgeschwindigkeit umgerechnet ergibt dies einen Schmierölverbrauch des Motors samt Kraftübertragung von rund 60 g/PS_e.

Die für den gleichen Zweck dienende Dampflokomotive verbraucht nach Strasser bei gleicher Geschwindigkeit 3 g Heißdampfzylinderöl und 17 g Achsenöl je PS_e und 1000 Lokkm. Bei der Diesellokomotive kommen noch die 60 g/PS_e hinzu, so daß also dort der Schmierölverbrauch viermal so hoch ist. Beim Kostenvergleich ist zu beachten, daß das Heißdampfzylinderöl ein und einhalbmal so viel kostet als das Dieselmotorschmieröl, so daß der Verhältnissatz sich dadurch etwas erniedrigt. Die Schmierölkosten einer Dampflokomotive machen aber nur etwa 0,5% der gesamten jährlich anfallenden Kosten aus. Die durch den größeren Schmierölverbrauch der Diesellokomotive verursachten Mehrkosten fallen also nicht ins Gewicht.

Der Verbrauch an Wasser ist bei der Diesellokomotive entweder vollständig Null oder, wie z. B. bei der Dieseldruckluftlokomotive, unter 1% des Wasserverbrauchs einer gleich starken Dampflokomotive. — Der Verbrauch an Putzmitteln

ist auf Grund der bisherigen Erfahrungen etwa doppelt so hoch wie bei der Dampflokomotive. Absolut genommen ist er ganz gering. Die Kosten betragen bei der Diesellokomotive nur etwa 0,3% der Gesamtkosten, so daß die Mehrkosten von 0,15% nicht der Rede wert sind.

Was die Ausgaben für die Betriebshandwerker anbelangt, so sind die Ausgaben für den einzelnen Arbeiter wegen der besseren Schulung etwas höher als bei der Dampf-

lokomotive. Wegen des geringeren Reparaturanfalles und der höheren Ausnutzung werden aber weniger Arbeiter nötig sein als bei der Dampflokomotive. Dies gilt auch für die Betriebsarbeiter.

Nach allem in vorstehendem Entwickelten kann angenommen werden, daß bei entsprechender Ausnutzung die Diesellokomotive gegenüber der Dampflokomotive mit Erfolg in Wettbewerb treten kann.

Dieseltriebwagen mit quergestellten Motoren.

Von Reichsbahnbaumeister Dr. K. Friedrich, Nürnberg.

Hierzu Tafel 20.

Die Art der Kraftübertragung ist bei allen Verbrennungsmotortriebwagen infolge der eigenartigen Drehzahlcharakteristik der Antriebsmaschinen von wesentlicher Bedeutung. Bei den Triebwagen mit mechanischer Kraftübertragung

Motoren dar. Sie zeichnen sich dadurch aus, daß sie die Vereinigung des gesamten Antriebs auf einen verhältnismäßig engen Raum ermöglichen. Bei kleinem Platzbedarf der Maschinenanlage kann aber für ihre gute Zugänglichkeit,

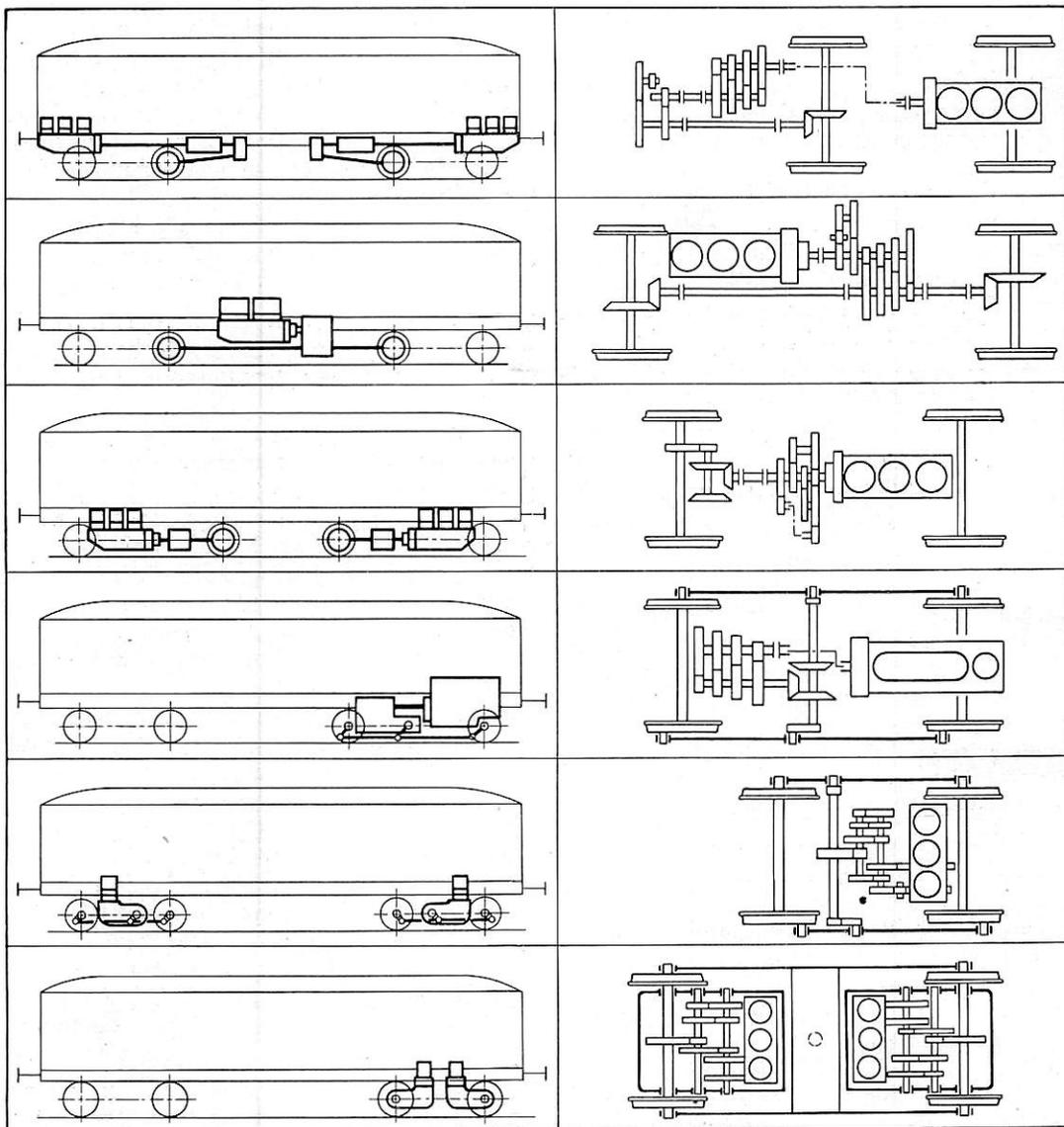


Abb. 1. Bildliche Darstellung von Anordnungen der Wechsel- und Wendegetriebe bei Verbrennungstriebwagen mit mechanischer Kraftübertragung.

interessiert in erster Linie Art und Anordnung der Wechsel- und Wendegetriebe und besonders der Kupplungen. Eine Anzahl konstruktiver Lösungen der Antriebsfrage für Verbrennungsmotortriebwagen mit mechanischer Kraftübertragung ist in Abb. 1 schematisch dargestellt. Die beiden letzten Skizzen stellen Anordnungen mit quergestellten

als Vorbedingung für eine einwandfreie und wirtschaftliche Instandhaltung, Sorge getragen werden, ohne die zweckmäßige Raumaussnutzung des Wageninnern einzuschränken. Die gedrängte Bauart wird vor allem dadurch erreicht, daß Fahrtwendegetriebe, -wechselgetriebe und Reduktionsgetriebe in einem geschlossenen Gehäuse, unter Umständen sogar

vereinigt mit der Motorwanne, untergebracht werden können, weil alle Wellen parallel liegen und alle Zahnräder des Haupttriebwerkes Stirnräder sind. Ausgeführt werden derartige Getriebe u. a. als Ölschaltgetriebe. Es sind hierbei sämtliche Zahnräder, also auch die leer laufenden, dauernd im Eingriff und sämtliche Gänge werden durch je eine besondere Kupplung geschaltet, die mittels Drucköl gesteuert wird. Verschiebbare Zahnräder oder Klauenkupplungen sind nicht vorhanden. Hierdurch wird ein sanftes Anfahren der Triebwagen und stoßfreies Schalten gewährleistet. In Deutschland werden derartige Getriebe für Eisenbahntriebwagen von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg und der Maschinenfabrik Esslingen gebaut.

Im folgenden wird ein Dieseltriebwagen mit Ölschaltgetriebe beschrieben, der durch Umbau eines Dampftriebwagens der ehemaligen Bayerischen Staatseisenbahnen entstanden ist. Der gesamte Umbau und Neubau wurde von der Gruppenverwaltung Bayern der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg übertragen und in den Jahren 1927/28 durchgeführt. Nach längeren Versuchsfahrten wurde der Wagen von der Reichsbahndirektion Nürnberg übernommen und wird seither im Nürnberger Nahverkehr verwendet.

gewonnen werden konnte. Um durch Bodenklappen die Maschinenanlage zugänglich zu machen, wurde hier das Wageninnere nur mit Seitenbänken versehen. Im Bedarfsfall kann dieses Abteil, das zehn Sitzplätze enthält, zweckdienlich auch als Gepäckraum verwendet werden. In den übrigen Abteilen sind zu beiden Seiten eines Mittelganges auf Querbänken 74 Sitzplätze vorhanden. Der Triebwagen hat also insgesamt 84 Sitzplätze. Hierzu kommen noch etwa 20 Stehplätze. Das Wageninnere, sowie die Signal- und Bahnbeleuchtungslaternen werden elektrisch beleuchtet durch eine Zugbeleuchtungs-ausrüstung der Regelbauart, deren Stromerzeuger vom Laufdrehgestell aus angetrieben wird. Da neben der Beleuchtungsbatterie noch zum Anwerfen der Verbrennungsmotoren eine besondere Anlaßbatterie vorhanden ist, deren Aufladung durch Bosch-Lademaschinen geschieht, wird eine vorzeitige Erschöpfung der Batterien weitgehend hintangehalten, da meist schon während der Fahrten eine genügende Nachladung erfolgt. Die Heizung des Wageninnern und der beiden Führerstände erfolgt durch eine Warmwasserpumpenheizung (Abb. 3). Als Warmwasser wird hierbei das Kühlwasser der Motoren verwendet, wobei die Motoren-pumpen die Umwälzung besorgen und die am Dach befindlichen Kühlwasserrückkühler je nach der Außentemperatur ganz oder

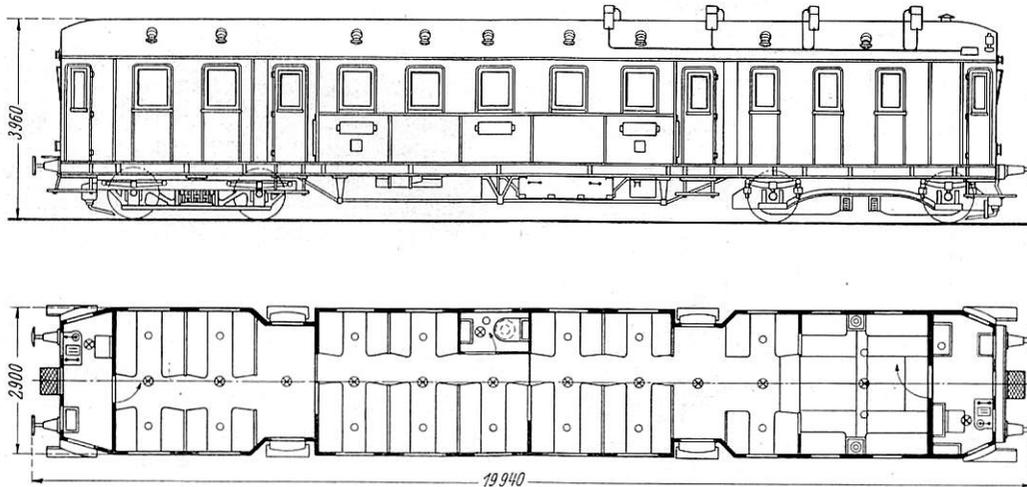


Abb. 2. Ansicht und Grundriß des MAN-Dieseltriebwagens.

Der Triebwagen ist ein vierachsiger Drehgestellwagen. Die Gesamtlänge des Wagens, über Puffer gemessen, beträgt 19,9 m, die Drehzapfenentfernung 13,2 m, die Wagenkastenlänge 18,6 m und die größte Wagenkastenbreite 2,9 m.

Die ganze Maschinenanlage, die sich zusammensetzt aus zwei vollständig gleichen Antriebsanlagen — bestehend aus Motor, Ölschaltgetriebe und Hilfstrieben — ist tief liegend in einem Drehgestell von 3,5 m Radstand, dem Maschinendrehgestell, untergebracht. Das andere Drehgestell ist ein gewöhnliches Laufgestell von 2,5 m Achsstand. Das Gesamtgewicht des Triebwagens beträgt leer, betriebsfertig 44,3 t. Die Inneneinteilung geht aus Abb. 2 hervor. Die Führerstände an den beiden Wagenenden sind 1230 bzw. 1000 mm lang und durch besondere Türen zugänglich. Als Einstieg für die Reisenden sind weitere einflügelige Türen vorhanden, die mehr gegen die Wagenmitte zu verlegt sind. Diese Türen sind gegenüber den Seitenwänden eingezogen, damit unter Einhaltung des lichten Raumprofils Trittstufen von genügender Breite angebracht werden konnten, was insbesondere bei niederen Bahnsteigen wertvoll ist. Für das Wageninnere ergab sich durch die Einsteigtüren zwanglos eine Unterteilung in vier Abteile. Der über dem Maschinendrehgestell befindliche Raum mußte einen etwas erhöhten Fußboden erhalten, damit die für die Antriebsanlage nötige Bauhöhe

teilweise abgeschaltet werden. Bei längerem Stillstand der Motoren kann das Heizungswasser in einem Ofen von 75 l Inhalt mittels einer Ölfeuerung erwärmt werden, bei der in einem besonders gebauten Brenner Motoren brennstoff verbrannt wird; die Umwälzung des Wassers erfolgt dann durch eine gesonderte Elektropumpe. Sollen die Motoren beim Anlaufen rasch erwärmt werden, so wird das Kühlwasser unter Umgehung der Dachkühler und der Wagenheizungsleitungen nur durch das sog. Umlaufrohr geleitet. Im Führerstand 1 ist ein Wasserbehälter von 320 l Inhalt zum Druckausgleich, zur Vermeidung des Eindringens von Luft in den Wassenumlauf und zur Aufnahme des bei Motorenstillstand aus den Dachkühlern rückfließenden Wassers vorhanden. Hat das Wasser in diesem Behälter einen gewissen Tiefstand erreicht, so daß infolge Kühlwassermangels eine unzureichende Kühlung der Motoren zu befürchten ist, so ertönt auf den Führerständen eine Warnglocke. Der Wasserstand im Behälter ist außerdem noch an einem Schauglas ersichtlich. Die vorliegende Art des Heizungssystems, dessen Wahl und einwandfreie Durchbildung beim Bau von Verbrennungsmotortriebwagen bekanntlich auf gewisse Schwierigkeiten stößt, hat bisher allen Anforderungen des Betriebs entsprochen. Die Heizfläche der Wasserschlangen im Wageninnern genügt, um mit 60° bis 70° Kühlwassertemperatur auch bei starker Kälte noch eine ausreichende

Erwärmung zu erzielen. Die Dachkühler sind in Gruppen einschaltbar, so daß die Heizung stets ausreichend geregelt werden kann. Durch das Rückfließen des Kühlwassers von den Dachkühlern in den Ausgleichbehälter im Wageninnern beim Stillstand der Motoren wird ein Einfrieren des Wassers in den Dachkühlern vermieden. Außerdem ist der Wagenführer im Stande, jederzeit den Kühlwasservorrat zu kontrollieren; auch wird er bei Gefahr im Verzug, z. B. bei Bruch einer Kühlwasserleitung, durch das Glockenzeichen gewarnt.

Der Triebwagen wird durch zwei stehende, kompressorlose Rohölmotoren der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg von je 75 PS Höchstleistung bei 1200 Umdr./Min. angetrieben. Die Leistung von 75 PS soll jedoch nur kurzzeitig

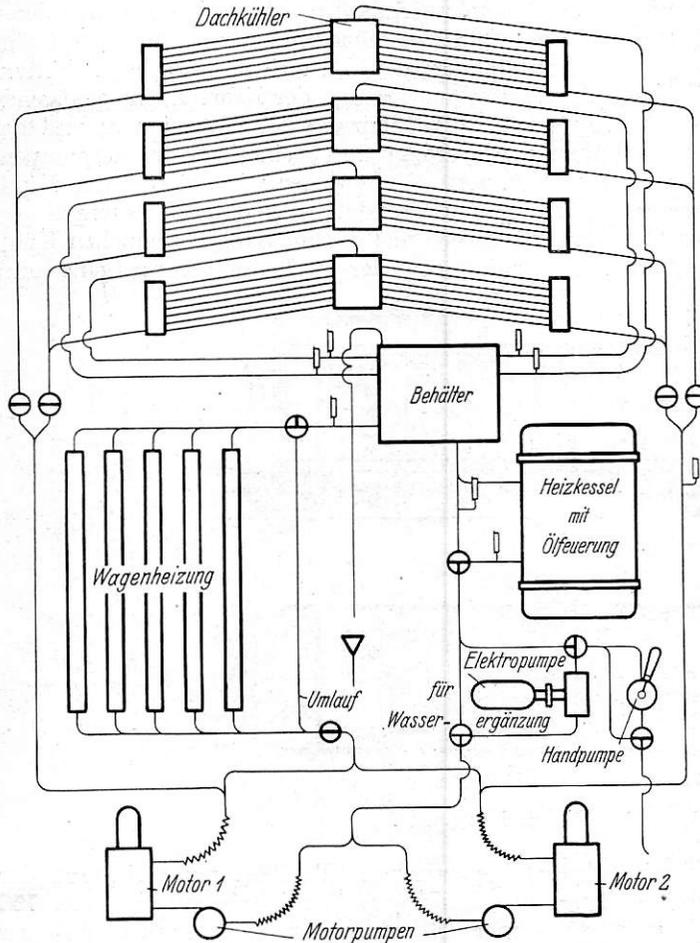


Abb. 3. Schema der Warmwasser-Pumpenheizung und der Kühleinrichtungen.

in Anspruch genommen werden, die größte Dauerleistung beträgt ca. 62,5 PS. Die beiden Motoren sind mit zu den Triebachsen parallelen Kurbelwellen in das Maschinendrehgestell eingebaut (Abb. 4). Das vereinigte Motor- und Getriebegehäuse jeder Anlage ruht einerseits mit abgefederten Rollenlagern auf einer Triebachse, andererseits ist es mit Schraubfedern elastisch am mittleren Querträger des Drehgestells aufgehängt und zwar so, daß auch beim Fahren durch Krümmungen kein horizontales Drehmoment auf die Tatzlager kommt. Das aus Spezialguß hergestellte Gehäuse enthält in seinem Oberteil die Lagerung der Kurbelwellen und der Steuerräder. Auf dem Gehäuse sind die Zylinder aufgeschraubt. An der Einsaugseite sitzt die Brennstoffpumpe und der Anlasser. Auf der Auspuffseite befindet sich die Lademaschine für die Anlaßbatterie und der Luftpresser. Die Kühlwasserpumpe ist seitlich tiefhängend angeordnet. Die Kurbelwelle ist dreiteilig und läuft in vier Rollen. Die Pleuelstangen sind aus Sonderstahl gefertigt und enthalten die Kolbenbolzen-

lager und die mit Weißmetall ausgegossenen Triebstangenlager. Die aus Leichtmetall hergestellten Kolben tragen je vier federnde Abdichtungsringe und je einen Ölblestreifring, welcher das an die Zylinderwandung gespritzte Öl in die Nute unterhalb des Ringes schabt und durch die Abflußlöcher in das Kolbeninnere zur Schmierung der Kolbenbolzen zurückdrängt. Die Laufzylinder sind aus Spezialgrauguß, paarweise in einem Block gegossen, ausgeführt. In den Zylinderdeckeln sind die Einsaug- und Auspuffventile untergebracht. Seitlich befinden sich in ihnen die Bohrungen für die Düsen. Die Einspritzdüsen enthalten je drei Bohrungen von 0,2 mm, durch die das Schweröl von der Brennstoffpumpe mit ca. 200 at. in den Zylinder gedrückt wird. Die Pumpen für die einzelnen Zylinder sind zu zwei Brennstoffpumpenblöcken vereinigt. Die Steuerung der Brennstoffpumpe erfolgt durch eine Nockenwelle. Die Nocken übertragen ihren Hub auf den Pumpenstempel, der durch das automatisch sich öffnende Saugventil den Brennstoff ansaugt. Beim Druckhub schließt das Saugventil und der Brennstoff wird durch die Druckleitung über ein Rückschlagventil, das ein Eintreten der komprimierten Luft des Arbeitszylinders in die Pumpen verhindert, zur Einspritzdüse gefördert. Durch früheres oder späteres

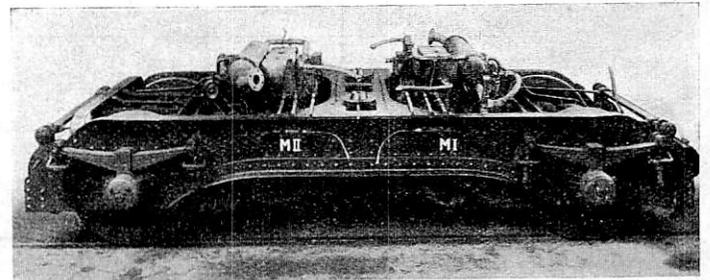


Abb. 4. Maschinendrehgestell.

Öffnen eines Überströmventils wird die einzuspritzende Brennstoffmenge geregelt. Die Überströmventile werden durch ein Exzenter beeinflusst, das von den Führerständen aus verstellt werden kann und außerdem unter dem Einfluß eines die Tourenzahl begrenzenden Sicherheitsfliehkraftreglers steht. Eine weitere Exzenterwelle gestattet den Einspritzzeitpunkt früher oder später zu legen, was der Zündzeitpunktverstellung bei den Vergasermotoren entspricht. Durch eine dritte Exzenterwelle, die sogenannte Tupperwelle, kann die Einspritzung für alle Zylinder bzw. für verschiedene Zylindergruppen unterbrochen werden. Durch Kombination der verschiedenen Einstellungen der Tupperwelle kann das einwandfreie Arbeiten der einzelnen Zylinder überprüft werden; die Stellung „alle Zylinder aus“ dient zum raschen Abstellen des Motors. Der Brennstoff fließt der Pumpe mit natürlichem Überdruck aus einem im Führerstand 1 angeordneten Brennstoffhilfsbehälter von 100 l Fassungsvermögen zu. Dieser wird aus dem unter dem Wagen liegenden Hauptbrennstoffbehälter von 380 l Inhalt mit einer vom Führer zu betätigenden Handpumpe gefüllt. Die Zylinder und die Zylinderdeckel sind wassergekühlt. Die vier Dachnickelkühler von je 50 l Inhalt und je 15 m² Kühlfläche genügen auch im Sommer bei hohen Außentemperaturen und geringen Fahrgeschwindigkeiten in Steigungen, um die bei voller Motorenbelastung anfallende Wärme abzuführen und eine Kühlwasservorlaufemperatur von 70 bis 80° einzuhalten. Die Motoren werden durch eine Zahnradölpumpe geschmiert, die das Schmieröl durch ein Ölfilter aus dem Gehäuse ansaugt und zu den Schmierstellen drückt. Die von jedem Motor angetriebenen Luftpresser dienen zur Erzeugung von Druckluft für Bremszwecke, für die Sandstreuer und Signalpfeifen u. a. m. Sobald ein bestimmter Druck im Hauptluftbehälter erreicht ist, betätigt ein Druck-

regler einen Ausschalter. Die Kompressoren fördern dann ins Freie. Ist der Druck im Hauptluftbehälter um ca. $\frac{1}{2}$ at. gesunken, so steuert der Druckregler den Ausschalter und dieser wieder die Kompressoren von Leerlauf auf Druckförderung um. Der auf dem Membranprinzip beruhende Druckregler arbeitete bei tiefen Außentemperaturen nicht einwandfrei, anscheinend setzen sich Eiskristalle in den feinen Steuerbohrungen fest. Infolgedessen wurde der Druck im Hauptluftbehälter vielfach zu hoch, so daß das Sicherheitsventil zum Ansprechen kam. Abhilfe wurde durch Einbau eines mit Trennwand versehenen und als Wasserabscheider wirkenden Windkessels in die Leitung zwischen Hauptluftbehälter und Druckregler geschaffen. Aus dem Windkessel muß, ebenso wie aus dem Hauptluftbehälter, von Zeit zu Zeit das Sammelwasser abgelassen werden.

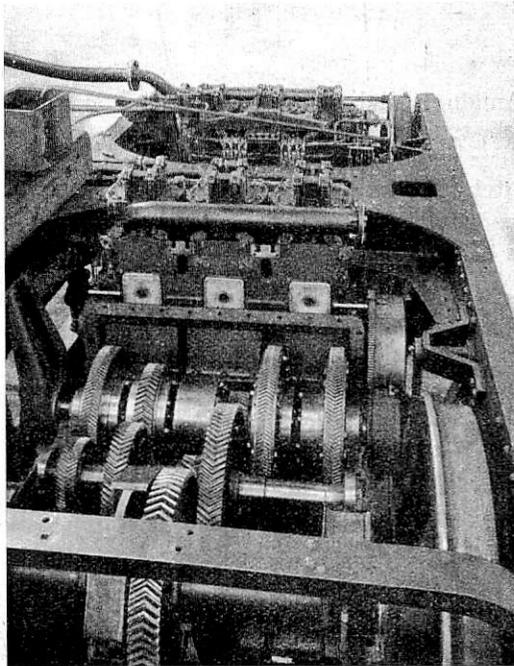


Abb. 5. Wechsel- und Wendegetriebe.

Im besprochenen Triebwagen ist, wie schon erwähnt, jedes der beiden Getriebe mit den zugehörigen Motoren und der Triebachse zu einem organischen Ganzen zusammengebaut. Die Übertragung des Drehmoments vom Motor auf die Triebachse erfolgt über zwei Vorgelegewellen für Vorwärts-, bzw. Rückwärtsgang (Wendegetriebe) und für drei Geschwindigkeitsstufen von maximal 16,40 und 64 km/Std. Wagengeschwindigkeit (Wechselgetriebe) (Abb. 5 und Abb. 1 bis 4, Taf. 20). Im Vorwärtsgang treibt ein auf dem äußersten schwungradseitigen Kurbelwellenschenkel aufgebautes Pfeilrad 1 unmittelbar ein Pfeilrad 2 auf der ersten Vorgelegewelle 3, der Kupplungswelle, so genannt, weil auf ihr sämtliche Kupplungen sitzen. Im Rückwärtsgang dagegen erfolgt die Kraftübertragung durch das Pfeilrad 4, das ebenfalls auf einem Kurbelschenkel angeordnet ist, über ein Zwischenrad 5 auf das Pfeilrad 6 der Kupplungswelle (Abb. 3, Taf. 20). Auf dieser sitzen die Antriebsräder 7, 9 und 11 für die drei Geschwindigkeitsstufen, die je auf ein entsprechendes Rad 8, 10 bzw. 12 auf der zweiten Vorgelegewelle treiben. Von dieser aus erfolgt die Kraftübertragung mittels eines Ritzels 14 auf das Pfeilrad 15, das auf der Triebachse in einem kugeligen Zapfen gelagert ist, um etwaige Ungleichheiten in der Höhenlage des Fahrgleises auszugleichen; dieses Pfeilrad nimmt über ein Blattfederwerk 18 elastisch die Triebachse mit. Das Blattfederwerk soll verhindern, daß die während der Fahrt auf die Triebachse ausgeübten

Stöße auf die Zähne der Getrieberäder übertragen werden. Die beiden Pfeilräder 2 und 6 sind ebenfalls dreh-elastisch durch Federn 20 mit dem Kupplungsgehäuse 21 und 22 verbunden, um die vom Motor herrührenden Stöße vom Getriebe fernzuhalten. Da sämtliche Zahnräder dauernd im Eingriff sind, ist für Vorwärts- bzw. Rückwärtsgang und die drei Geschwindigkeitsstufen je eine besondere Kupplung nötig. Sämtliche fünf Kupplungen sitzen auf der ersten Vorgelegewelle, der schon mehrfach erwähnten Kupplungswelle (Abb. 5, Taf. 20). Auf den Kupplungsgehäusen sitzen die entsprechenden Zahnräder des Wende- bzw. Wechselgetriebes. Die Kupplungen sind als Doppelkegel-Reibungskupplungen mit Juridbelag ausgebildet und werden durch Öldruck gesteuert. Das Drucköl wird durch die mit entsprechenden Bohrungen versehene Kupplungswelle

zugeführt. Beim Einrücken der Kupplung tritt das Öl durch die Bohrung a der Kupplungsscheibe in den Ringraum b zwischen der Kupplungsscheibe und den beiden Konusscheiben. Letztere sind auf der fest aufgekeilten Kupplungsscheibe achsial verschiebbar, während sie durch Bundbolzen (Rundkeile) in der Drehrichtung mitgenommen werden. Kommt Öldruck in den vorerwähnten Ringraum b, so werden die Konusscheiben auseinander und an das Kupplungsgehäuse gepreßt. Die Kupplung ist dann eingerückt. Sobald der Öldruck auf der Innenseite der Konusscheiben weggenommen wird, erfolgt das Ausrücken der Kupplung durch den Druck der Federn 29, die bisher an die Federteller 22 gepreßt waren. Zusätzlich werden die Kupplungen aber auch noch durch Öldruck ausgerückt, indem beim Ausrücken durch entsprechende Schaltung durch die Bohrung d und e auf die Außenseite der Kupplung kommt. Das Ein- und Ausschalten der einzelnen Kupplungen geschieht mittels einer besonderen Schaltvorrichtung 25 (Abb. 1, Taf. 20). Das Drucköl, das von einer auf der verlängerten Zwischenradwelle sitzenden Zahnradölpumpe a (Abb. 1, Taf. 20) geliefert wird, tritt durch eine Bohrung in das Gehäuse der Schaltvorrichtung und von dort aus in das Innere eines von den Führerständen aus verdrehbaren Schaltkörpers. Von diesem aus gelangt es je nach dessen Stellung wieder über das Schaltgehäuse und durch Kupferrohre in die verschiedenen Leitungen der Ölzuführungskolben, 40, die im Innern der ihrer ganzen Länge nach durchbohrten Kupplungswelle sitzen. Von den feststehenden Ölzuführungskolben wird das Öl der sich drehenden Kupplungswelle über Ringnuten und von hier aus den Kupplungen über weitere Bohrungen zugeführt. Bei einer Konstruktionsvariante, die die MAN neuerdings ausführt, geschieht die Zuführung des Öles aus den Kupferrohren in die entsprechenden Leitungen der Kupplungswelle am Wellenstumpf über eine Büchse mit nebeneinanderliegenden Ringnuten, in der die Welle drehbar gelagert ist. Unmittelbar neben der Zahnradölpumpe für das Getriebeöl sitzt in der Druckleitung eine Sicherheitsvorrichtung gegen Antrieb des Motors auf zu große Drehzahl durch das Getriebe. Die Vorrichtung besteht aus einem Ventil, das durch

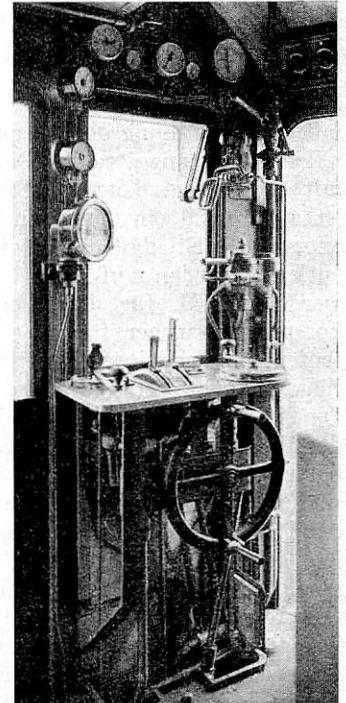


Abb. 6. Führerstand.

einen Fliehkraftregler bei der höchstzulässigen Motordrehzahl geöffnet wird. Dadurch entweicht das Öl aus der Druckleitung, der Öldruck sinkt und die eingeschalteten Kupplungen lösen sich selbsttätig aus. Der Motor ist also mit der Treibachse nicht mehr kraftschlüssig verbunden.

Die Ausrüstung der beiden Führerstände des Triebwagens (Abb. 6) unterscheidet sich nicht wesentlich von der bei den Verbrennungsmotortriebwagen üblichen. Bei der Anordnung der Bedienungshebel wurde Übereinstimmung

gearbeiteten Werkstättenpersonals mehr Zeit in Anspruch, als dies künftig der Fall sein wird. Die bisherige kurze Betriebszeit läßt noch keine abschließende und umfassende Beurteilung des Wagens bezüglich seiner konstruktionstechnischen Einzelheiten, sowie hauptsächlich auch hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit zu. Jedoch soll eine schon jetzt feststehende Erfahrung, nämlich die gute Bewährung der Ölschaltgetriebe, nicht unerwähnt bleiben. Die Ölschaltgetriebe zeichnen sich gegenüber anderen Kraftübertragungen vor allem durch

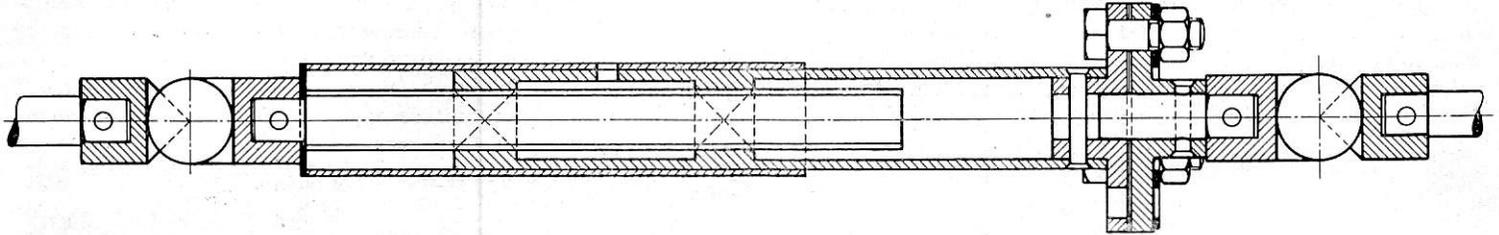


Abb. 7. Gelenkwelle. Maßstab 1:2,5.

mit der Anordnung der entsprechenden Hebel auf den Dampflokotiven angestrebt. Der Brennstoffregulierungshebel ist mit einem sog. Totmann-Bremsventil verbunden. Daneben ist auch noch ein Totmann-Pedal vorhanden, das jedoch so angeordnet ist, daß es bei einem Unwohlwerden des Führers entlastet werden muß. Die beiden Motor- und Getriebeanlagen werden, z. B. für die Brennstoffregulierung, Einspritzzeitvorstellung, ferner für die Schaltung der Geschwindigkeitsstufen vom jeweiligen Führerstand aus allein durch mechanische Züge betätigt. Hierbei wurde durch eine Sonderkonstruktion der MAN (Gelenkwellen) vermieden, daß sich die Bewegungen des Maschinendrehgestells gegenüber dem Wagenkasten störend bemerkbar machen. Die einstellbaren Gelenkwellen (Abb. 7) wirken bei sonst freier Beweglichkeit für die Übertragung der Steuerbewegung als starre Verbindungen und weisen fast gar kein Spiel auf, so daß sich in einfacher Weise auch eine vollständige Übereinstimmung in der Steuerung beider Motoren erreichen läßt. Diese Art der Steuerung hat sich bisher im Betrieb bewährt und zu keinerlei Störungen Anlaß gegeben. Dagegen befriedigten die beweglichen Schlauchverbindungen, die z. B. für die Übertragung des Schaltöldruckes auf die Manometer der Führerstände, für die Brennstoffzuführung u. a. m. notwendig sind, anfänglich nicht. Bewegliche Metallschläuche brachen infolge der schlagartigen Erschütterungen, denen das Maschinendrehgestell durch die Schienenstöße ausgesetzt ist, schon nach kurzer Zeit, insbesondere bei längeren Fahrten mit Geschwindigkeiten über 40 km/Std. Die später verwendeten Gummischläuche wurden durch das Öl, namentlich durch den Dieselmotortreibstoff zersetzt. Die unter hohem Druck stehenden Schläuche zogen sich vielfach von den Rohrschellen ab. Die neuerdings verwendeten Hochdruckgummischläuche mit innerer Leinwandverkleidung, Leinwandzwischenlage und Drahtbewehrung genügen nunmehr allen Anforderungen. Die Rohranschlüsse wurden verlängert und jeweils zwei sehr breite Rohrschellen verwendet, so daß ein Abziehen nicht mehr eintreten kann.

Der vorbeschriebene Dieseltriebwagen wurde Ende Mai 1930 in den regelmäßigen Dienst eingesetzt. Er arbeitete bisher zufriedenstellend. Die Laufleistung im ordentlichen Betrieb betrug während der ersten 6 Monate nahezu 25000 km, das sind rund 135 km/Tag; bei einer dienstplanmäßig vorgeschriebenen Leistung von rund 175 km/Tag ergibt sich ein Ausbesserungsstand von nicht ganz 23%. Hierbei ist zu berücksichtigen, daß der Wagen dem Betrieb mehrfach übermäßig lange entzogen wurde; denn die gewöhnliche Instandhaltung und gewisse aus den Betriebserfahrungen abgeleitete Umbauarbeiten nahmen vielfach infolge verzögerter Ersatzteilbeschaffung und angesichts des noch nicht voll ein-

gesetztes Anfahren und stoßfreies Umschalten von einer Geschwindigkeitsstufe zur andern aus, auch dann, wenn der Wagenführer nicht genau bei der richtigen Motorumdrehungszahl schaltet. Trotz der starken Inanspruchnahme der Kupplungen — man darf bei dem derzeit für den Wagen festgelegten Dienstplan für je 1,6 km Betriebsleistung eine Anfahrt rechnen, das ergibt für die vorgenannten 6 Monate Dienstzeit etwa 15000 Anfahrten — zeigt sich an den Juridbelägen fast keine Abnutzung.

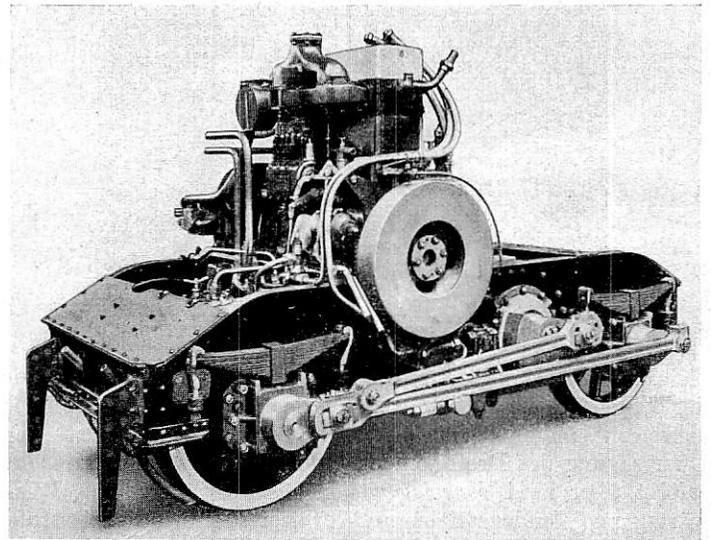


Abb. 8. Maschinendrehgestell eines Triebwagens der Maschinenfabrik Esslingen.

Zusammenfassend darf festgestellt werden, dass der vorbezeichnete Verbrennungsmotortriebwagen eine fortschrittliche Bauausführung darstellt, insbesondere wenn man berücksichtigt, daß nur die Maschinenanlage einen Neubau darstellt, der Wagen im übrigen aber nur, soweit als unbedingt notwendig, umgebaut werden sollte. Dem Konstrukteur waren so in vieler Hinsicht, z. B. hinsichtlich der Gewichtsparsnis, von vornherein die Hände gebunden. Gewisse Mängel, die diesem und auch anderen derzeit im Betrieb befindlichen Triebwagen noch anhaften, dürfen nicht verhindern, den beschrittenen Weg mit Zähigkeit weiter zu verfolgen; ohne Versuchsausführungen ist auch auf diesem maschinentechnischen Gebiet keine weiterschreitende Entwicklung möglich. Sache der Baufirmen ist es, stets in enger Fühlung mit dem die Erfahrung sammelnden praktischen Betrieb zu bleiben und

Aber auch für den Aufbau müssen die normalen Teile des Kraftwagenbaues herangezogen werden, da auch hier die Ersparnisse nur durch Verwendung solcher reihenmäßig hergestellten Teile erzielt werden können.

Da die Beanspruchungen der Fahrgestelle auf den Schienen andere sind als auf der Landstraße, so muß den veränderten Verhältnissen durch besondere Ausbildung der Räder Rechnung getragen werden. Abb. 2 zeigt das Henschel-Rad für den Schienenautobus. Dieses Rad hat folgende Aufgaben zu erfüllen: 1. Elastische Aufnahme der kurzen Schienenstöße in senkrechter Richtung; 2. Abdämpfung der harten, in seitlicher Richtung auftretenden Schläge beim Durchfahren von Weichen; 3. Elastische Übertragung der beim Anfahren und Bremsen auftretenden Kräfte; 4. Anpassung an die Schiene beim Durchfahren von Kurven.

Alle diese Forderungen werden beim Henschel-Rad dadurch erreicht, daß der eigentliche Radkörper aus einer Anzahl von Gummischeiben mit Gewebeeinlagen besteht, ähnlich den „Hardy“-Scheiben, die vielfach im Automobilbau als Kraftübertragungsmittel verwendet werden. Die Gummischeiben sind außen mit den Laufkränzen und innen mit den Naben durch Schrauben verbunden. Zwischen den Gummischeiben ist, mit der Nabe aus einem Stück, eine Scheibe mit Vorsprüngen angeordnet, die unter Spiel in radialer, senkrechter und seitlicher Richtung in entsprechende Aussparungen der Laufkranzfelge eingreifen. Die Gummischeiben können nur bis zum Anschlag der Vorsprünge in den Aussparungen beansprucht werden, und das Spiel ist in jeder Richtung so bemessen, daß eine Überbeanspruchung des Gummis nicht eintreten kann.

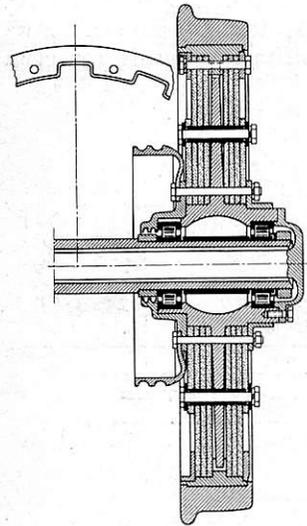


Abb. 2. Henschel-Rad für den Schienen-Autobus.

Im einzelnen hat der Henschel-Schienenomnibus noch folgende Merkmale:

Der Fahrgestellrahmen ist stark bemessen und aus vergütetem Nickelstahlblech im Gesenk gepreßt. Die Längsträger sind weder im oberen noch im unteren Tragflansch angebohrt, vielmehr sind sämtliche Schrauben- und Nietlöcher seitlich im Steg in zwei Reihen angeordnet. Der vordere Teil des Hauptrahmens trägt einen Hilfsrahmen; auf diesem sind die in Blockform vereinigten Antriebseinrichtungen: Motor, Kupplung, Wechselgetriebe und Vorderradantrieb angebracht (Abb. 3). Diese Anordnung bietet den wesentlichen Vorteil, die Maschinenanlage rasch ein- und ausbauen oder sogar leicht gegen eine vollständige Ersatzanlage auswechseln zu können, eine besonders schätzenswerte Möglichkeit für Betriebe, die mit festen Fahrplänen arbeiten und empfindliche Verkehrsstörungen vermeiden müssen.

Der Henschel-Motor, mit 120 mm-Bohrung 160 mm-Hub, leistet 100 PS bei 1250 Umdr./Min. Die hohe Leistung wird durch folgende Merkmale erreicht: Der Zylinderblock hat abnehmbaren und geteilten Zylinderkopf; der Kompressionsraum ist allseitig bearbeitet und weist geringste Flächenabmessungen auf; die Ventile sind hängend, die Zündkerzen in günstigster Weise angeordnet; die Ansaugleitung ist in den Zylinderkopf eingegossen, so daß selbst bei größter Kälte eine gute Vernebelung des Brennstoffes sichergestellt ist.

Die Kupplung ist eine Mehrscheiben-Trockenkupplung, die fest und doch stoßfrei greift und mit nachstellbarer Kupp-

lungsbremse versehen ist. Die Kupplung benötigt keine Wartung und unterliegt keinem Verschleiß.

Das Wechselgetriebe hat vier Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Die Höchstgeschwindigkeit beträgt etwa 70 km/Std. Die Zahnräder sind aus bestem Chromnickel-einsatzstahl und als Schalträder umkehrbar, wodurch die Lebensdauer des Getriebes verdoppelt wird.

Die Antriebsvorderachse besteht aus zwei senkrecht zur Wagenlängsachse schwingbaren Halbachsen. An den äußeren Enden sind die Räder mittels zylindrischer Rollenlager gelagert. Der Antrieb erfolgt von den im Schwingpunkt der Halbachsen liegenden, spiralverzahnten Kegelrädern durch Nutenwellen. Diese sind außen mit den Naben der Räder fest verbunden. Die Abfederung der beiden Halbachsen geschieht durch ein Querfederpaar. Die beiden Hinterräder stehen unabhängig voneinander durch abgefederte Schwingarme mit dem Rahmen in Verbindung und können an den vorderen Antrieb angeschlossen werden.

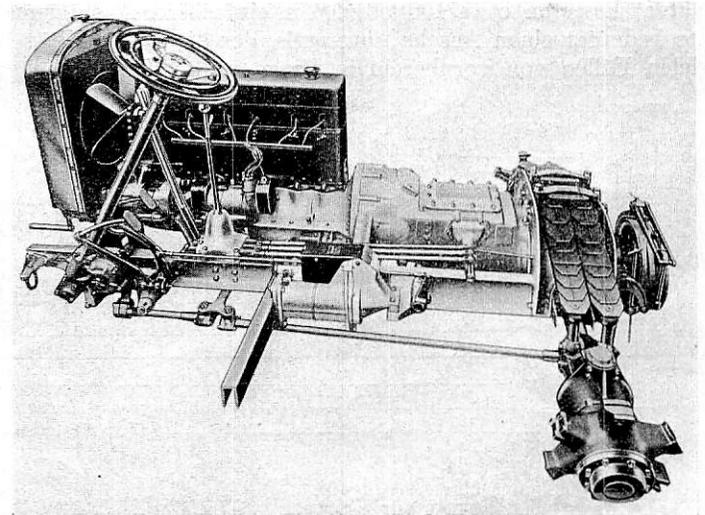


Abb. 3. Antriebseinrichtungen.

Für den Fahrbetrieb ist die weitestgehende Sicherheit durch die Ausrüstung mit vier Bremsen erreicht: Die Fußbremse wirkt rein mechanisch durch Innenbacken auf die vier Räder. Die Handbremse ist als Getriebekupplungsbremse und als Haltebremse durchgebildet. Als dritte Bremse ist die im Kraftwagenbau bekannte Henschel-Motorbremse eingebaut. Sie erhöht die Fahrsicherheit, schon die Kräfte des Fahrers und ist immer betriebssicher. Die Bremswirkung ist weich und elastisch. Die Henschel-Motorbremse erwirkt eine sehr beträchtliche Ersparnis an Bremsbelägen und schon die Antriebs- teile. Da während des Bremsens die Einlaßventile geschlossen sind, wirkt die Henschel-Motorbremse brennstoffsparend. Die vierte Bremse schließlich ist eine Unterdrucknotbremse, die automatisch durch die Totmann-Einrichtung betätigt wird. Beim Loslassen des Handgashebels wird die Zündung des Motors unterbrochen, die Gaszufuhr abgedrosselt und durch Stromloswerden eines Elektromagneten der Bosch-Bremszylinder mit dem Unterdruckbehälter in Verbindung gebracht. Die Totmann-Einrichtung ist auch bei Stillstand des Motors wirksam.

Der Henschel-Schienenomnibus besitzt die im Kraftwagenbau übliche elektrische Anlage für Anlaßvorrichtung, für Außen- und Innenbeleuchtung und für die Signaleinrichtungen. Ferner gehören Sandstreuvorrichtung und Frischluftheizung zur Ausstattung.

Abb. 4 zeigt den Schienenomnibus mit Aufbau in Aufriß und Grundriß. Die Raumaufteilung ist sehr günstig. Links

vom Motor ist der Führerraum, der durch Schiebetür von außen zugänglich ist. Der Fahrersitz bietet großes Blickfeld über die Strecke und durch Rückblickspiegel auch nach rückwärts. Rechts vom Motor befindet sich der Gepäckraum mit Schiebetür nach außen und einer Drehtür für die Unterteilung des Innenraums. An der Drehtür ist ein Klappsitz angeordnet. Die durch den Kühler einströmende, sich erwärmende Luft wird hinter dem Motor in einem Schacht nach oben

wirksame Be- und Entlüftung und Beleuchtung ist Bedacht genommen.

Die Sitzanordnung kann beliebig ausgeführt werden, insbesondere kann von zwei zusammengekuppelten Wagen der eine mit Abteilen 1. und 2. Klasse, der zweite mit solchen 3. Klasse ausgestattet werden.

Das Gewicht des Henschel-Schienenomnibusses schwankt je nach der gewünschten Ausstattung zwischen 8500 und

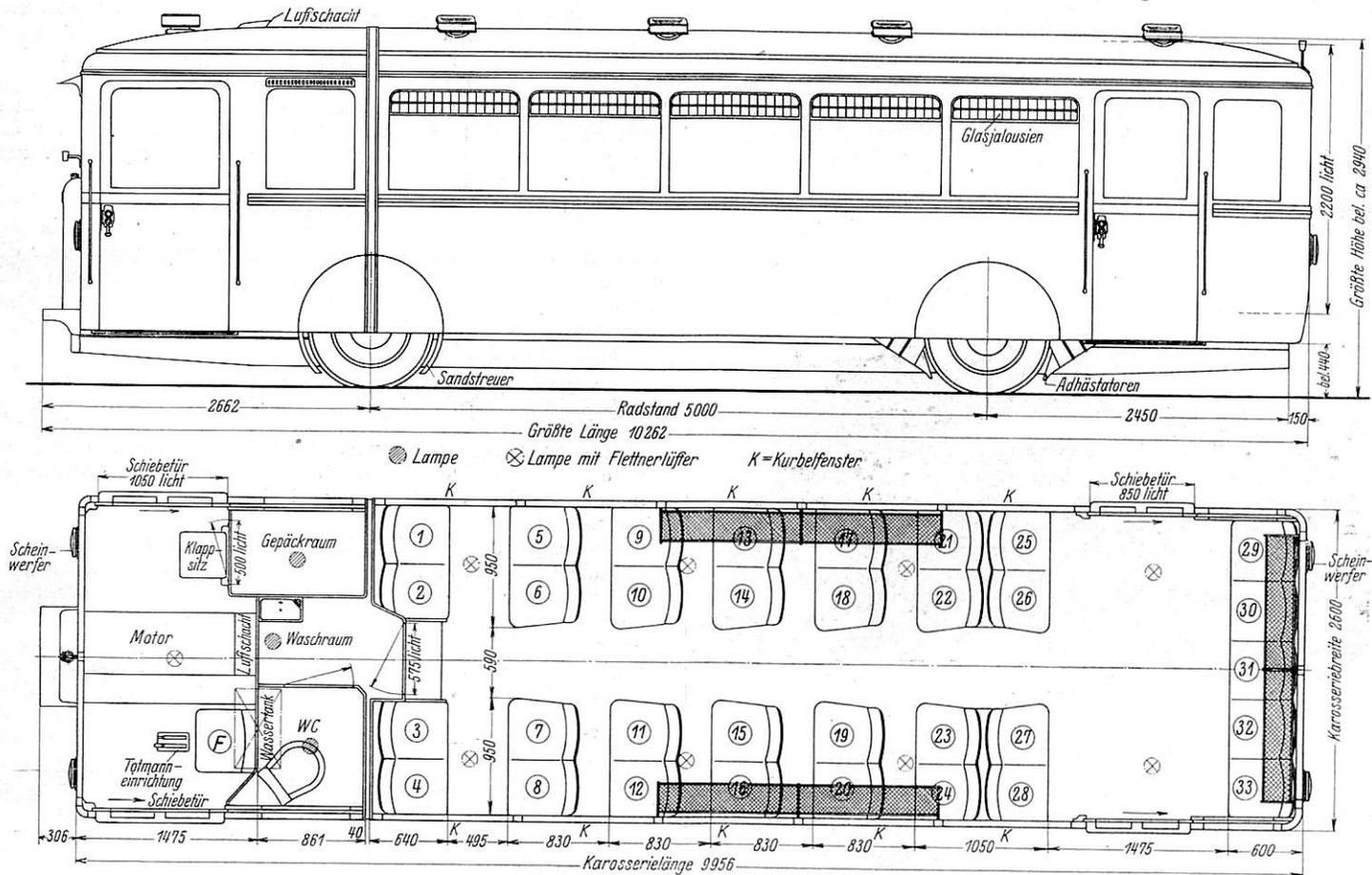


Abb. 4. Schienenomnibus mit Vorderantrieb.

abgeführt. Anschließend folgt der Waschraum und die Abortanlage. Diese Räume bilden den vorderen Teil des Aufbaues, der vom Fahrgastraum getrennt ist und durch Abheben die Maschinenanlage freilegt. Die Trennfuge zwischen vorderem Teil und Fahrgastraum ist durch Gummistreifen abgedichtet.

Der Fahrgastraum ist beiderseits durch eine Schiebetür zugänglich. Er enthält außer den Sitzplätzen reichlich Platz zum Stehen. Auf günstige Anordnung der Fenster, auf

10000 kg. Der in Berlin ausgestellte Wagen ist für Normalspur gebaut. Andere Spurweiten und Höchstgeschwindigkeiten für Vor- und Rückwärtsfahren, ferner größeres Fassungsvermögen können vorgesehen werden.

Eingehende Versuchsfahrten werden jetzt in ausgiebigem Maß durchgeführt. Über die Ergebnisse betr. Leistung, Steigfähigkeit, Brennstoffverbrauch, Kurvenläufigkeit usw. wird nach Abschluß der Prüfungsfahrten berichtet werden.

Berichte.

Lokomotiven und Wagen.

1 C 2-Diesellokomotive der Italienischen Staatsbahnen.

Anlässlich der letzten Tagung der Internationalen Eisenbahn-Kongreß-Vereinigung in Madrid sind zum erstenmal einige Angaben über eine neue Diesellokomotive der Italienischen Staatsbahnen allgemeiner bekannt geworden. Diese Lokomotive ist schon im Jahr 1928 gebaut worden; sie ist besonders beachtenswert, weil ihre Erbauer, die Firma Ansaldo in Genua bei ihr den Versuch gemacht haben, auf den unmittelbaren Antrieb zurückzugreifen, mit dem seinerzeit die Entwicklung der Diesellokomotive überhaupt begonnen hat.

Als Kraftquelle dient eine waagrecht liegende umsteuerbare Sechszylinder-Zweitakt-Dieselmachine, Bauart Junkers, bei der

in jedem Zylinder zwei Kolben nach verschiedenen Seiten wirken — ein besonderes Merkmal der Junkersmaschinen —. Die sechs Zylinder liegen in zwei Ebenen zu je dreien übereinander; die Zylinderachse ist dabei parallel der Längsachse der Lokomotive. Je zwei übereinanderliegende Zylinder bilden ein Paar; ihre Kolbenstangen sind durch Hebel verbunden, die um einen mittleren Drehpunkt schwingen. Am unteren Teil dieser Hebel greifen die Treibstangen an, die zu einer etwa unter der Mitte der Dieselmachine — zwischen der ersten und zweiten Kuppelachse — liegenden Blindwelle führen. Insgesamt sind demnach sechs Treibstangen vorgesehen und zwar je drei auf jeder Seite der Dieselmachine. Die drei Kuppelachsen sind in üblicher Weise

mit der Blindwelle durch Kuppelstangen verbunden. Die Abb. 1 zeigt in einem Typenbild die allgemeine Anordnung der Lokomotive.

Die Junkersmaschine ist in ihrer Zweitaktbauart ohne Ventile möglichst einfach gehalten. Ihre bemerkenswerteste Eigenschaft ist, daß sie in einem weiten Geschwindigkeitsbereich

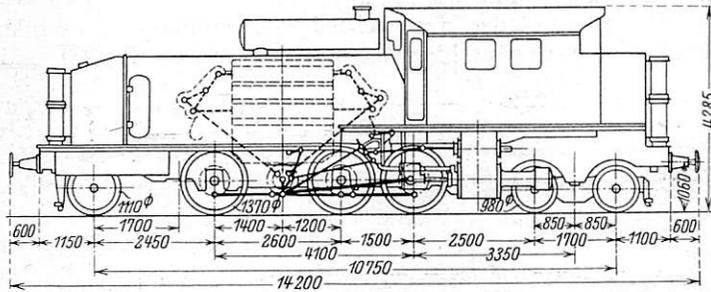


Abb. 1.

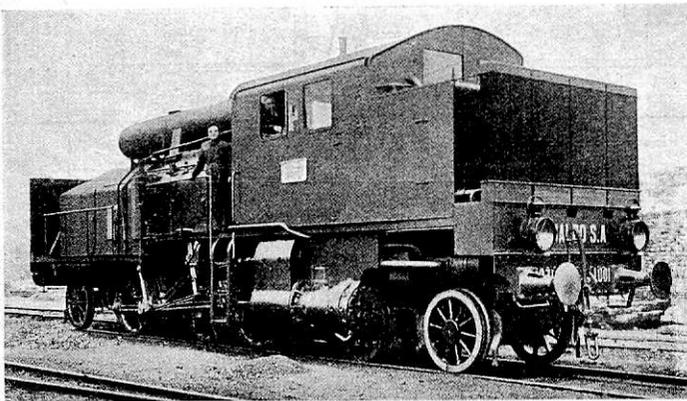


Abb. 2.

geordnet. Sie besitzen wie diese Kreuzköpfe mit Treibstangen zu der Blindwelle und können umgesteuert werden. Beim Anfahren wird diesen Zylindern aus einem 3,2 m³ fassenden Druckluftbehälter Druckluft zugeführt, so daß sie ganz nach Art von Dampflokzylindern arbeiten. Die Dieselmachine selbst wird demnach zum Anfahren in keinerlei Weise mit herangezogen; sie tritt erst in Kraft, wenn die erforderlichen 10 Umdr./Min. erreicht sind. Dann werden auch die Spülluftzylinder wieder zu ihrem eigentlichen Zweck zurückgeführt.

Tatsächlich besitzt also die Lokomotive zwei völlig getrennte Antriebsarten, ohne daß dadurch ihr Gewicht wesentlich größer ausgefallen oder ihre Bauart viel verwickelter geworden wäre, weil die dabei verwendeten Teile ohnedies erforderlich sind. In Ausnahmefällen, z. B. beim Anziehen auf Steigungen, können sogar beide Antriebe gleichzeitig arbeiten; als Spülluft für die Dieselmachine dient dann die aus den Spülluftzylindern entweichende Druckluft.

Zwei dreistufige Luftpumpen liefern die — auch als Einblase- luft für die Dieselmachine — erforderliche Druckluft. Die eine und leistungsfähigere davon ist in Tandemanordnung hinter die Spülluftzylinder gelegt worden; und zwar liegen die beiden ersten Stufen in einem gemeinsamen Block auf der einen Lokomotiv- seite, die dritte auf der anderen Seite. Das Lichtbild der Loko- motive in Abb. 2 zeigt diese Anordnung deutlich. Diese Pumpe arbeitet entweder dauernd oder auch nur dann, wenn die Loko- motive nicht mit voller Leistung fährt; außerdem kann sie bei Talfahrten in gewissem Umfang zum Bremsen und zur Rück- gewinnung von Arbeit herangezogen werden. Eine zweite Luft- pumpe steht im Führerhaus. Sie wird von einer besonderen Schwerölmaschine angetrieben und ist nur zur Aushilfe be- stimmt.

Der Raum, in dem die Dieselmachine liegt, ist vom Führer- stand abgetrennt, kann aber begangen werden und zwar auch dann, wenn die Lokomotive fährt. Alle beweglichen Teile der Dieselmachine haben Preßölschmierung. Den Umlauf des Kühl- wassers besorgt eine besondere Umwälzpumpe; an jedem Ende der Lokomotive befindet sich ein Rückkühler, der allein die an- fallende Wärmemenge abzugeben vermag.

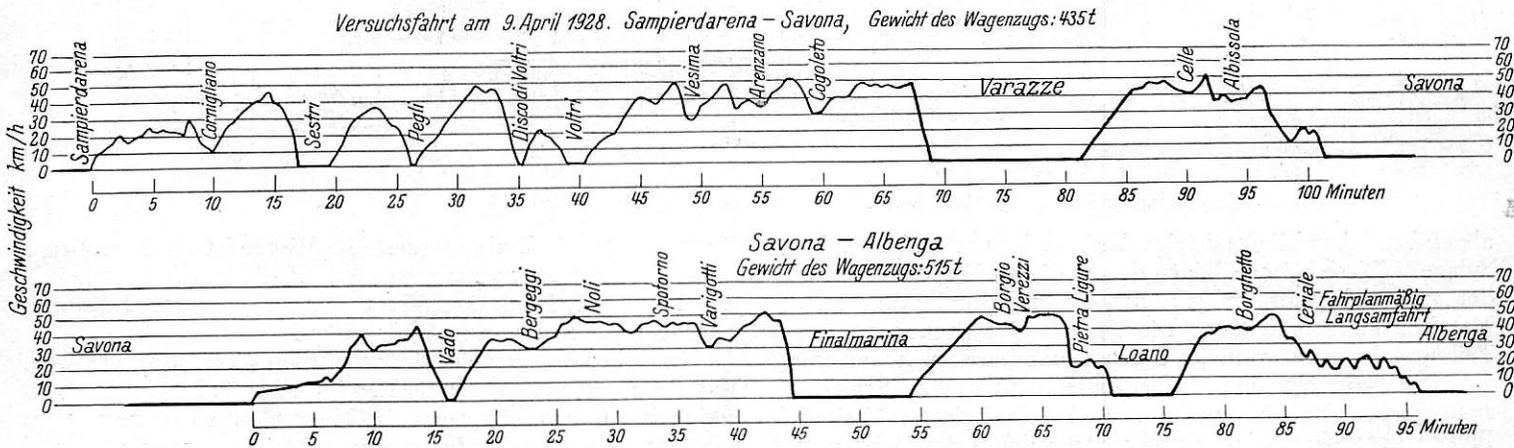


Abb. 3.

von 10 bis 250 Umdr./Min. arbeitet. Ihr Gewicht ist verhältnis- mäßig niedrig, weil man auf eine besondere Grundplatte ver- zichtet und den Zylinderblock unmittelbar auf den Lokomotiv- rahmen aufgesetzt hat.

Besondere Schwierigkeiten bietet bei einer derartigen Loko- motive die zweckmäßige Lösung des Anfahrvorganges. Das Nächstliegende wäre dabei, vorübergehend mit Druckluft in den Dieselmachine zu arbeiten. Dagegen besteht aber das sehr gewichtige Bedenken, daß die eingeführte Druckluft die Zylinder- wandungen stark abkühlt, so daß es schwer hält, im Anschluß daran das eingeführte Treiböl zur Verbrennung zu bringen.

Die Ansaldo-lokomotive umgeht diese Schwierigkeit, indem sie die für die Dieselmachine erforderlichen Spülluftzylinder zum Anfahren benutzt. Die Spülluftzylinder sind zu diesem Zweck zwischen den gekuppelten Achsen und dem hinteren Drehgestell nach Art der Zylinder von Dampflokzylindern am Rahmen an-

Die Hauptabmessungen der Lokomotive, an deren Entwurf neben der Baufirma auch die Italienischen Staatsbahnen gearbeitet haben, sind im folgenden zusammengestellt:

Leistung der Dieselmachine bei 300 Umdr./Min.	1100 PS
Durchmesser der gekuppelten Räder	1370 mm
„ „ Laufräder vorn/hinten	1110/980 „
Achsstand der Kuppelachsen	4100 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	10750 „
Ganze Länge der Lokomotive	14200 „
Reibungsgewicht	45,0 t
Dienstgewicht der Lokomotive	84,0 „
Leergewicht „ „	80,5 „
Höchstgeschwindigkeit	75 km/h
Leistung der Lokomotive am Radumfang	
bei 300 Umdr./Min.	935 PS
Zugkraft bei 300 Umdr./Min.	4200 kg

Leistung der Lokomotive am Radumfang	
bei 40 Umdr./Min. (10 km/h)	210 PS
Zugkraft bei 40 Umdr./Min. (10 km/h)	5600 kg
Brennstoffvorrat	1200 „

Mit der Lokomotive sind Versuchsfahrten von Genua-Sampierdarena nach Savona und Albenga ausgeführt worden. Die ganze Strecke von Sampierdarena nach Albenga ist 80 km lang und weist eine Reihe von Steigungen mit 5‰ auf. Die größte Steigung von $6,2\text{‰}$ ist rund 700 m lang. Die Lokomotive, die für Personen- und Güterzüge bestimmt ist, beförderte bei diesen Fahrten Züge bis zu 570 t Wagengewicht in den regelmäßigen Fahrplänen. Abb. 3 zeigt die Geschwindigkeits-schaubilder einer solchen Fahrt. Das Zuggewicht betrug dabei auf der Strecke von Sampierdarena nach Savona 435 t und von dort bis Albenga 515 t. Die zweite Luftpumpe wurde bei keiner dieser Fahrten benützt. Der Treibölverbrauch schwankte je nach der Belastung zwischen 5,6 und 6,5 g/brtkm, wobei zu berücksichtigen ist, daß auf der Versuchsstrecke die Bahnhofentfernungen gering sind, so daß oft gehalten werden mußte. Der Kohlenverbrauch der Dampflokomotiven beträgt in demselben Dienst 50 g/brtkm, der spezifische Arbeitsverbrauch der elektrischen Lokomotiven 30 Wh/brtkm. Der Verbrauch der Diesellokomotive war demnach wesentlich günstiger als derjenige der beiden anderen Lokomotivbauarten.

R. D.

(Engineering Nov. 1930.)

Dieselelektrischer Triebwagen der Italienischen Staatsbahnen.

Die Italienischen Staatsbahnen haben schon vor einigen Jahren von den Fiat-Werken in Turin eine dieselelektrische Lokomotive beschafft, die sich inzwischen in vierjährigem Betrieb bewährt haben soll. Diese Lokomotive besitzt eine Sechszylinder-Zweitakt-Dieselmachine der Unterseebootsbauart, die bei 500 Umdr./Min. 500 PS leistet.

Die guten Ergebnisse, die mit dieser Lokomotive erzielt worden sind, haben Anlaß zur Bestellung von vier Dieseltriebwagen bei derselben Firma gegeben. Auch diese Wagen haben elektrische Übertragung. Die beiden ersten Wagen wurden 1928 in Dienst gestellt und sollen bisher völlig befriedigt haben.

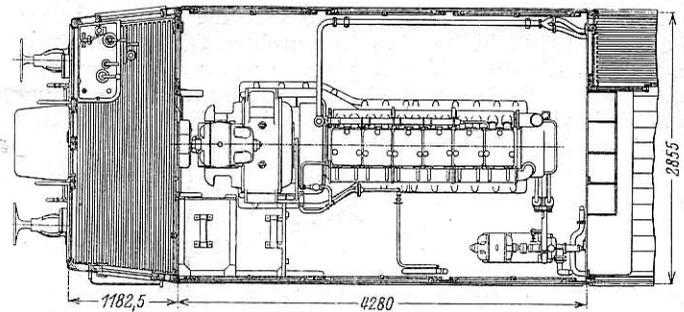
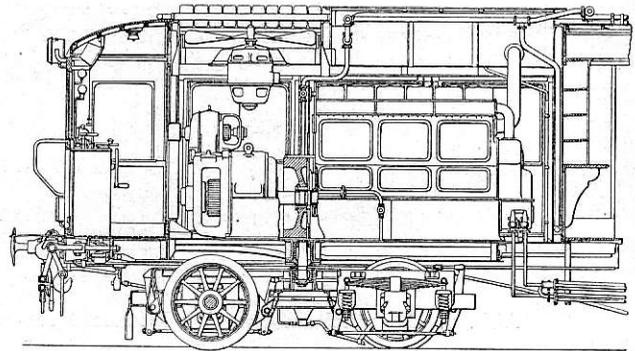
Die Hauptabmessungen und Gewichte der Wagen sind:

Länge zwischen den Puffern	18150 mm
Leergewicht auf dem Motorgestell	12,6 t
„ „ „ Laufdrehgestell	9,4 „
Dienstgewicht	44,0 „
Größte zulässige Geschwindigkeit	60 km/h
Kleinster zulässiger Krümmungshalbmesser	80 m
Zahl der Sitzplätze/Stehtplätze	38/20

Die Triebwagen haben an beiden Enden einen Führerstand mit Übergangsmöglichkeit zum Anhänger, je ein Abteil 1. Klasse und 3. Klasse sowie einen Post- und Gepäckraum. Der Kasten ist 17,2 m lang und aus Holz und Stahl aufgebaut. Er ruht auf zwei zweiachsigen Drehgestellen mit einem Drehzapfenabstand von rund 14 m. Das vordere Drehgestell hat 2 m, das hintere 2,15 m Achsstand. Angetrieben werden nur die beiden Achsen des vorderen Drehgestells. Die Hand- und Druckluftbremse — Bauart Westinghouse — kann von jedem Führerstand aus bedient werden und wirkt auf sämtliche Räder. Die Beleuchtung ist elektrisch; der Strom wird von einer Sammleranlage geliefert, die gleichzeitig verschiedene Hilfsvorrichtungen speist. Die Sandstreuervorrichtung und die Pfeife arbeiten mit Druckluft. Zum Heizen der Abteile dient das Kühlwasser der Dieselmachine. Der Triebwagen soll bei voller Besetzung Steigungen bis zu 50‰ befahren.

Die Dieselmachine ist eigens für den Triebwagen entworfen worden. Dabei hat man besonderen Wert auf möglichst geringes Gewicht und guten Massenausgleich gelegt. Die Maschine besitzt sechs Zylinder von 200 mm Durchmesser und 270 mm Hub und arbeitet kompressorlos im Viertakt mit 750 Umdr./Min. Ihre Leistung beträgt für die Regel 180 PS, sie kann aber ohne Schwierigkeit auf 200 PS gesteigert werden. Die Maschine ruht zusammen mit dem Stromerzeuger auf einem gut ausgesteiften Stahlgußrahmen. Der Oberteil dieses Rahmens ist mit dem Zylinderblock zusammen in einem Stück ebenfalls aus Stahl gegossen; die Zylinder haben besondere Laufbüchsen aus Spezialguß, die sich nach unten frei ausdehnen können. Auch die Zylinderköpfe

bestehen aus Stahlguß; sie bilden für jeden Zylinder ein besonderes Stück und tragen je zwei Einlaß- und zwei Auslaßventile. In der Mitte des Zylinderkopfes befindet sich die Brennstoffdüse. Die Kolben bestehen aus zwei Teilen. Der untere Teil, der den Zapfen trägt und auch als Führung dient, ist aus einer Aluminiumlegierung hergestellt, der obere Teil aus rostfreiem Stahl. Die Kurbelwelle ist in einem Stück aus Nickelstahl, die Pleuellstangen sind aus Flußstahl hergestellt. Kurbelwelle und Pleuellstangen werden von einer Pumpe mit Zahnradantrieb unter Druck geschmiert. Unmittelbar am Ende der Kurbelwelle sitzt ein Fliehkraftregler. Die Textabbildung zeigt die Anordnung der Dieselmachine-Anlage im Wagen. Der Stromerzeuger ist mit der Dieselmachine gekuppelt und läuft mit gleichbleibender Geschwindigkeit. Er ist mit den Antriebsmotoren durch Ward-Léonard-Schaltung verbunden.



Dieselelektrischer Triebwagen der Italienischen Staatsbahnen.

Die beiden Antriebsmotoren von 54 kW bei 810 Umdr./Min., 400 V und 150 A sind parallel geschaltet und treiben durch Vermittlung eines Zahnradvorgeleges (Übersetzung 21/74) je eine Achse des Motordrehgestells an.

Für die Rückkühlung des Kühlwassers sind zwei Rohrgruppen vorgesehen. Die eine besteht aus 20 einzelnen austauschbaren kupfernen Elementen, die auf dem Dach liegen, und einem Ausgleichbehälter aus Gußeisen. Die Oberfläche dieser Gruppe beträgt 52 m². Die zweite Gruppe besteht aus einem Netz von wagrechten Rohren, die über dem Maschinenraum liegen; die Luft wird mittels eines Ventilators durch dieses Netz hindurchgesaugt. Diese Gruppe kann im Winter abgeschaltet werden. Die Wasser-Umwälzpumpe wird von einem besonderen Elektromotor angetrieben, der vom Lauf der Dieselmachine unabhängig ist.

Im Lieferwerk ist die Maschine einem 100stündigen Dauer-versuch bei einer Leistung von 180 PS unterzogen worden; daran anschließend lief sie noch 30 weitere Stunden mit 200 PS. Dabei sollen sich Anstände nicht ergeben haben. Der Verbrauch an Treiböl betrug 190 g/PSch, der Verbrauch an Schmieröl 5 g/PSch. Im Mai 1928 ist der erste Wagen auf den Strecken Trofarello — Chieri und Chivasso — Aosta erprobt worden. Auch dort soll er bei allen Fahrten voll befriedigt haben. Seither läuft er auf der Strecke Florenz — Faenza.

Die Fiat-Werke haben infolge des mit diesen Wagen erzielten Erfolges weitere Pläne für Dieseltwagen und eine 600 PS-Diesellokomotive ausgearbeitet, die aber Maschinen mit 1500 Umdr./Min. erhalten sollen.

R. D.

(Engineering 1930, Nr. 3338.)

Dieselantrieb für den Vorortverkehr der Großen Buenos Aires-Südbahn.

Die Große Buenos Aires-Südbahn hat zur Verbesserung und Verbilligung ihres Vorortverkehrs eine Anzahl von Diesellokomotiven bestellt. Die mittlere Geschwindigkeit sollte bis zu 45 km/Std. auf Linien von 32 bis 48 km Länge mit Aufenthalt auf Stationen, die 2 bis 3 km voneinander entfernt liegen, betragen, während die Höchstgeschwindigkeit auf 70 km/Std. festgelegt wurde. Die Bedingungen waren die gleichen, wie wenn Elektrisierung der Vorortlinien ausgeführt worden wäre.

Die in Frage kommenden Lokomotiven sind mit zwei Achtzylinder-Sulzer-Dieselmotoren ausgestattet von insgesamt 1200 PS bei 700 Umdrehungen/Min. Die Maschinen sind mit

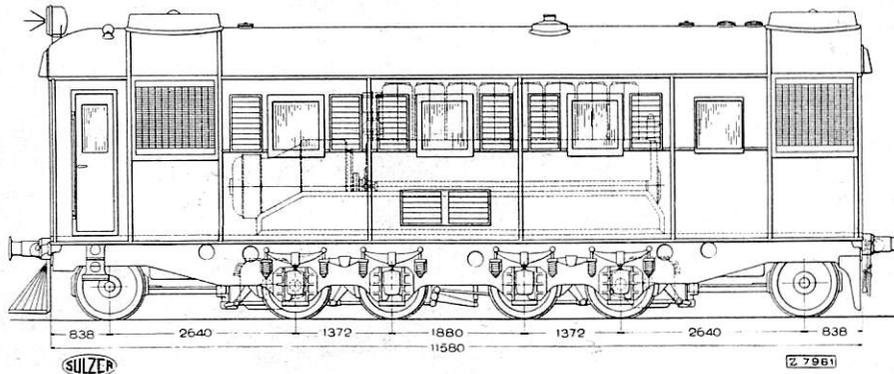


Abb. 1. Diesellokomotive der Buenos Aires-Südbahn.

Dynamos gekuppelt, die Strom für die Triebmotoren liefern, die unter allen Wagen des Zuges verteilt sind, die Lokomotive selbst ist mit zwei 136 PS Motoren, in der erprobten Tatzelagerhängung, ausgerüstet, die die beiden äußeren der vier Achsen antreiben, die das starre Radgestell bilden. Die Wagen des Zuges haben ebenfalls je vier Achsen, von denen zwei, je eine in jedem Gestell von einem 100 PS Motor angetrieben werden. Die Züge sind

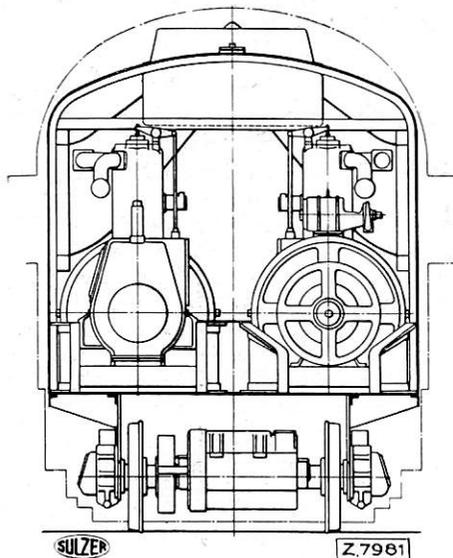


Abb. 2. Schnitt durch die Diesellokomotive.

aus fünf Wagen gebildet. Jeder der beiden Maschinensätze auf der Lokomotive liefert Energie für den einen Motor auf der Lokomotive und für einen Motor eines jeden Wagens. Auf diese Weise ist es möglich, daß der Zug mit der halben Leistung der Lokomotive fährt. Die Anordnung erzielt große Reibungszugkräfte. Um zu ermöglichen, daß die Züge in beiden Richtungen ohne Auswechslung des Kraftfahrzeuges laufen können, wird der fünfte Wagen mit einem Führerstand ausgestattet, von welchem aus die Dieselmotoren geregelt werden können. — Es können auch zwei der oben beschriebenen Zugeinheiten zu einem Zug mit gemeinsamer Steuerung zusammengestellt werden.

Die Lokomotiven selbst sind wegen einer Anzahl konstruktiver Einzelheiten bemerkenswert. Wie auf allen Sulzer-

Diesellokomotiven wird die Leistung der Dieselmotoren bei konstanter Geschwindigkeit mittels eines auf die Brennstoffzuführung wirkenden Fliehkraftreglers geregelt. Die elektrische Energie wird durch einen Regler beeinflusst, der den Erregerstrom ändert. Dieses System hat praktisch keine Energieverluste. Um eine geringere Leerlaufgeschwindigkeit zu erhalten, sind die Dieselmotoren so gebaut, daß sie mit zwei verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten laufen, die durch eine elektromagnetische Verstellung des Reglers bestimmt werden kann.

Die Dieselmotoren werden elektrisch angelassen, die Dynamo läuft dann als Motor, wobei besondere Serienwicklungen mit dem Strom aus einer Akkumulatorenbatterie gespeist werden. Die Maschinen werden durch eine elektromagnetische Vorrichtung stillgesetzt, indem die Ventile der Brennstoffpumpen gelüftet werden.

Anfahren und Anhalten kann vom Führerstand aus durch elektrische Schalter erfolgen. Auf diese Weise können die Dieselmotoren vom Führer während kurzer Aufenthalte auf Stationen und auf Gefällen leicht stillgesetzt werden. Die dadurch bewirkte Brennstoffersparnis ist beträchtlich. Alle Hilfsbetriebe, wie die Ventilatoren der Luftkühler für das Kühlwasser, die Umlaufpumpen für Wasser und Öl und der Luftkompressor für die Bremsen werden elektrisch angetrieben. Die Kühler sind an der Seite der Lokomotive angebracht.

Die Dieselmotoren sind schnelllaufende Viertaktmaschinen einer besonders für Zugförderung entwickelten Type (Abb. 3). Um das Gewicht möglichst niedrig zu halten, ist der Motorrahmen aus Stahlguß hergestellt. Die Kolben sind aus Aluminium. Die Brennstoffpumpen sind zwischen dem Ventilgestänge angeordnet und werden von der gleichen Nockenwelle angetrieben. Jeder Zylinder hat eine eigene Brennstoffpumpe. Die Maschine arbeitet ohne Luftkompressor. Der Brennstoff wird in eine im Oberteil des Zylinders liegende Vorkammer eingespritzt und verbrennt dort teilweise. Der größere Teil jedoch gelangt zur Verteilungsdüse, welche zwischen der Vorkammer und dem Verbrennungsraum im

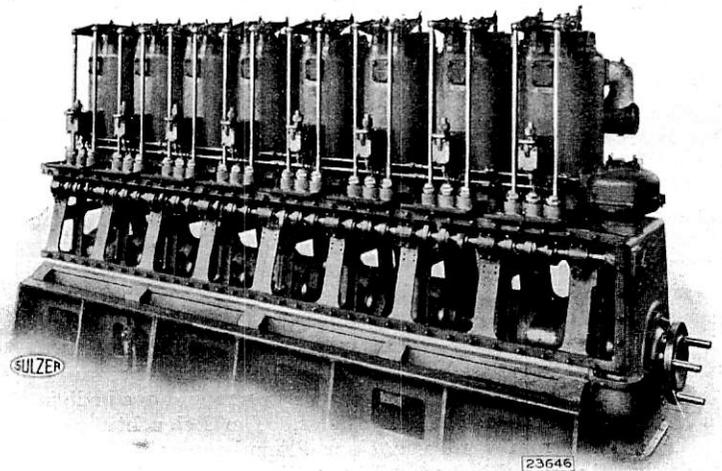


Abb. 3. 600 PS Achtzylinder-Viertakt-Dieselmotor.

Zylinder liegt, wird durch die Bohrungen in der Düse infolge der Drucksteigerung in der Vorkammer gepreßt und gelangt in den Verbrennungsraum in einen feinverteilten Zustand. Im Vergleich zu direkter Einspritzung hat dieses System den Vorteil, daß es einen niedrigeren Einspritzdruck erfordert. Auch ist es möglich eine Einspritzdüse mit großer Bohrung von etwa 1 mm im Durchmesser und eine Verteilungsdüse mit verhältnismäßig großer Bohrung zu verwenden. Dadurch ist die Gefahr geringer, daß die Bohrungen verschmutzen oder sich verstopfen.

Die Wagen für den Zug, die als elektrische Triebwagen gebaut sind, sind wegen ihrer Größe bemerkenswert, sie sind etwa 25 m lang und mit besonderen Kupplungen und Stoßdämpfern ausgestattet. Ein Fünfwagenzug hat für 554 Personen

Sitzplätze und besteht aus drei I. Klasse- und zwei II. Klassewagen, von den letzteren ist einer für Gepäck- und Postbeförderung mit eingerichtet. Die Wagen wurden von der Buenos Aires-Südbahn in eigenen Werkstätten gebaut.

Die Bahn hat auch eine Rangierlokomotive mit 1 C 1 Achsanordnung gebaut, sie ist mit hydraulischer Kraftübertragung und mit einem Achtzylinder-Sulzer-Dieselmotor gleicher Bauart wie für die oben beschriebenen Lokomotiven ausgerüstet. Der Motor ist mit einer Oerlikon-60 kW-Dynamo direkt gekuppelt, welche zum Anlassen der Maschine dient und Strom für die Hilfsbetriebe (Ventilatoren, Umlaufpumpen, Luftkompressor usw.) liefert. Die Antriebskraft wird durch Zahngetriebe auf ein Vickers-Ölgetriebe weitergeleitet und von da mittels Schubstange auf die drei gekuppelten Achsen übertragen. Vorn und hinten sind Adamsachsen. Zur Kühlung des Öles des Flüssigkeitsgetriebes wird die gleiche Art von Kühler mit Ventilator wie für die Wasserkühlung angewendet. Die beiden Kühlanlagen sind längsseits nebeneinander angeordnet. Da diese Maschine für Rangierarbeit in Aussicht genommen ist, ist nur ein Führerstand an einem Ende vorgesehen.

Die Bahn hat ferner eine kleine Lokomotive zum Schleppen leichter Züge gebaut. Hierfür wurde ein Sechszylinder-Dieselmotor von 420 PS verwendet. Die Kraft wird elektrisch auf die Achsen übertragen. Die vier Elektromotoren, die die Lokomotive treiben, sind in zweiachsigen Gestellen befestigt.

Dieser neue Maschinen- und Wagenpark wurde im Februar 1930 in regelmäßigen Betrieb genommen und hat große Vorteile ergeben. Bei der ersten Fahrt, als der Betrieb eingeweiht wurde, wurde die Strecke von Constitucion nach San Vicente in 40 Min. zurückgelegt, während ein von einer Dampflokomotive gezogener Zug hierzu 70 Min. benötigte.

R. W. Müller.

1 C 1-Diesellokomotive für Chile.

Die in der Abbildung dargestellte Lokomotive ist von Hudswell, Clarke & Co. in Leeds gebaut und für ein Salpeterwerk in Chile bestimmt. Sie ähnelt äußerlich etwas einer Dampflokomotive: Die Maschinenanlage sitzt mit der Längsachse in Gleisrichtung vor dem Führerstand unter einer großen Haube, die der Verkleidung eines Dampfkessels ähnelt; am vorderen Ende entweichen die Auspuffgase durch einen kleinen Schornstein mit Schalldämpfer. Der Kühler sitzt entsprechend einer Rauchkammer vor der Motorhaube. Der Antrieb geht über eine Flüssigkeitskupplung und ein Wechselgetriebe auf eine Blindwelle, die vor den drei Kuppelachsen im Rahmen gelagert ist. Die Blindwelle ist mit der mittleren Kuppelachse durch Treibstangen verbunden; die drei Kuppelachsen sind unter sich ebenfalls durch Stangen gekuppelt. Die Viertakt-Sechszylinder-Dieselmachine der Bauart Mc Laren-Benz leistet 300 PS und arbeitet kompressorlos, wird aber mit Druckluft angelassen. Die Zylinder haben 205 mm Durchmesser und 270 mm Hub. Der Treibraddurchmesser beträgt 838 mm. Die Lokomotive wiegt betriebsfertig 32 t; ihr gesamter Achsstand beträgt 6096 mm, der feste Achsstand ihrer Kuppelachsen 2134 mm. Sie läuft in beiden Fahrtrichtungen mit vier Geschwindigkeiten (9,6, 14,2, 20 und 32 km/h). Bei 20 km/h entwickelt sie eine Zugkraft von 2550 kg.

Zur Erzeugung der erforderlichen Druckluft von 30 at dient eine zweistufige Luftpumpe mit Antrieb durch besonderen Verbrennungsmotor, die hinten im Führerhaus sitzt und einen ebenfalls im Führerhaus stehend angeordneten Luftbehälter speist. Dieselbe Verbrennungsmachine treibt außerdem noch eine kleine Flüssigkeitspumpe an, mit welcher der Brennstoffhauptbehälter aufgefüllt werden kann. Dieser faßt 900 l und liegt vorn über der Flüssigkeitskupplung. Unmittelbar mit der Hauptmaschine gekuppelt liegen an der Vorderwand des Führerhauses eine Luftsaugpumpe für die auf sämtliche Treibräder wirkende Saugluftbremse und ein Stromerzeuger für die elektrische Beleuchtung und zum Anwärmen der Zylinder bei besonders kalter Witterung. Neben dem Stromerzeuger sitzt noch eine Kühlwasserpumpe und darüber die Brennstoffpumpe.

Die Dieselmachine kann ohne Bedenken bis zu 10% überlastet werden. Das Vulkan-Sinclair-Flüssigkeitsgetriebe soll die Höchstleistung eine halbe Stunde lang übertragen können ohne

Schaden zu nehmen. Das Getriebe läuft teilweise in Kugellagern und hat Preßölschmierung; es soll besonders widerstandsfähig sein und wiegt $5\frac{1}{2}$ t. Der Kühler besteht aus einem gußeisernen Rahmen mit senkrecht stehenden Rohren. Er zerfällt in zwei Abteilungen zum Rückkühlen des Kühlwassers und des Öles für die Flüssigkeitskupplung. Ein Ventilator, der von der Hauptmaschine angetrieben wird, dient zur Verbesserung der Kühlwirkung.

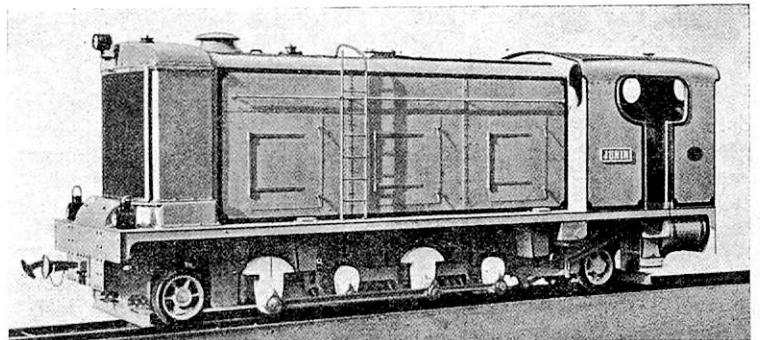
Die Lokomotive soll in 1200 m Meereshöhe auf der Steigung von 30‰ eine Schlepplast von 30 t mit einer Geschwindigkeit von 20 km/h befördern. Ihr Treibölverbrauch soll bei der Größtleistung etwa 0,205 kg/PS_{eh} betragen.

R. D.

(Engineering 1930, Nr. 3347.)

800-PS-Dieselelektrische Verschiebelokomotive.

Vor kurzem haben die Firmen Baldwin-Westinghouse für das Einschleppen von Dampfzügen auf den elektrisch betriebenen Endstrecken innerhalb der amerikanischen Großstädte und für den Verschiebedienst eine dieselelektrische Verschiebelokomotive von 100 t, Achsanordnung B + B gebaut. In zwei gleichen Drehgestellen mit Mittelzapfen sind je zwei Treibachsen mit Tatzlagermotoren angeordnet, die von zwei Dieselmotoren mit unmittelbar gekuppelten Gleichstromerzeugern gespeist werden. Jede der beiden raschlaufenden Sechszylinder-Viertakt-Ölmaschinen entwickelt 400 PS bei 900 Umdr./Min. und wiegt als Leichtbautyp 9,2 kg je PS. Das Treiböl wird durch eine mit Öldruckregler gesteuerte Pumpe eingespritzt, der wiederum der Brennstoff durch druckluftelektrisch betätigte Drosselung abhängig von der Maschinendrehzahl zugemessen wird. Zu niedriger Druck in der Hauptschmierleitung betätigt eine Absperrung der Brennstoffzufuhr und Abschaltung des Generators. Beim Anlassen arbeitet der Generator unter Stromentnahme aus einem Stromspeicher als Motor, es geschieht ohne merklichen Zeitverlust und erlaubt Stillsetzen der Maschinen selbst in kleinsten Betriebspausen. Der Hauptstromerzeuger hat Haupt- und Nebenschlußerregung für Spannungsregelung bis 500 V, die Erregermaschine liefert 64 V. Mit jeder der durch Rastscheibe festgelegten Stellungen seiner Steuerung stellt der Führer eine bestimmte Drehzahl der Dieselmachine ein, ein



1 C 1 Diesellokomotive für Chile.

Leistungsregler sorgt dann für Abgabe der jeweils zu dieser Drehzahl gehörenden Höchstleistung. Abhängig von der Umlaufzahl beeinflußt der Hilfsstromerzeuger mittels Vibrationsreglers die Nebenschlußerregung des Hauptstromerzeugers. Diese Art Leonardschaltung verbürgt durch allmählichen Spannungsanstieg an den Triebmotorwicklungen sanften stoßlosen Anlauf bei raschster Beschleunigung. Die paarweise stark belüfteten Zugmotoren geben bei einer Übersetzung von 16:67 hohe Zugkräfte bei kleinsten Drehzahlen ab. Bewährte Staubfilter entziehen der Luft bis zu 90% ihres Staubgehalts. Der Speicher zum Anlassen liefert 64 V und 204 Ah bei sechsstündiger Entladung. Die Zugmotoren werden druckluftelektrisch umgesteuert in Reihen-, Parallel- und Feldschwächungsschaltung, die Hilfskreise elektromagnetisch betätigt. Beide Dieselmachinesätze bilden mit ihren Treibmotoren und allem Zubehör außer dem gemeinsamen Stromspeicher zwei in sich abgeschlossene, getrennt betriebsfähige Anlagen, die in zwei gesonderten Maschinenräumen über den Drehgestellen untergebracht sind. Zwischen diesen beiden Räumen liegt, sie turmartig überragend, der Führerstand mit erhöhtem Flur und Aussicht

nach allen vier Seiten. Je zwei seitlich außen angebrachte, bis zur halben Höhe jedes Maschinenraums reichende Behälter mit insgesamt 1900 Liter Inhalt liefern das Treiböl mit Gefälle zu den Einspritzpumpen. Die Kastendächer sind abnehmbar, Kolben und Kreuzköpfe können aber schon durch Luken im Aufbau ausgebaut werden. Kühlwasser und Schmieröl werden wie üblich in angeblasenen Rohrschlangen rückgekühlt, eine Kohlenofenheizung mit Warmwasserumlauf für den Führerstand ist vorgesehen und in den Kühlwasserkreis einschaltbar. Die Druckluftbremse wirkt auf alle vier Achsen mit 85% des Achsdruckes bei 3,5 at in den beiden 10zölligen Zylindern.

Bemerkenswert sind zwei Einrichtungen. Steuerung und Bremse können von beiden Seiten des Führerstandes aus betätigt werden. Die einzelnen Hebel und Griffe sind alle doppelt vorhanden und, wie z. B. bei Schulflugzeugen, mechanisch gekuppelt, so daß der Führer auf beiden Seiten seines Turms das gleiche Fahrbild vor sich sieht und daher jederzeit den günstigsten Stand wählen und wechseln kann. Ferner ist eine Schwächung der Zugkräfte am jeweils führenden Drehgestell vorgesehen, um bei schwerem Anfahren die hier auftretende Entlastung unschädlich zu machen. Mit Druckknöpfen werden Nebenwiderstände zur Hauptstromerregung der Antriebsmotoren eingeschaltet und damit die Drehmomente geschwächt, so daß das Schleudern verhindert wird. Die Umschlußwiderstände sind die gleichen, die bereits für die Feldschwächungsfahrstufen vorhanden sind, und sind auf annähernd gleiche Anfahrschleudergrenze beider Drehgestelle abgestimmt.

Gesamt- und Reibungsgewicht	100 t
Triebachsdruck	25 „
Anfahrzugkraft	30 bis 35 „
Dauerzugkraft bei 15,5 km/Std. Geschw.	10,5 „
Höchstgeschwindigkeit	72,5 km/Std.
Gesamtradstand	10312 mm
Drehgestellachsstand	2591 „
Länge über Puffer	14592 „
Gesamthöhe	4648 „
Raddurchmesser	1118 „
Kleinster Krümmungshalbmesser	52,5 m
Zylinderdurchmesser und Hub	6 × 229/305 mm

Railway Age, Juni 1930.

Sch-l.

Die Kitson-Still-Lokomotive *).

Auf Grund der bei mehreren Versuchsfahrten gewonnenen Ergebnisse berichtete Colonel E. Kitson Clark, Vorstand der Kitson & Co, über die letzte Entwicklung der Kitson-Still-Lokomotive am 24. April vorigen Jahres vor der Institution of Locomotive Engineers. Zunächst erläuterte er verschiedene der an der Maschine vorgenommenen baulichen Verbesserungen.

Der Kessel soll stündlich 8000 lb (3600 kg) Dampf liefern und unter der Annahme, daß 11 lb (5 kg) Dampf mit je 1 lb (0,45 kg) Öl erzeugt werden, müssen 17 lb (7,7 kg) Öl je Kubikfuß, das sind 275 kg Öl je m³ Feuerbüchsenraum stündlich verbrannt werden. Es wurden geeignete Maßnahmen getroffen, um schnelle Ausbreitung der Flamme über den ganzen Feuerungsraum zu erzielen. Zugleich wurde die Luftzufuhr vervollkommen. Einmal wurde das Vakuum in der Rauchkammer durch veränderte Lage und Größe des Blasrohres beeinflusst, wobei neun Typen von Blasrohren untersucht wurden. Zum anderen wurden an der Feuerbüchse hinter dem Brenner Lüftungsklappen angebracht, um die Luft in bestimmter Menge und Richtung zuführen zu können.

An der Steuerung der Lokomotive ist zu beachten, daß sie sowohl für die Dampfmaschine wie auch für die Verbrennungskraftmaschine zugleich wirksam sein muß. Beide Steuergetriebe werden durch konzentrisch zueinander angeordnete Handräder über Schraubenspindeln betätigt. Ein größeres Rad steuert die Verbrennungskraftmaschine, ein kleineres die Dampfseite.

Durch besondere Sperrvorrichtungen und ineinanderlaufende Spindelmuffen wird verhindert, daß irgendwie falsche Bewegungen der Steuerung gemacht werden. Dabei wird die Steuerung der Verbrennungskraftmaschine durch einen vom Kesselwasser betriebenen hydraulischen Motor bewegt, da sie ziemliche Kraft braucht, während die Steuerung der Dampfmaschine leicht geht.

Besondere Vorkehrungen sind getroffen, daß die Kompression in den Verbrennungsmaschinenzylindern beim Umsteuern und beim Anfahren sowie beim Fahren nur unter Dampf aufgehoben ist. Nur ein Zylinder bleibt unter Kompression.

Durch Einführung der Brennstoffeinspritzung ohne Druckluft wurde eine hohe Elastizität erreicht. Die niedrigste Drehzahl, bei der die Verbrennungsmaschine noch zündet, beträgt 30 Umdrehungen je Minute, als obere Grenze sind 500 Umdrehungen in der Minute anzusehen. Allen vier Zylindern wird der Brennstoff durch eine Pumpe zugeführt, in die die erforderlichen Verteiler eingebaut sind. Da der Pumpenantriebsnocken doppelt so schnell läuft wie die Maschinenwelle, ergibt er zwei Einspritzungen für jede Umdrehung der Maschine und demzufolge kann die Pumpe vier im Viertakt arbeitende Zylinder bedienen. Bei niedriger Fahrgeschwindigkeit wird die Einspritzung verzögert und die Pumpenlieferung herabgesetzt.

An den von einem Dampfmantel umgebenen Verbrennungsmaschinenzylindern hatte die untere Ausdehnungsstopfbüchse, die den äußeren Mantel gegen die Zylinderlaufbüchse abdichtet, zu Störungen Anlaß gegeben insofern, als sie dauernd leckte. Diesem Mangel wurde grundsätzlich dadurch abgeholfen, daß Zylinderbüchse und Außenmantel fest durch ein gewelltes Stahlblech, das als Schelle um den Zylinder herumläuft, verbunden wurde. Hierdurch wird der durch Wärmedehnung verursachten Bewegung Rechnung getragen, aber völliges Dichthalten erzielt.

Bei den Versuchsfahrten wurden längere Strecken zwischen Darlington und Redcar bzw. Barnard Castle mit höheren Geschwindigkeiten ohne Aufenthalt durchfahren. Dabei wurden Indikatorablesungen und Messungen im Dynamometerwagen auf einer vorher festgelegten Strecke vorgenommen.

Aus den Ergebnissen ist als wesentlich zunächst hervorzuheben, daß der Gesamtbrennstoffverbrauch abnimmt, wenn so gefahren wird, daß die Ölmaschine möglichst dauernd ihre volle Leistungsfähigkeit entfaltet, während der Dampf nur als Aushilfe dient. Diese Feststellung sagt wohl nichts Neues. Über den Brennstoffverbrauch wird mitgeteilt, daß bei einer Fahrt mit einem 420 t-Güterzug ein Gesamtverbrauch von 0,987 lb (445 g) je Zugkraft-Pferdekraftstunde und 19,25 lb (8,7 kg) je 1000 Zugtonnenmeile (etwa 5,5 kg je Zugtonnenkilometer) festgestellt wurde.

Eine Probe für die Anfahrverhältnisse unter schwierigen Bedingungen legte die Lokomotive vor einem 397 t-Zug auf einer Steigung 1:133 in einer starken Kurve ab. Es gelang nach dem Anhalten mit Dampf auf einer Strecke von 75 Yards (70 m) anzufahren, dann wurde die Verbrennungsmaschine zugeschaltet, die sogleich zündete und den Zug beschleunigte. Der Dampf konnte stufenweise abgeschaltet werden, und der Zug durchfuhr die Steigung mit 20 Meilen/Std. (32 km/Std.) Geschwindigkeit unter zunehmender Beschleunigung. Er erreichte am Ende der Steigung bei allein arbeitender Verbrennungskraftmaschine eine Geschwindigkeit von 28 Meilen/Std. (45 km/Std.). Die übrigen Versuche wurden mit einem 450 t-Güterzug, einem 406 t-Personenzug und einem 382 t-Personenzug durchgeführt.

Nach The Engineer 1930.

Dr. Ing. Achilles.

Vibrationen bei Diesellokomotiven.

Im „Railway Engineer“ behandelt Dr. Geiger der MAN die Frage der Vibrationen von Diesellokomotiven. Sie werden nach zwei Richtungen betrachtet: Vibrationen, die durch die hin- und hergehenden Massen entstehen und solche, die durch die Ungleichmäßigkeit des Drehmomentes in der Welle und im Getriebe entstehen. Erstere können theoretisch vollkommen bekanntlich durch Anordnung von sechs Zylindern ausgeglichen werden. Bei mehr als sechs Kurbeln kann zwar theoretisch ein Massenausgleich ebenfalls erreicht werden, praktisch tritt aber sogar unter Umständen eine Verschlechterung ein, weil sich weder die Kurbelwelle noch die lange Grundplatte vollständig starr verhalten, so daß man neun bis zehn Zylinder nur in Ausnahmefällen anwenden wird. Beim Sechszylinder-Viertaktmotor ergibt die Bedingung vollständigen Massenausgleichs und die des gleichmäßigsten Drehmomentes die gleiche Kurbelversetzung. In allen anderen Fällen muß entweder auf vollkommenen Massenausgleich oder auf ein möglichst gleichmäßiges Drehkraftdiagramm verzichtet werden.

*) Vergl. Organ 1927, Seite 411.

Die Kraftübertragung auf elektrischem Wege oder durch Zahnräder verursacht keine Vibrationen durch Massewirkungen, weil ja nur drehende Teile vorkommen. Dagegen kann der bei einer Luft- oder Dampfübertragung verwendete Kompressor für sich allein nicht ganz ausgeglichen werden. Da weder die Triebwerkteile dieses Kompressors noch der Hub seiner Zylinder groß sind, werden jedoch die Massenkräfte im allgemeinen nicht von großer Bedeutung sein. Der Bremsluft- oder Anlaßkompressor kann übrigens zum Massenausgleich mit herangezogen werden. Durch gegenseitiges Versetzen der Kompressorkurbeln zu den Motorkurbeln kann man bei der Luftübertragung auch bei einem Motor mit weniger als sechs Zylindern z. B. nur drei Zylindern einen vollkommenen Massenausgleich erzielen.

Bei einer elektrischen Kraftübertragung muß der Ungleichförmigkeitsgrad der Antriebsmaschine möglichst klein sein. Dasselbe gilt bei Zahnradübertragungen zum Schutz der Zähne vor zu hohen Kräften. Auch wenn zwischen Dieselmotor und Getriebe eine elastische Kupplung eingebaut ist, muß auf geringen Ungleichförmigkeitsgrad geachtet werden, um keine zu hohen Beanspruchungen der Kupplung aufkommen zu lassen. Bei Übertragung durch dampf- oder gasförmige Medien braucht dagegen auf den Ungleichförmigkeitsgrad keine Rücksicht genommen zu werden. Es kann daher bei Verwendung von gasförmigen Medien bei der Kurbelversetzung ausschließlich der Gesichtspunkt des Massenausgleichs und damit die Rücksicht auf ruhigsten Gang zugrundegelegt werden.

Bei Diesellokomotiven ist den Drehschwingungen der Motorwelle und den damit verbundenen kritischen Drehzahlen ein besonderes Augenmerk zuzuwenden. Da die Kurbelwellen stark torsionselastisch sind, ist bei Mehrzylindermotoren die Durchrechnung und nachherige torsiographische Messung der Anlage auf Schwingungen geboten. Es muß danach getrachtet werden, die kritischen Drehzahlen außerhalb der Betriebsdrehzahlen zu bringen. Bei elektrischen Übertragungen liegen die kritischen Drehzahlen im allgemeinen innerhalb der Betriebsdrehzahlen. Durch kurze und dicke Dynamowellen läßt sich die kritische Drehzahl höher legen. Unter Umständen müssen durch andere konstruktive Mittel die kritischen Drehzahlen aus dem Betriebsbereich entfernt werden.

Andere Wege sind die Anwendung von kräftigen, aber gut torsionselastischen Kupplungen zwischen Dieselmotor und Dynamo und von Schwingungsdämpfer. Die Aufwendung der Kosten hierfür lohnt sich dann, wenn innerhalb des Betriebsbereiches zwei oder mehr „Kritische“ liegen. Bekannt geworden sind bisher Reibungs- und Flüssigkeitsdämpfer, von denen erstere verhältnismäßig billig und einfach, letztere aber vollkommener sind. Diese Dämpfer können jedoch die „Kritischen“ nicht beseitigen, sondern die zusätzlichen Beanspruchungen nur auf $\frac{1}{2}$ bis $\frac{1}{4}$ ihres ursprünglichen Wertes herabsetzen.

Wird Zahnradübertragung angewendet, so ist bei größeren und mittleren Leistungen der Einbau einer torsionselastischen Kupplung zur Fernhaltung der ungleichmäßigen Drehmomente von den Zähnen nicht zu umgehen. Hierbei ist aber der Einbau eines Schwungrades unerlässlich, um die bei normalem Betrieb vorhandenen, bei jeder Umdrehung mehrfach auftretenden Drehmomentspitzen nicht in voller Größe wirken zu lassen.

Bei Gasübertragung liegen wegen der viel kleineren Schwungmassen die niedrigsten kritischen Drehzahlen erheblich über dem Betriebsbereich.

R.-r.

Betriebsergebnisse mit den ersten Diesellokomotiven in Rußland.

Die von Deutschland nach Rußland gelieferten Gz.-Diesellokomotiven von denen eine bereits über fünf Jahre im Betrieb ist, haben den Erwartungen bezüglich der Brennstoffersparnis, sowie der Betriebsvorteile vollständig entsprochen. In erster Linie zeichnen sie sich durch ihre große Kilometerleistung in ununterbrochenen Fahrleistungen von 750 bis 1000 km aus. Die durchschnittliche Tagesleistung der Diesellokomotive E-El mit elektrischer Übertragung befief sich im ersten Halbjahr 1929/30 auf 186 km, bei einer — noch nicht regulären — Monatsleistung von 8500 km. Diese Eigenschaft der Diesellokomotiven ist beim Transport von hochwertigem Gut auf Hauptlinien von besonders

großer Bedeutung. Die Bedienung erfolgt durch wechselnde Mannschaften. Eine große Überlegenheit der Diesellokomotive gegenüber der Dampflokomotive stellt ihr geringer Wasserverbrauch dar, was sie in Gebieten der ewigen Bodenverfrostung, in wasserarmen Gegenden und in Gegenden mit schlechtem Wasser unentbehrlich macht. Die bereits bekannte Angabe über die 70%ige Brennstoffersparnis wird durch die Speisung der Diesellokomotiven mit Masut (Naphthareste) anstatt Motorenaphtha gestärkt, da die Betriebswirtschaftlichkeit dadurch noch weiter erhöht wird. Praktische Erfahrungen zeigen, daß sich bei guten Vorkenntnissen der Mannschaften die Steuerung einer Diesellokomotive durch Einfachheit, sanftes Anfahren, leichte Zugführung auf hügeligem Profil, gute Streckensicht, Rauchlosigkeit und bessere Arbeitsbedingungen für die Mannschaft auszeichnet.

Die wichtigsten Ergebnisse aber sind in bezug auf die Lebensdauer der Dieselmotoren im Lokomotivdienst und die Reparaturkosten gesammelt worden. Bei der Diesellokomotive E-El-2, die von der Fabrik Esslingen gebaut wurde, hatte man nur geringfügige Schwierigkeiten wegen Elektromotorenstörungen und des Auswechslens des Kühlers. Bis zum Jahre 1928 arbeitete sie mit angehängtem Kühltender: jetzt ist auf ihr ein Kühler genügender Leistung angebracht worden, so daß das Anhängen des Tenders im Sommer sich erübrigt. Bei der von der „Hohenzollern-Lokomotivfabrik“ gebauten E-Mch-3 Diesellokomotive, die Anfang 1927 in Betrieb genommen wurde, hat das Zahnradgetriebe die größten Schwierigkeiten verursacht. Dagegen kann schon jetzt mit Bestimmtheit behauptet werden, daß der Dieselmotor auf der Diesellokomotive zwar eine verantwortliche Wartung erfordernde aber einfache und sichere Maschine darstellt. An Stelle einer achtjährigen Lebensdauer eines Dieselmotors von 450 Umdr./min. kann mit 20 bis 25 Jahren gerechnet werden, was auf die Tilgungskosten grundlegende Änderung bewirkt. Größere Reparaturarbeiten wurden lediglich durch Versuche hervorgerufen, da man feststellen wollte, wie sich einzelne Bauteile der Lokomotive bewähren.

Die Gesamtbetriebsunkosten, bezogen auf 10000 tkm machen 11,5 Rubel bei der Diesellokomotive und 16,19 bei der Dampflokomotive Gattung E aus, die der Diesellokomotive gleichwertig ist. Es stellen sich also für die Diesellokomotive um 27% bessere Ergebnisse heraus, trotz der großen Auslagen auf besondere, in konstruktiven Verbesserungen verbundene Arbeiten.

N. Erofejeff.

Der Fünf-Jahresplan des Diesellokomotivenbaus in der Sowjet-Union.

Nach dem Fünf-Jahresplan 1929 bis 1933 ist vorgesehen 59 schwere Diesellokomotiven und etwa 300 kleine Motorlokomotiven zu bauen. Zu der ersten Gruppe gehören 41 Diesellokomotiven zu 600 PS, 16 zu 1000 PS und zwei zu 1600 PS. Die Leistung der Motorlokomotiven wird etwa 100 bis 150 PS betragen; diese kleinen Maschinen sind als Rangierlokomotiven vorgesehen, wofür die dazugehörigen Dieselmotoren voraussichtlich aus dem Auslande eingeführt werden müssen.

Der gesamte Bauplan der schweren Diesellokomotiven wird als ein erweitertes Experiment angesehen zum Zweck der Ausarbeitung des geeignetsten Typs; deshalb werden die zu bauenden 59 Diesellokomotiven etwa 10 bis 12 verschiedenen Typen angehören. Zur Zeit werden in dem Kolomnaer Werk, das für den Bau von Diesellokomotiven bestimmt ist, zwei Verschiebe-Diesellokomotiven mit elektrischer Übertragung zusammengebaut; ferner werden Vorbereitungen zum Bau einer schweren Diesellokomotive, ebenfalls mit elektrischer Übertragung, getroffen. In einem Leningrader Werk wird eine schwere dieselektrische Lokomotive nach dem Projekt von Prof. Gackel gebaut.

Trotz dieser ersten Schritte birgt der Fünf-Jahresplan des Diesellokomotivenbaus große Schwierigkeiten in sich, was in erster Linie auf die große Zahl der Typen zurückzuführen ist. Wohl sind tatkräftige Entwurf-Bearbeitungsbüros bereits vorhanden; ferner sind den technischen Hochschulen Spezial-Lehrstühle für Diesellokomotivenbau angegliedert, doch bleibt noch eine weite Entfernung von diesen theoretischen Anfängen bis zur praktischen Ausführung, so daß die Erfüllung des Fünf-Jahresplans überhaupt

noch nicht sichergestellt ist. Z. B. liegen besondere Schwierigkeiten bei dem Bau der Zahnradgetriebe, die bis jetzt weder im Auslande noch im Inlande bestellt worden sind, so daß mit der

Ausführung der bereits erteilten Aufträge auf drei verschiedene Diesellokomotiven mit mechanischer Übertragung noch nicht begonnen werden konnte.
N. Erofejeff.

Buchbesprechungen.

Der Eisenbahntriebwagen. Technisch-wirtschaftliche Untersuchungen über seine Verwendungsmöglichkeiten. Von Regierungsbaumeister Dr. Friedrich. 175 Seiten mit 18 Texttabellen und zehn Anlagen. Berlin 1930. Verlag der Verkehrswissenschaftlichen Lehrmittelgesellschaft m. b. H. bei der Deutschen Reichsbahn. Preis brosch. 4,50 *R.M.*

In der Einleitung wird zunächst eine umfassende Zusammenstellung der Konstruktionsmerkmale ausgeführter Triebwagen gegeben. Außer der bisher üblichen Einteilung der Triebwagen nach dem Antriebssystem oder nach dem Verwendungszweck (Personen- oder Gütertriebwagen) wird eine Unterteilung nach der Größe vorgeschlagen: Schienenmotorwagen (30 bis 60 PS), Alleintriebwagen (60 bis 180 PS) und Schlepptriebwagen (180 bis 650 PS), die sich besonders für Fahrten mit Anhängern eignen.

Im ersten Hauptteil werden die maßgebenden technischen Grundlagen des Triebwagenbaues behandelt. Als grundlegende Forderung wird eine weitgehende Gewichtsverminderung verlangt. Für die vergleichende Beurteilung der Triebwagen werden Kennziffern eingeführt und zwar das Gewicht der Triebwagen jeweils bezogen auf Leistung, Sitzplatzzahl und Nutzfläche. Außerdem werden die Besonderheiten der Maschinenanlagen einer großen Anzahl von Triebwagenbauarten beschrieben.

Der zweite Hauptteil befaßt sich mit der Kostenermittlung des Triebwagendienstes, insbesondere im Vergleich mit dem Lokomotivbetrieb. Nach grundsätzlichen Ausführungen über die Gliederung der Kosten wird umfangreiches statistisches Material über Betriebsleistungen und Ausbesserungsstand einer Anzahl bei verschiedenen Verwaltungen verwendeter Triebwagen gebracht. Außerdem werden in diesem Abschnitt die Ergebnisse der sonst der Allgemeinheit nicht zugänglichen Reichsbahnstatistik veröffentlicht. In Auswertung der statistischen Ergebnisse werden dann für die verschiedenen Triebwagenbauarten die Selbstkosten ermittelt und tabellarisch und graphisch zusammengestellt.

Der dritte Hauptteil enthält Ausführungen über die verkehrstechnischen und wirtschaftlichen Vorteile der Verwendung von Triebwagen. In einem Anhang sind verschiedene praktische Beispiele durchgerechnet.

Der scharfe Wettbewerb mit dem Kraftwagen hat in den letzten Jahren die Triebwagenfrage in den Vordergrund gerückt. In der vorliegenden Arbeit ist ein großer Teil des Materials, das zwar zahlreich aber verstreut veröffentlicht wurde, mit großer Sorgfalt zusammengetragen und gesichtet. Besondere Anerkennung verdient die klare und übersichtliche Darstellung, bei der die Tabellenform und die graphische Darstellung bevorzugt wurde. Die Arbeit wird jedem, der sich mit der Triebwagenfrage beschäftigen muß, als Handbuch gute Dienste tun. Prasch.

Lehr: Schwingungstechnik. Handbuch für Ingenieure. 1. Band: Grundlagen. Die Eigenschwingungen eingliedriger Systeme. Verlag Springer. Brosch. 24.— *R.M.* 187 Textabbildungen, 295 Seiten.

Dem Erscheinen des Lehrschen Werkes wurde in Fachkreisen mit einer gewissen Spannung entgegengesehen, handelt es sich doch um einen in der Schwingungstechnik sehr bekannten und erfolgreichen Verfasser. Bis jetzt liegt nur der erste Band vor, so daß sich ein abschließendes Urteil über das ganze Werk noch nicht fällen läßt. Dieser erste Band entspricht aber durchaus den Erwartungen.

Lehr behandelt zunächst in einer von der bisher üblichen Art abweichenden Form die Schwingungen eines materiellen Punktes, wobei er sich aber auf periodische ungedämpfte Schwingungen beschränkt. Im gleichen Abschnitt bespricht er unter besonderem Hinweis auf Wuchtförderanlagen erstmals ausführlich arbeit leistende Schwingungssysteme. Da derartige Anlagen in der Praxis langsam an Boden gewinnen, ist die von Lehr gründlich durchgeführte mathematische Behandlung besonders wertvoll.

Der zweite Abschnitt, der die Drehschwingungen behandelt, ist meines Erachtens nicht ganz so glücklich gelungen. Während hier manche Abschnitte ganz außerordentlich umfangreich gehalten sind, z. B. derjenige über die Ermittlung der Massenträgheitsmomente und der reduzierten Massen insbesondere von Treibstangen, sind andere, z. B. jener über die Längenreduktion bzw. ganz besonders über die Eigenfrequenzbestimmung verhältnismäßig kurz geraten. Auch finden sich hier einige Stellen, bei denen man dem Verfasser nicht beistimmen kann, z. B. kann die Meßanordnung nach Abb. 108 nicht empfohlen werden, da erstens kein reines Drehmoment eingeleitet wird und zweitens die Spiegel außerhalb der Hebelbefestigung sich befinden. Ähnliches gilt für die angegebenen kritischen Drehzahlen.

Das dritte Kapitel behandelt elektrische Schwingungen. Es ist zwar schon vielfach von Schwingungsfachleuten darauf hingewiesen worden, daß elektrische und mechanische Schwingungen den gleichen Grundgesetzen gehorchen. Lehr hat aber hier erstmals ausführlich und noch dazu möglichst vom Standpunkte des Maschineningenieurs aus die elektrischen Schwingungen behandelt. Gerade der Ingenieur, der mit elektrischen Vorgängen seltener zu tun hat, wird dem Verfasser für die klare umfassende Darstellung besonderen Dank wissen.

Auch der letzte Abschnitt, Reibung und Dämpfung, verdient volle Anerkennung, insbesondere sind dabei ausführlich und leicht faßlich behandelt die Anlauf- und Auslaufvorgänge.

Leider findet derjenige, der die wertvollen Lehrschen Arbeiten kennt, das, was er hauptsächlich hier erwartete, nämlich eine ausführliche Behandlung der Schwingungsfestigkeit sowie der zugehörigen Maschinen und namentlich der Festigkeitswerte in dem Werke nicht und ist auch erstaunt, daß in der im Vorwort auf Seite 8 angeführten Ankündigung über den Inhalt der folgenden Bände sich kein bestimmter Hinweis hierauf findet. Trotzdem der Verfasser hierüber bereits verschiedene Veröffentlichungen erscheinen ließ, sei doch an ihn die Bitte gerichtet, gerade diesen Abschnitt in einem Sammelwerk, wie es die Schwingungstechnik wohl werden soll, besonders ausführlich zu behandeln; denn das braucht die Praxis fast aller Zweige des Maschinenbaues am meisten. Es ist ihr viel wichtiger, als etwa die Ermittlung der Massenträgheitsmomente, die jeder entweder in anderen Werken nachschlagen oder deren Formeln sich jeder selbst rasch aufstellen kann.

Beispiele, die sich unmittelbar auf das Eisenbahnwesen beziehen, bringt Lehr in diesem ersten Bände nicht.

Die Darstellungsweise verdient, trotzdem sie manchmal vom bisher Gewohnten abweicht, volle Anerkennung, desgleichen sind die Abbildungen zum weitaus größten Teile durchaus gut gelungen und auffallend anschaulich.

Alles in allem: das Werk kann durchaus empfohlen werden.
J. Geiger.

Zuschrift.

Vom Verfasser des Aufsatzes „Die Entwicklung der Ventilsteuerungen bei den Österreichischen Bundesbahnen“, Herrn Oberbaurat Lehner, werden wir ersucht festzustellen, daß zwischen seinem Aufsatz und der auf der Titelseite des Heftes 5 enthal-

tenen Anzeige des Herrn Dr. Ing. Hugo Lentz keinerlei Beziehungen bestehen. Wir kommen diesem Wunsche hiermit gerne nach. — Das gleiche gilt auch bezüglich der in dem Heft enthaltenen Berichte über Ventilsteuerung. Die Schriftleitung.