

Über die Ausführung von Diesellokomotiven.

Von Dr. Ing. F. Achilles, Magdeburg.

Vorbemerkung. In der vorliegenden Abhandlung soll versucht werden, dem Praktiker des Lokomotivbaues und des Eisenbahnbetriebs einige Anhaltspunkte zu geben, die es ihm ermöglichen, auf einfache Weise einen Überblick über die Leistungen von Diesellokomotiven, insbesondere im Verhältnis zu gleichwertigen Dampflokomotiven, zu gewinnen.

I. Leistung und Betriebsverhältnisse der Dampflokomotive als Vergleichsgrundlage.

Mafsgebend für den Betrieb einer jeden Lokomotive ist die bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten an den Treibrädern verfügbare Zugkraft. Sie hängt bei der Dampflokomotive ab von der Zylinder- und Kesselgröfse, wobei sie in ihren Grenzwerten durch das Reibungsgewicht bestimmt wird.

a) Zylinderzugkraft. Bei einer Dampflokomotive mit: i mit einfacher Dehnung arbeitenden doppeltwirkenden Zylindern,

d_{cm} Zylinderdurchmesser, s_m Kolbenhub, D_m Treibraddurchmesser

ergibt sich für einen mittleren Druck p_m kg/qcm in den Arbeitszylindern und einen Wirkungsgrad η v. H. der Lokomotivmaschine folgende Arbeitsgleichung der Zugkraft Z_{kg} am Treibradumfang:

$$Z \cdot \pi \cdot D = i \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2 s \cdot p_m \cdot \eta.$$

Wird darin für $i \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot \frac{1}{10}$ das Zylinderhubvolumen von C Litern eingeführt, so gilt für die Zylinderzugkraft:

$$1) \dots \dots \dots \frac{Z}{C} = \frac{20 p_m \cdot \eta}{\pi \cdot D}.$$

b) Kesselleistung. Bei gegebenem Kesseldruck entspricht dem mittleren Zylinderdruck eine bestimmte Füllung der Dampfzylinder. Damit die mit dieser Füllung erreichbare Zugkraft bei einer verlangten Fahrgeschwindigkeit hergegeben wird, muß eine entsprechende Abhängigkeit zwischen Kesselgröfse und dem Zylinderhubvolumen mit Bezug auf die Fahrgeschwindigkeit bestehen. Hierfür lassen sich, nach den früheren Darlegungen des Verfassers im Organ 1914, S. 273, ausgehend von der Rostfläche R als maßgebend für die Kesselabmessungen, einfache Beziehungen herleiten, wenn man einführt: die auf 1 qm Rost in der Stunde zur Nafsverdampfung

verbrannte Kohlenmenge	mit B_{kg}
die dabei erreichte Verdampfung	» δ
den Rauminhalt von 1 kg Dampf beim Eintritt in die Zylinder	» v_c cbm
die Füllung der Dampfzylinder	» ε %
die Fahrgeschwindigkeit	» $V_{km/Std.}$
den Treibraddurchmesser	» D_m
die Drehzahl der Treibräder in der Minute	» n

Dann besteht zwischen der Kesselleistung und dem Zylinderdampfverbrauch die Beziehung:

$$R \cdot \frac{v_c \cdot B \cdot \delta}{3600} = \frac{1}{10000} \cdot 2 \cdot i \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot \varepsilon \cdot \frac{n}{60}.$$

Wenn hierin für $\frac{1}{10} \cdot i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s$ das Hubvolumen von C Liter und $\frac{n}{60} = \frac{V}{3,6 \pi \cdot D}$ eingeführt werden, ergibt sich das auf

1 qm Rost zulässige Hubvolumen:

$$\frac{C_l}{R} = \frac{\pi}{2} \cdot v_c \cdot B \cdot \delta \cdot \frac{D}{\varepsilon \cdot V}.$$

Unter Berücksichtigung wirklicher Betriebszustände, wie sie vom Verfasser in Glasers Annalen vom 1. Juni 1914 für Lokomotivkessel abgeleitet wurden, lassen sich bei stündlicher Verbrennung von 550 kg Kohle auf 1 qm Rost, wovon 500 kg für siebenfache Nafsverdampfung und 50 kg für Überhitzung auf Dampf mit $v_c = 0,25$ cbm Rauminhalt verbraucht werden, diese Erfahrungswerte einführen, um das auf 1 qm Rost zulässige Hubvolumen in folgende Abhängigkeit vom Treibraddurchmesser, von der Zylinderfüllung und der Fahrgeschwindigkeit zu bringen:

$$2) \dots \dots \dots \frac{C}{R} = 1370 \cdot \frac{D}{\varepsilon \cdot V}.$$

Wenn die Rostfläche mehr als 3 qm beträgt, ist mit einer Abnahme der auf 1 qm verbrannten Kohlenmenge zu rechnen, soweit keine besonderen Beschickungsvorrichtungen vorhanden sind. Will man diese Minderleistung berücksichtigen, so kann man annehmen, daß für je 0,1 qm Rostfläche über 3 qm um 0,1 v. H. weniger Kohle je qm verbrannt wird. Man erhält dann die Gleichung 2) in der Form:

$$2a) \dots \dots \dots \frac{C}{R \left(1 - \frac{R-3}{10}\right)} = 1370 \cdot \frac{D}{\varepsilon \cdot V}.$$

c) Zylindergröfse bezogen auf das Reibungsgewicht. Zwischen Reibungsgewicht und Zylindergröfse wird die Abhängigkeit dadurch bestimmt, daß die Zugkraft, die der bei grösster Füllung erreichte mittlere Arbeitsdruck hergibt, die Reibungsgrenze erreicht. Während beim Anfahren durch Sandstreuen höhere Reibungswerte auftreten, wird für das Fahren an der Reibungsgrenze die Zugkraft zu $\frac{1}{5}$ des Reibungsgewichtes anzunehmen sein. Ferner pflegt man als mittleren Druck am Treibrad bei grösster Füllung 60 v. H. der Kesselspannung zugrunde zu legen, wenn mit einem Wirkungsgrad der Lokomotivmaschine von 85 v. H. gerechnet wird und der mittlere Druck bei 70 % Füllung etwa 71 % der Kesselspannung beträgt.

Demnach würde sich ergeben:
bei 12 kg/qcm Kesselspannung der mittlere Druck p_{max} zu 8,5 kg/qcm
» 14 » » » » » » » 10,0 »
» 16 » » » » » » » 11,3 »

Auf dieser Grundlage läßt sich nach Gleichung 1) die mit 1 l Hubvolumen zu leistende grösste Dauerzugkraft ermitteln:

$$3) \dots \dots \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{20 \cdot 0,6 p_k}{\pi D} = \frac{3,8 p_k}{D} \text{ allgemein und}$$

$$3a) \dots \dots \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{46}{D} \text{ bei 12 at Kesselspannung,}$$

$$3b) \dots \dots \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{53}{D} \text{ » 14 » »}$$

$$3c) \dots \dots \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{61}{D} \text{ » 16 » »}$$

Da das Reibungsgewicht $G_{rt} = \frac{5}{1000} \cdot Z_{max} \text{ kg}$ einzusetzen ist, so kann man das für 1 t Reibungsgewicht vorzu-

sehende Hubvolumen C_R in Litern bestimmen aus der Gleichung:

4) $\dots C_R = \frac{C}{G_r} = \frac{200 \cdot \pi \cdot D}{20 \cdot p_{max} \cdot \eta} = 52,2 \cdot \frac{D}{p_k}$ bezogen auf die Kesselspannung, zu

4 a) $\dots \frac{C}{G_r} = 4,35 D$ bei 12 at Kesselspannung,

4 b) $\dots \frac{C}{G_r} = 3,7 D$ » 14 » »

4 c) $\dots \frac{C}{G_r} = 3,3 D$ » 16 » »

d) Meistgebrauchte Zugkraft. Nach Obergethmann ist beim Berechnen von Lokomotiven davon auszugehen, dass die meistgebrauchte Zugkraft mit wirtschaftlicher Füllung abgegeben wird. Personen- und Schnellzuglokomotiven lassen sich im Betrieb auch vorzugsweise mit wirtschaftlicher Füllung fahren. Güterzugmaschinen müssen aber häufiger mit größerer Füllung und niedrigerer Fahrgeschwindigkeit, als der wirtschaftlichen Füllung entspricht, im Dauerbetrieb gefahren werden. Sie erreichen die wirtschaftliche Füllung wie auch die Personenzugmaschinen etwa bei 80 v. H. ihrer Höchstgeschwindigkeit. Daher wird man für einen allgemeinen Vergleich als meistgebrauchte Zugkraft diejenige bezeichnen können, die bei 80 v. H. der höchsten Fahrgeschwindigkeit abgegeben wird. Bei ihrer Berechnung ist von dem der wirtschaftlichen Füllung entsprechenden mittleren Arbeitsdruck in den Zylindern auszugehen. Hierzu möge aus den Darlegungen von Metzeltin in den Hanomag-Nachrichten, Januar 1921, entnommen werden, dass sich bei einer wirtschaftlichen Füllung von $\epsilon = 0,24$ aus 12 at Kesselspannung der mittlere Druck p_m zu etwa $3,9 \text{ kg/qcm}$, d. h. zu $0,325 p_k$ ergibt. Man kann daher die meistgebrauchte Zugkraft, bezogen auf 1 l Hubvolumen, nach der Gleichung 1) berechnen zu:

5) $\dots \frac{Z_m}{C} = \frac{20 \cdot 0,31 p_k \cdot 0,85}{\pi D} = 1,68 \frac{p_k}{D} \text{ kg}$ allgemein und

5 a) $\dots \frac{Z_m}{C} = \frac{20}{D} \text{ kg}$ bei 12 at Kesselspannung,

5 b) $\dots \frac{Z_m}{C} = \frac{23,5}{D}$ » » 14 » »

5 c) $\dots \frac{Z_m}{C} = \frac{27}{D}$ » » 16 » »

e) Meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit. Als meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit soll nach den Darlegungen unter Id 0,8 der Höchstgeschwindigkeit gelten. Für diese Geschwindigkeit muss der Kessel die wirtschaftliche Füllung für die meistgebrauchte Zugkraft hergeben. Man hat also zur Bestimmung der Kesselgröße in die Gleichung 2) den Wert $\epsilon = 0,24$ einzuführen und erhält so:

6) $\dots \frac{C_i}{R_{qm}} = \frac{1370 D}{0,24 \cdot v} = 5^{0/100} \frac{D_m}{v_{km|Std.}}$

f) Kesselgröße bezogen auf das Reibungsgewicht. Wenn man für das aus dem Reibungsgewicht nach Gleichung 4) berechnete Zylinderhubvolumen durch Vereinigung mit der Gleichung 6) die bei einer vorgeschriebenen meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit erforderliche Kesselgröße ermittelt, so erhält man auch die Kesselgröße bezogen auf das Reibungsgewicht nach:

7) $\dots \frac{R_{qm}}{G_{rt}} = \frac{V_{km|Std.}}{109 p_k}$ oder

8) $\dots V_{km|Std.} = \frac{R_{qm} \cdot 109 p_k}{G_{rt}}$ bzw.

für Rostflächen über 3 qm:

8 a) $\dots V_{km|Std.} = \frac{R_{qm} \left(1 - \frac{R-3}{10}\right) \cdot 109 p_k}{G_{rt}}$

g) Fahrgeschwindigkeit an der Reibungsgrenze. Während durch Gleichung 8) die Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit $V_{km|Std.}$ bei wirtschaftlicher Füllung (meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit) von dem Reibungsgewicht und von der Kesselgröße angegeben wird, kann mit hinreichender Genauigkeit die Fahrgeschwindigkeit V_R , bis zu der die Zugkraft an der Reibungsgrenze abgegeben werden kann, aus dem umgekehrten Verhältnis der größten Füllung $\epsilon = 0,7$ zur wirtschaftlichen Füllung $\epsilon = 0,24$ zu:

$$V_R = \frac{0,24}{0,70} V = 0,34 V \text{ bestimmt werden.}$$

Es gilt also die Beziehung:

9) $\dots V_{R \text{ km|Std.}} = \frac{R_{qm} \cdot 37 \cdot p_k}{G_{rt}}$ oder

9 a) $\dots V_{R \text{ km|Std.}} = \frac{R_{qm} \left(1 - \frac{R-3}{10}\right) \cdot 37 p_k}{G_r}$

h) Normalleistung der Dampflokomotive. Die von der Dampflokomotive auf 1 t Reibungsgewicht abgegebene Zugkraft bei wirtschaftlicher Füllung (meistgebrauchte Zugkraft) ergibt sich aus der Zugkraft an der Reibungsgrenze von 200 kg je Tonne Reibungsgewicht im Verhältnis des mittleren Druckes $p_m = 3,7 \text{ kg/qcm}$ bei wirtschaftlicher Füllung zu demjenigen bei größter Füllung $p_{max} = 8,5 \text{ kg/qcm}$ für 12 at Kesselspannung mit

10) $\dots \frac{Z_m}{G_r} = \frac{3,7}{8,5} \cdot 200 = 87 \text{ kg.}$

Dieser Wert kann für alle Kesselspannungen als gültig angesehen werden, weil das Verhältnis $p_m : p_{max} = 1 : 2,3$ im allgemeinen gleich bleiben wird.

Mit dieser meistgebrauchten Zugkraft, bezogen auf das Reibungsgewicht $Z_m = 87 \cdot G_r$ und der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit $V_{km|Std.} = 109 p_k \cdot \frac{R}{G_r}$ erreicht die Lokomotive eine Leistung:

11) $\dots N = \frac{87 G_r \cdot 109 p_k \cdot R}{270 G_r} = 35 R_{qm} \cdot p_k$ bzw.

11 a) $\dots N = 35 R_{km} \left(1 - \frac{R-3}{10}\right) \cdot p_k$,

die als Normalleistung zum Vergleich dienen kann.

i) Leistungsgrenze bei kleinster Füllung. Im Betriebe kann mit einer kleinsten Füllung von etwa $\epsilon = 0,2$ und mit dem entsprechenden mittleren Druck $p_{min} = 3,2 \text{ kg/qcm}$ gerechnet werden. Demnach beträgt die kleinste Zugkraft: $Z_{min} = \frac{3,2}{3,7} Z_m = 0,865 Z_m$, bzw. $\frac{Z_{min}}{G_r} = 75 \text{ kg}$, die bei der größten Fahrgeschwindigkeit $V_{max} = 1,25 V$ (meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit) abgegeben wird.

k) Leistungsgebiet der Dampflokomotive. Zwischen der Zugkraft an der Reibungsgrenze und der Zugkraft bei kleinster Füllung liegt das Leistungsgebiet der Dampflokomotive, dessen Grenzen durch den größten und kleinsten mittleren Druck im Verhältnis: $3,2 : 8,5 = 1 : 2,65$ bestimmt werden.

1) Zusammenfassung. Mit Hilfe der Gleichungen:

4) Hubvolumen bezogen auf das Reibungsgewicht: $\frac{C_i}{G_r} = 52,2 \cdot \frac{D}{p_k}$,

7) Kesselgröße » » » » $\frac{R_{qm}}{G_r} = \frac{V_{km|Std.}}{109 p_k}$,

10) Meistgebrauchte Zugkraft bezogen auf das

Reibungsgewicht $\dots \frac{Z_m}{G_r} = 87 \text{ kg}$,

lassen sich für jede Dampflokomotive ein ihren Hauptabmessungen eigentümliches Reibungsgewicht, eine entsprechende meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit und eine Normalleistung er-

mitteln, die für eine auf 1 t Reibungsgewicht abzugebende Zugkraft von 200 kg an der Reibungsgrenze und von 87 kg bei günstigster Fahrgeschwindigkeit als Vergleichsgrundlage der verschiedenen Typen von Dampflokomotiven untereinander und mit andersartigen Lokomotiven dienen können, um allein ausgehend vom Reibungsgewicht gleichwertige Lokomotiven gegenüber zu stellen, in ihren Betriebsverhältnissen zu beurteilen oder in ihren Hauptabmessungen festzulegen.

Nach diesem Vergleichsverfahren sind in Zusammenstellung I einige wichtige Dampflokomotiven einander gegenüber gestellt, während in Abb. 1 (S. 254) ein Überblick über die Betriebsverhältnisse derartiger Lokomotiven bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten gegeben ist.

II. Leistung und Betriebsverhältnisse bei Diesellokomotiven mit unveränderlicher Kraftübertragung.

Durch Einbau einer Dieselmachine in das Fahrgestell einer Lokomotive lassen sich grundsätzlich die gleichen Betriebsverhältnisse schaffen, wie bei der Dampflokomotive, wenn die Zylindergröße der Dieselmachine entsprechend bemessen wird. Allerdings stehen einer Ausführung mancherlei Schwierigkeiten entgegen, die aber zunächst aufser Acht gelassen werden sollen.

a) Zylinderzugkraft. Bei einer Diesellokomotive mit unveränderlicher unmittelbarer Kraftübertragung von der Dieselmachine auf die Treibräder ergeben:

i Arbeitszylinder mit

d_{cm} Durchmesser und s_m Hub,

D_m Treibraddurchmesser,

p_m kg/qcm mittlerer Arbeitsdruck,

der Wirkungsgrad η in der Kraftübertragung,

am Treibradumfang eine verfügbare Zugkraft:

$$Z = \frac{i \cdot \pi d^2 s}{4} \cdot \frac{p_m \cdot \eta}{\pi \cdot D} \text{ für die einfachwirkende Viertaktmaschine,}$$

$$Z = \frac{i \cdot \pi d^2 s}{4} \cdot \frac{p_m \cdot \eta}{\pi \cdot D} \text{ für die einfachwirkende Zweitaktmaschine.}$$

Bezogen auf das Hubvolumen von C Litern gilt demnach

$$12a) \dots \frac{Z}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \text{ für die einfachwirkende Viertaktmaschine,}$$

$$12b) \dots \frac{Z}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \text{ für die einfachwirkende Zweitaktmaschine.}$$

Wird eine schnelllaufende Dieselmachine eingebaut, die eine feste Vorgelegeübersetzung mit dem Übersetzungsverhältnis »w« erforderlich macht, dann gilt für die Zugkraft, bezogen auf das Hubvolumen von C Litern:

$$13a) \dots \frac{Z}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \cdot w \text{ für die Viertaktmaschine,}$$

$$13b) \dots \frac{Z}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \cdot w \text{ für die Zweitaktmaschine.}$$

b) Mittlerer Arbeitsdruck bei Dieselmachines. Nach Löffler-Riedler ist bei Dieselmachines im Dauerbetrieb ein mittlerer Druck von 4 bis 8 kg/qcm zu erreichen.

Die Annahme hochwertiger Dieselmachines für den Lokomotivbetrieb wird es rechtfertigen, als Wert für den mittleren Arbeitsdruck bei Dauerleistung $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ in die weitere Betrachtung einzuführen.

Derartige Dieselmachines vertragen eine Füllungserhöhung, die einen um etwa 20 v. H. höheren mittleren Arbeitsdruck, d. h. also $p_{max} = 9 \text{ kg/qcm}$ als oberen Grenzwert anzunehmen gestattet.

c) Wirkungsgrade. Als Wirkungsgrad der Dieselmachines zur Berechnung der Nutzleistung wird bei Löffler-

Riedler der Wert 0,65 bis 0,85 angegeben. Ausgehend hiervon sei als Wirkungsgrad für Diesellokomotiven mit unmittelbarem Antrieb der Treibräder

$$\eta = 0,75 \text{ bei Viertaktmaschinen und}$$

$$\eta = 0,7 \text{ bei Zweitaktmaschinen angenommen.}$$

Ist in die Übertragung ein Vorgelege eingeschaltet, so ist mit einer Abnahme des Wirkungsgrades zu rechnen auf

$$\eta = 0,65 \text{ bei Viertaktmaschinen und}$$

$$\eta = 0,6 \text{ bei Zweitaktmaschinen.}$$

d) Meistgebrauchte Zugkraft. Man wird geneigt sein, nach dem Vorbilde der Dampflokomotive das Hubvolumen der Arbeitszylinder auch bei der Diesellokomotive so zu berechnen, daß die meistgebrauchte Zugkraft mit dem mittleren Arbeitsdruck bei Dauerleistung $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ geleistet wird. Dies ist aber bei Diesellokomotiven mit unveränderlicher Kraftübertragung nicht richtig, weil die mögliche Steigerung des mittleren Arbeitsdruckes auf seinen Höchstwert zu gering ist, um den im Betriebe erforderlichen und von der Dampflokomotive erreichbaren Zugkraftüberschuß für das Anfahren und für Steigungen zur Verfügung zu haben. Man muß vielmehr, um die Betriebsverhältnisse von Dampflokomotiven zu erreichen, als mittleren Druck für die meistgebrauchte Zugkraft einen Wert zugrunde legen, der sich zu dem in der Dieselmachine erreichbaren Höchstdruck von $p_{max} = 9 \text{ kg/qcm}$ verhält, wie der mittlere Arbeitsdruck der Dampflokomotive bei wirtschaftlicher Füllung $p_m = 3,7 \text{ kg/qcm}$ zum Höchstdruck bei größter Füllung $p_{max} = 8,5 \text{ kg/qcm}$. Es wäre demnach als mittlerer Druck für die meistgebrauchte Zugkraft bei Diesellokomotiven mit unveränderlicher Übertragung einzusetzen:

$$p_m = \frac{3,7}{8,5} \cdot 9 = 3,9 \text{ kg/qcm.}$$

Auf dieser Grundlage gelten zwischen den den Verhältnissen der Dampflokomotive entsprechenden meistgebrauchten Zugkraft und dem Hubvolumen der Diesellokomotive mit unveränderlicher Übertragung die Beziehungen:

$$14a) \dots \frac{Z_m}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 3,9 \cdot 0,75 = \frac{4,7}{D} \text{ kg bei einfachwirkendem Viertakt,}$$

$$14b) \dots \frac{Z_m}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 3,9 \cdot 0,7 = \frac{8,75}{D} \text{ kg bei einfachwirkendem Zweitakt,}$$

$$14c) \dots \frac{Z_m}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 3,9 \cdot 0,65 \cdot w = 4,05 \frac{w}{D} \text{ kg bei einfachwirkendem Viertakt mit Vorgelegeübersetzung »w«,}$$

$$14d) \dots \frac{Z_m}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 3,9 \cdot 0,6 \cdot w = 7,4 \frac{w}{D} \text{ kg bei einfachwirkendem Zweitakt mit Vorgelegeübersetzung »w«.}$$

e) Reibungsgewicht und Zylindergröße. Maßgebend für das Reibungsgewicht ist die größte Zylinderzugkraft. Diese ergibt sich aus dem größten mittleren Druck und demzufolge läßt sich unter Annahme einer Reibungsziffer von $\frac{1}{5}$,

d. h. für das Reibungsgewicht $G_r = \frac{5}{1000} \cdot Z_{max}$ das auf 1 t

Reibungsgewicht bei Diesellokomotiven mit unveränderlicher Übertragung erforderliche Hubvolumen, wie folgt bestimmen:

$$15a) \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 9 \cdot 0,75 = \frac{10,7}{D} \text{ oder}$$

$$\frac{G_r}{C} = \frac{200}{10,7} \cdot D = 18,7 D \text{ bei einfachwirkendem Viertakt,}$$

$$15b) \dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 9 \cdot 0,7 = \frac{19,6}{D} \text{ oder}$$

$$\frac{G_r}{C} = \frac{200}{19,6} \cdot D = 10,2 D \text{ bei einfachwirkendem Zweitakt}$$

und mit der Vorgelegeübersetzung »w«.

Zusammenstellung I.

Bezeichnung der Lokomotive	Hauptabmessungen						Werte der Vergleichsgrundlage							Be- merkungen
	Zylinder- abmessungen <i>mm</i>	Kesseldruck P_k <i>kg/cm²</i>	Treibrad- durchmesser <i>D</i> <i>mm</i>	Rostfläche <i>R</i> <i>qm</i>	Reibungs- gewicht Q_r <i>t</i>	Dienstgewicht Q_d <i>t</i>	Hubvolumen <i>C</i> <i>l</i>	Reibungsgewicht $\frac{P_k \cdot C}{Gr} = 52,2 \cdot D$ <i>V_{km/Std.}</i>	Meistgebrauchte Fahr- geschwindigkeit <i>V_m</i> <i>km/Std.</i>	Meistgebrauchte Zugkraft Z_m <i>kg</i>	Reibungs- zugkraft Z_R <i>kg</i>	Fahrtgeschwindigkeit an der Reibungsgrenze V_R	Normalleistung <i>N</i>	
Preussische Staatsbahn 2 B-h 2 S 6	550/630	12	2100	2,3	32	54	298	32,8	92	2850	6560	31,5	970	$\frac{C}{Q_r} = \frac{C}{G_r}$
Sao-Paulo-Bahn 2 B-n 2 gebaut von Borsig	560/640	12	1676	3,1	38,4	64,6	315	43	93	3740	8600	32	1280	$\frac{C}{Q_r}$ zu groß
Preussische Staatsbahn 2 C-h 2 P 8	575/630	12	1750	2,62	51,9	74,4	330	43,5	78	3800	8700	26,5	1100	$\frac{C}{Q_r} < \frac{C}{G_r}$
Deutsche Reichsbahn 2 C-h 3 S 10	3 × 500/630	14	1980	2,82	51,4	80	390	52,7	84	4580	10540	28,5	1380	$\frac{C}{Q_r} \approx \frac{C}{G_r}$
Deutsche Reichsbahn 2 D-h 3 P 10	3 × 520/660	14	1750	4,0	68	98	420	64	85	5580	12800	29	1760	$\frac{C}{Q_r} \approx \frac{C}{G_r}$
Southern Railway 1 C-3	3 × 406/711	13,4	1676	2,3	—	80	278	41,6	80,5	3630	8320	27,4	1080	
Tschechoslowakische Bahn 1 C 1-2 Erste böhm. Maschfb., Prag	570/680	13	1780	4,0	—	73,9	350	48,6	105	4240	9720	36	1650	
Preussische Staatsbahn D-h 2 G 8	600/660	12	1350	2,3	56	56	375	63,5	47,5	5500	12600	16,2	970	$\frac{C}{Q_r} > \frac{C}{G_r}$
Preussische Staatsbahn 1 D 1-h 2 T T 141, Gt. 46.17	600/660	12	1350	2,5	70,5	103	375	63,5	51,5	5500	12600	17,5	1050	$\frac{C}{Q_r} < \frac{C}{G_r}$
Spanische Staatsbahn 2 D-3 gebaut Jorkshire Engine Co	3 × 520/660	13	1560	4,65	62	88	420	66,8	82	5800	13360	28	1760	$\frac{C}{Q_r} \approx \frac{C}{G_r}$
Chicago Rock-Island 2 D 1-2	711/711	13	1753	5,8	102	152	570	80,5	72	7000	16100	24,5	1900	$\frac{C}{Q_r} < \frac{C}{G_r}$
Deutsche Reichsbahn E-h 2 T 16, Gt. 55.17	610/660	12	1350	2,25	84	84	385	65	45,5	5650	13000	15,5	950	$\frac{C}{Q_r} < \frac{C}{G_r}$
Deutsche Reichsbahn 1 E 1-h 2 T 20, Gt. 57.18	700/660	14	1400	4,37	95,2	127	510	97,5	58	8500	19500	20	1830	$\frac{C}{Q_r} \approx \frac{C}{G_r}$
Russische Bahnen E-h 2 Einheitslokomotive	650/700	12	1320	4,46	80,5	80,5	465	80	64	6900	16000	22	1650	$\frac{C}{Q_r} = \frac{C}{G_r}$
Deutsche Reichsbahn 1 E-h 3 G 12	3 × 570/660	14	1400	3,9	80	93	500	95,5	58	8300	19100	19,5	1800	$\frac{C}{Q_r} > \frac{C}{G_r}$
Baltimore Ohio 1 E 1-2	762/813	14	1473	8,2	153	184	750	136	43	12000	27200	14,5	1900	$\frac{C}{Q_r} < \frac{C}{G_r}$
Italienische Bahnen Typ 746 1 E-2	670/650	12	1370	4,3	75	90	460	76	64	6600	15200	22	1570	$\frac{C}{Q_r} = \frac{C}{G_r}$

$$15c) \dots \frac{Z_{\max}}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 9 \cdot 0,65 w = \frac{9,3}{D} w \text{ oder}$$

$$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{9,3} \cdot \frac{D}{w} = 21,5 \cdot \frac{D}{w} \text{ bei einfachwirkendem Viertakt,}$$

$$15d) \dots \frac{Z_{\max}}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 9 \cdot 0,6 w = 17,2 \frac{w}{D} \text{ oder}$$

$$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{17,2} \cdot \frac{D}{w} = 11,6 \frac{D}{w} \text{ bei einfachwirkendem Zweitakt.}$$

f) Fahrgeschwindigkeit. Bei Diesellokomotiven ist die Fahrgeschwindigkeit allein abhängig von der Drehzahl, für die die Dieselmachine berechnet ist, und von dem Treibraddurchmesser. Man wird dann die Dieselmachine so durchbilden, daß sie ihre günstigste Drehzahl n bei der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit V erreicht. Es gilt demnach für Diesellokomotiven mit unmittelbarer Kraftübertragung

$$16a) \dots n = \frac{1000 \cdot V}{60 \cdot \pi D} = 5,3 \frac{V}{D} \text{ und mit der Vorgelegeübersetzung »w«.}$$

$$16b) \dots n = 5,3 \cdot \frac{V}{D} \cdot w.$$

g) Normalleistung der Diesellokomotive. Entsprechend der Dampflokomotive ergibt sich auch bei der nach den Gleichungen 15a bis 15d berechneten Diesellokomotive die meistgebrauchte Zugkraft je Tonne Reibungsgewicht mit einem mittleren Druck von $p_m = 3,9 \text{ kg/qcm}$ zu $\frac{Z_m}{G_r} = 87 \text{ kg}$, während die Zugkraft an der Reibungsgrenze $\frac{Z_{\max}}{G_r} = 200 \text{ kg}$ beträgt.

Mit der meistgebrauchten Zugkraft $\frac{Z_m}{G_r} = 87 \text{ kg}$ und der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit »V« ergibt sich die Normalleistung bezogen auf das Reibungsgewicht als Vergleichsgrundlage:

$$17a) \dots N = \frac{87 G_r \cdot V}{270} \text{ oder } = \frac{87 \cdot G_r \cdot n \cdot D}{270 \cdot 5,3} = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5}$$

für unmittelbaren Antrieb,

$$17b) \dots N = \frac{87 G_r \cdot V}{270 \cdot w} \text{ oder } = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5 \cdot w} \text{ für eine Vorgelegeübersetzung »w«.}$$

h) Leistungsgrenze bei kleinster Füllung. Die Füllung der Dieselmachine läßt sich ohne weiteres soweit herabsetzen, wie es bei der Dampflokomotive durch die Kesselgröße für die größte Fahrgeschwindigkeit bedingt wird. Man hätte demnach für die gleichen Betriebsverhältnisse mit einem kleinsten mittleren Druck $p_{\min} = 0,865 p_m$, d. h. mit $p_{\min} = 0,865 \cdot 3,9 = 3,38 \text{ kg/qcm}$ zu rechnen.

i) Leistungsgebiet der Diesellokomotive mit unveränderlicher Übertragung. Demgemäß ergibt sich auch das Leistungsgebiet im Verhältnis des kleinsten zum größten mittleren Druck zu $\frac{3,38}{9} = \frac{1}{2,66}$.

k) Zusammenfassung. Mit Hilfe der Gleichungen:

$$15a) \text{ Hubvolumen bezogen auf das Reibungsgewicht } \frac{C_l}{G_{r,t}} = 18,7 D$$

bei einfachwirkendem Viertakt,

$$15b) \text{ Hubvolumen bezogen auf das Reibungsgewicht } \frac{C_l}{G_{r,t}} = 10,2 D$$

bei einfachwirkendem Zweitakt,

$$16a) \text{ Drehzahl bezogen auf die meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit } \dots n = 5,3 \frac{V}{D},$$

$$17a) \text{ Normalleistung bezogen auf das Reibungsgewicht } N = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5}$$

bzw. die entsprechenden Gleichungen 15c, 15d, 16b und 17b bei Berücksichtigung einer Vorgelegeübersetzung »w« lassen sich für Diesellokomotiven mit unveränderlicher Kraftübertragung auf der gleichen Vergleichsgrundlage wie unter Ie für Dampflokotiven, nämlich bezogen auf eine Zugkraft von 200 kg je Tonne Reibungsgewicht an der Reibungsgrenze, sowie auf eine meistgebrauchte Zugkraft von 87 kg je Tonne Reibungsgewicht und auf eine Normalleistung bei einer meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit von $0,8$ der Höchstgeschwindigkeit, die Hauptabmessungen festlegen und Vergleiche anstellen.

Im Betriebe wird aber eine derartige Diesellokomotive mit unveränderlicher Übersetzung insofern ein abweichendes Verhalten gegenüber der Dampflokomotive zeigen, als die Dieselmachine zwischen den beiden Leistungsgrenzen bei kleinster und größter Drehzahl bzw. Fahrgeschwindigkeit teilweise erheblich höhere Werte des mittleren Arbeitsdruckes erreicht als die Dampflokomotive bei den entsprechenden Fahrgeschwindigkeiten. Es ergeben sich so ungefähr die in Schaubild 2 dargestellten Betriebsverhältnisse. Danach liegt die günstigste Fahrgeschwindigkeit der Diesellokomotive, bei der die Dieselmachine mit ihrem wirtschaftlichen mittleren Arbeitsdruck von $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ und mit ihrer günstigsten Drehzahl arbeitet, etwa bei 60 v. H. der Höchstfahrgeschwindigkeit, während die der Dampfmaschine entsprechende meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit eine um 30 v. H. über der normalen liegende Drehzahl der Dieselmachine ergibt. Bei der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit (80 v. H. der Höchstfahrgeschwindigkeit) erreicht aber die Dieselmachine noch einen mittleren Druck von $p_m = 5,6 \text{ kg/qcm}$ und gibt somit eine Zugkraft von 130 kg je Tonne Reibungsgewicht gegenüber der meistgebrauchten Zugkraft der Dampflokomotive von 87 kg je Tonne Reibungsgewicht ab. Mit dem wirtschaftlichen mittleren Druck $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ ist bei 60 v. H. der Höchstgeschwindigkeit eine Zugkraft von 166 kg je Tonne Reibungsgewicht am Treibrad verfügbar.

III. Leistung und Betriebsverhältnisse bei Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung.

a) Zylinderzugkraft. Für die Abhängigkeit von Zugkraft, Zylinderhubvolumen, Treibraddurchmesser und mittlerem Arbeitsdruck voneinander gelten Gleichungen 12a) $\frac{Z}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot \eta p_m$ und 12b) $\frac{Z}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot \eta p_m$ ohne und 12c) $\frac{Z}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \cdot w$ und 12d) $\frac{Z}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot \eta \cdot p_m \cdot w$ mit fester Vorgelegeübersetzung auch bei veränderlicher Kraftübertragung.

b) Mittlerer Arbeitsdruck. Wie unter IIb sind der wirtschaftliche mittlere Arbeitsdruck bei Dauerleistung zu $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ und der höchste mittlere Druck zu $p_{\max} = 9 \text{ kg/qcm}$ anzunehmen.

c) Wirkungsgrade. Auch für die Wirkungsgrade können die gleichen Werte wie unter IIc eingeführt werden.

d) Änderung der Kraftübertragung. Bei Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung muß grundsätzlich das Hubvolumen so berechnet werden, daß die meistgebrauchte Zugkraft mit dem wirtschaftlichen mittleren Arbeitsdruck $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ abgegeben wird. Andererseits soll aber durch die Änderung der Kraftübertragung erreicht werden, daß auch die Zugkraft an der Reibungsgrenze mit dem wirtschaftlichen mittleren Arbeitsdruck $p_i = 7,5 \text{ kg/qcm}$ geleistet wird. Um die gleichen Betriebsverhältnisse, wie bei der Dampflokomotive zu ermöglichen, muß daher die Übersetzungsänderung so groß sein, daß, bezogen auf 1 t Reibungsgewicht sowohl die meistgebrauchte Zugkraft von 87 kg als auch die Reibungszugkraft von 200 kg am Treibrad verfügbar sind, wenn die

Antriebsmaschine mit dem gleichen mittleren Druck arbeitet. Es muß also die Kraftübertragung im Verhältnis 87 : 200 = 1 : 2,3 veränderlich sein.

Diese Änderung kann in Stufen durch Zahnrad- oder hydraulische Getriebe, vorteilhafter stetig durch elektrische Kraftübertragung oder geeignete mechanische Getriebe erfolgen. Dabei werden die stetig veränderlichen Getriebe zweckmäßig so ausgebildet, daß die Übersetzung zwischen der Reibungszugkraft und der meistgebrauchten Zugkraft stetig veränderlich ist, während sich die Zugkraft bei den Fahrgeschwindigkeiten zwischen der meistgebrauchten (80 v. H. der Höchstgeschwindigkeit) und der Höchstfahrgeschwindigkeit mit unveränderter Übersetzung aus dem jeweiligen der erhöhten Drehzahl der Maschine entsprechenden mittleren Druck ergibt.

e) Meistgebrauchte Zugkraft. Auf dieser Grundlage gelten bei Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung für die meistgebrauchte Zugkraft, d. h. die Zugkraft bei 80 v. H. der Höchstfahrgeschwindigkeit, in Abhängigkeit vom Hubvolumen und dem Treibraddurchmesser die Beziehungen:

18a) $\frac{Z_{m\ kg}}{C_l} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 0,75 = \frac{9}{D_m}$ beim einfachwirkenden Viertakt,

18b) $\frac{Z_{m\ kg}}{C_l} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 0,7 = \frac{16,6}{D_m}$ beim einfachwirkenden Zweitakt.

18c) $\frac{Z_{m\ kg}}{C_l} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 0,65 \cdot w = \frac{7,75}{D} \cdot w$ beim einfachwirkenden Viertakt mit Vorgelegeübersetzung »w«,

18d) $\frac{Z_{m\ kg}}{C_l} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 0,6 \cdot w = \frac{14,3}{D} \cdot w$ beim einfachwirkenden Zweitakt mit Vorgelegeübersetzung »w«.

f) Reibungsgewicht und Zylinderhubvolumen. Um das Hubvolumen in Abhängigkeit vom Reibungsgewicht und dem Treibraddurchmesser bestimmen zu können, hat man nur zu berücksichtigen, daß die Zugkraft an der Reibungsgrenze $Z_{max\ kg} = 200 G_{r,t}$ betragen und daß diese Zugkraft mit dem durch die veränderte Kraftübertragung im Verhältnis 1 : 2,3 erhöhten mittleren Druck von $p_i = 7,5\ kg/cm$ abgegeben werden soll. Man erhält dann unter Anrechnung eines durch die Übersetzung verminderten Wirkungsgrades die Rechnungswerte:

19a) $\dots \frac{Z_{max\ kg}}{C_l} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 2,3 \cdot 0,7 = \frac{19,4}{D_m}$ oder

$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{19,4} \cdot D = 10,3 D_m$ beim einfachwirkenden Viertakt,

19b) $\dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 2,3 \cdot 0,65 = \frac{35,6}{D}$ oder

$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{35,6} \cdot D = 5,6 D_m$ beim einfachwirkenden Zweitakt,

und für den Fall einer festen Vorgelegeübersetzung w

19c) $\dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{5}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 2,3 \cdot 0,6 \cdot w = 16,5 \frac{w}{D}$

$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{16,5} \cdot \frac{D}{w} = 12,1 \frac{D_m}{w}$ beim einfachwirkenden Viertakt,

19d) $\dots \frac{Z_{max}}{C} = \frac{10}{\pi \cdot D} \cdot 7,5 \cdot 2,3 \cdot 0,55 \cdot w = 30,1 \frac{w}{D}$

$\frac{C_l}{G_{r,t}} = \frac{200}{30,1} \cdot \frac{D}{w} = 6,6 \frac{D_m}{w}$ beim einfachwirkenden Zweitakt.

Zusammenstellung II.

Treibraddurchmesser		mm	1350	1500	1600	1750	1980	2100		
Übliche meistgebrauchte Fahrgeschwindigkeit		km/Std.	55	65	70	75	85	90		
Drehzahl bei der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit in der Minute			216	230	232	228	228	227		
Rostfläche der Dampflokomotive mit 14 at Kesseldruck		qm	0,036	0,0425	0,046	0,049	0,055	0,059		
Hubvolumen der Dampflokomotive mit 14 at Kesseldruck		l	5,05	5,6	6,0	6,55	7,4	7,85		
Auf 1 Tonne Reibungs- gewicht	Hubvolumen einer Diesel- lokomotive in Litern	mit unveränderlicher Kraft- übertragung	einfachwirkende Viertaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	25,3	28,1	30	32,6	37	39,4
				mit Vorgelegeübersetzung 1 : 2	14,5	16,1	17,2	18,8	21,3	22,6
		mit veränderlicher Kraft- übertragung	einfachwirkende Zweitaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	13,8	15,3	16,3	17,8	20,3	21,4
				mit Vorgelegeübersetzung 1 : 1,5	10,4	11,6	12,4	13,6	15,4	16,3
		mit unveränderlicher Kraft- übertragung	einfachwirkende Viertaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	13,9	15,5	16,5	18,0	20,5	21,6
				mit Vorgelegeübersetzung 1 : 2	8,2	9,1	9,7	10,6	12,0	12,75
		mit veränderlicher Kraft- übertragung	einfachwirkende Zweitaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	7,55	8,4	9,0	9,8	11,1	11,8
				mit Vorgelegeübersetzung 1 : 1,5	5,95	6,6	7,05	7,7	8,7	9,25

Zusammenstellung III.

Bezeichnung der Dampflokomotive				Preufs. Staatsbahn 2 B - 2 S 6	Preufs. Staatsbahn 2 C - 2 P 8	Deutsche Reichsbahn 2 C - 3 S 10	Deutsche Reichsbahn 2 D - 2 P 10	Preufs. Staatsbahn D - 2 G 8	Deutsche Reichsbahn 1 E - 3 G 12	
Reibungsgewicht der Dampflokomotive				t	32	51,9	51,4	68	56	80
Treibraddurchmesser der Dampflokomotive				mm	2100	1750	1980	1750	1350	1400
Kesseldruck der Dampflokomotive				kg/qcm	12	12	14	14	12	14
Hubvolumen der Dampflokomotive				l	298	330	390	420	375	500
Errechnetes Reibungsgewicht als Vergleichsgrundlage				t	32,8	43,5	52,7	64	47,5	95,5
Hubvolumen einer gleichwertigen Diesellokomotive in Litern	mit unveränderlicher Kraftübertragung	einfachwirkende Viertaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	1298	1410	1950	2080	1200	2500	
			mit Vorgelegeübersetzung 1:2	740	820	1120	1200	690	1440	
		einfachwirkende Zweitaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	700	770	1070	1130	660	1370	
			mit Vorgelegeübersetzung 1:1,5	585	590	810	875	490	1030	
	mit veränderlicher Kraftübertragung	einfachwirkende Viertaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	720	785	1100	1150	670	1380	
			mit Vorgelegeübersetzung 1:2	420	460	630	680	390	805	
		einfachwirkende Zweitaktmaschine	mit unmittelbarem Antrieb	385	425	532	626	362	750	
			mit Vorgelegeübersetzung 1:1,5	305	332	456	490	285	585	

g) Leistungsgebiet der Diesellokomotive mit veränderlicher Kraftübertragung. Während bei der Dampflokomotive und bei der Diesellokomotive mit unveränderlicher Kraftübertragung das Leistungsgebiet der Lokomotive mit demjenigen der Antriebsmaschine übereinstimmt, so daß sich die Zugkraft unmittelbar aus dem mittleren Arbeitsdruck ergibt, hängen die Leistungsgrenzen der Antriebsmaschine von Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung davon ab, wie die Kraftübertragung innerhalb des gesamten Leistungsgebietes der Lokomotive geändert wird. Wenn dies in mehreren Stufen geschieht, so gilt für die volle Ausnutzung der einzelnen Stufen, daß die veränderte Übersetzung beim Übergang von einer Stufe zur anderen ein gleiches Drehmoment und die gleiche Drehzahl an den Treibrädern ergibt, wie vor der Übersetzungsänderung. Hierdurch sind eine obere und eine untere Leistungsgrenze der Maschine bestimmt, an denen sich innerhalb einer jeden Stufe die Drehzahlen der Antriebsmaschine im Verhältnis der Übersetzungsänderung in den Stufen umgekehrt verhalten müssen wie die ihnen entsprechenden Drehmomente. Um die verlangten Zugkräfte an den Treibrädern für alle Fahrgeschwindigkeiten abzugeben, arbeitet so die Antriebsmaschine in jeder Stufe immer wieder innerhalb eines bestimmten Leistungsgebietes, dessen Grenzen je nach der Stufenzahl enger oder weiter voneinander und von dem wirtschaftlichen mittleren Arbeitsdruck entfernt liegen.

Erfolgt die Änderung der Zugkraftübertragung stetig, so arbeitet die Antriebsmaschine dauernd mit dem wirtschaftlichen mittleren Druck.

Einen Vergleich der Leistungsgebiete bei den verschiedenen Kraftübertragungen ermöglichen die Schaubilder in den Abb. 1 bis 4.

h) Fahrgeschwindigkeit und Drehzahl der Maschine. Zwischen der Fahrgeschwindigkeit und der Maschinendrehzahl bestehen die gleichen Beziehungen wie bei der Diesellokomotive mit unveränderlicher Kraftübertragung, nur ist dabei zu berücksichtigen, daß durch die veränderte Kraftübertragung auch die Drehzahl sich ändert. Es gilt daher die Beziehung:

20) $\dots n = 5,3 \cdot \frac{V}{D} \cdot w_x$, wobei w_x die jeweilige Übersetzung in der Kraftübertragung angibt, die bei der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit gleich 1 ist.

i) Normalleistung der Diesellokomotive mit veränderlicher Übersetzung. Aus der meistgebrauchten Zugkraft $\frac{Z_m}{G_r} = 87 \text{ kg}$, die mit einem wirtschaftlichen mittleren Druck abgegeben wird, und aus der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit, bei der die Maschine mit ihrer günstigsten Drehzahl arbeitet, ergibt sich für die Normalleistung der Rechnungswert:

21a) $N = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5}$ ohne und 21b) $N = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5 \cdot w}$ mit einer Übersetzung w.

k) Zusammenfassung. Durch die Gleichungen:

19a) Hubvolumen bezogen auf das Reibungsgewicht $\frac{C_l}{G_{r,t}} = 10,3 D$

bei einfachwirkendem Viertakt,

19b) Hubvolumen bezogen auf das Reibungsgewicht $\frac{C_l}{G_{r,t}} = 5,6 D$

bei einfachwirkendem Zweitakt,

20) Drehzahl bezogen auf die meistgebrauchte

Fahrgeschwindigkeit. $n = 5,3 \frac{V}{D} w_x$,

21d) Normalleistung bezogen auf das Reibungsgewicht $N = \frac{G_r \cdot n \cdot D}{16,5}$

bzw. durch die Gleichungen 19c), 19d) und 21b) bei Berücksichtigung einer Vorgelegeübersetzung ist für Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung eine Grundlage zum Vergleich mit gleichwertigen Dampflokotiven und anderen Dampflokotiven gegeben, die vom Reibungsgewicht der Loko-

Zusammenstellung III die Hauptabmessungen der verschiedenartigen gleichwertigen Diesellokomotiven zu entnehmen sind.

Endlich läßt sich ein Überblick über die Betriebsverhältnisse der Diesellokomotive mit veränderlicher Kraftübertragung, d. h. über die aus dem jeweiligen mittleren Druck bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten verfügbaren Zugkräfte aus Abb. 3 bei dreifach abgestufter und aus Abb. 4 bei stetig veränderlicher Kraftübertragung gewinnen.

IV. Schlusfolgerungen für die bauliche Durchbildung von Diesellokomotiven.

Als erste ausgeführte Diesellokomotive ist die Sulzersche Thermolokomotive bekannt geworden. Sie ist beschrieben in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Band 57, Seite 1325, woraus als Hauptabmessungen ein Treibraddurchmesser von 1750 mm und ein Zylinderhubvolumen der Zweitaktmaschine von 250 l zu entnehmen sind. Hieraus ergibt die Anwendung der Gleichung 15b), daß diese Thermolokomotive ein Reibungsgewicht $G_r = \frac{250}{10,2 \cdot 1,75} = 14 t$ ausnutzt.

Sie würde also einer Dampflokomotive mit 14 t Reibungsgewicht gleichwertig sein, die unter Annahme eines Kesseldruckes von 12 kg/qcm und einer meistgebrauchten Geschwindigkeit von 75 km/Std. ein Zylinderhubvolumen von 106 l und einen Rost von 0,8 qm hat. Allerdings vermag die Thermolokomotive bei der meistgebrauchten Fahrgeschwindigkeit eine Zugkraft abzugeben, die der meistgebrauchten Zugkraft einer Lokomotive von 27 t Reibungsgewicht mit 205 l Hubvolumen und 1,65 qm Rostfläche entspricht, sie erreicht aber die erhöhte Zugkraft dieser Dampflokomotive beim Anfahren und bei erhöhtem Fahrwiderstand auf Steigungen nur mit Hilfe der vorgesehenen Druckluftmotoren. Aus diesem Mißverhältnis ergeben sich klar die Gründe für das Versagen der Sulzerschen Thermolokomotive, welches Schicksal auch alle anderen Ausführungen von Thermo- und dergleichen Lokomotiven teilen werden.

Alle derartigen Lokomotiven haben den grundsätzlichen Fehler, das unwirtschaftliche Leistungsgebiet der Kolbendampflokomotive, das eine wirtschaftlich arbeitende Dieselmachine ohne besondere Maßnahmen nicht bewältigen kann, durch noch unwirtschaftlichere Hilfsantriebe zu überbrücken.

Ebensowenig sind aber auch die nach Abschnitt II richtig berechneten Diesellokomotiven mit unveränderlicher Kraftübertragung ausführbar, weil ihre Dieselantriebsmaschinen einmal ein zu großes Hubvolumen (siehe Zusammenstellungen II und III und bildliche Darstellung

Abb. 5) haben müssen und weil zum anderen das Leistungsgebiet in viel zu weiten Grenzen, sowohl hinsichtlich des mittleren Arbeitsdruckes als auch hinsichtlich der Drehzahlen (s. Abb 2) veränderlich sein muß, als daß dabei nur ein einigermaßen wirtschaftliches Arbeiten der Dieselmachine möglich ist.

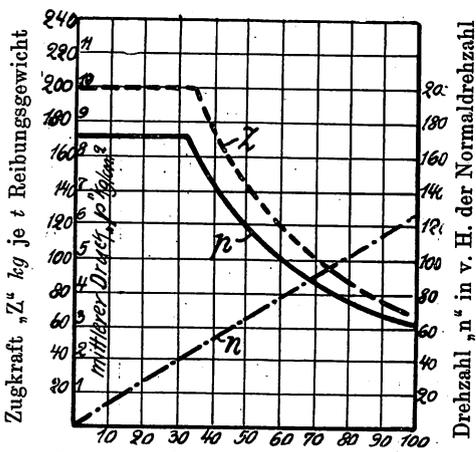


Abb. 1. Dampflokomotive.

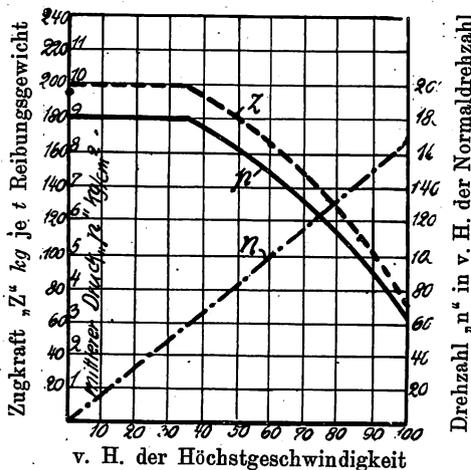


Abb. 2. Diesellokomotive mit unveränderlicher Kraftübertragung.

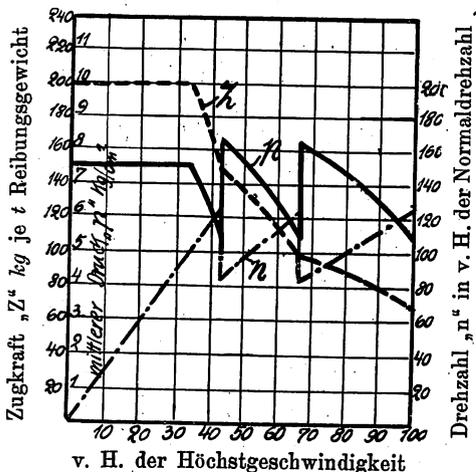


Abb. 3. Diesellokomotive mit Stufengetriebe.

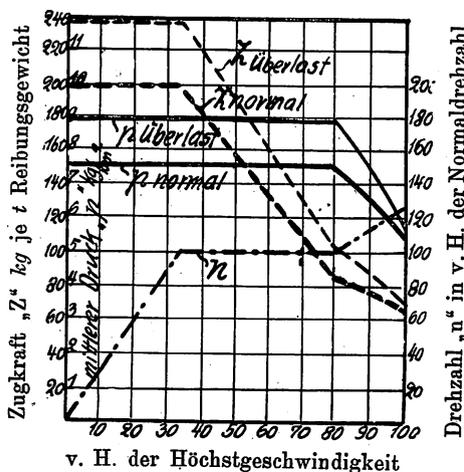


Abb. 4. Diesellokomotive mit stetig veränderlichem Getriebe.

motive ausgeht und eine außerordentlich einfache Beurteilung der verschiedenen Lokomotivarten nach ihrer Eigenart ermöglicht.

Eine zahlenmäßige Gegenüberstellung auf dieser Grundlage bezogen auf 1 t Reibungsgewicht geben die Zusammenstellung II und die bildliche Darstellung Abb. 5, während im Vergleich mit einigen wichtigen ausgeführten Dampflokotiven aus der

Da vielmehr die günstigste Wirkungsweise der Dieselmachine nur innerhalb eines sehr eng begrenzten Leistungsgebietes liegt,

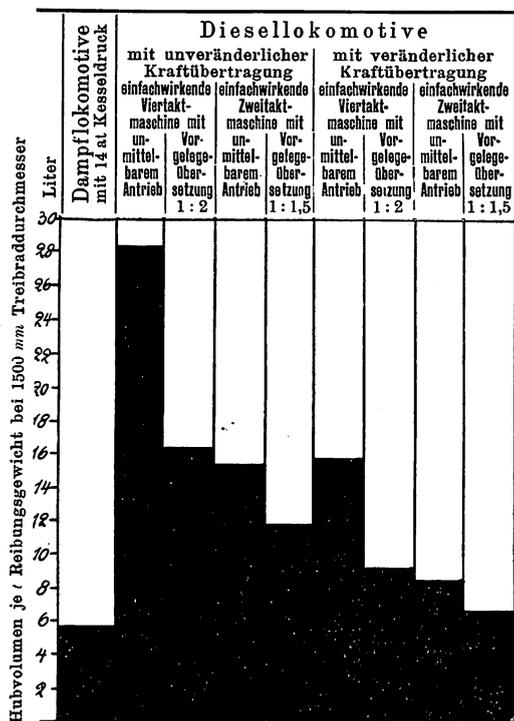


Abb. 5.

muß schliesslich auch bei Diesellokomotiven mit veränderlicher Kraftübertragung Wert auf möglichst geringe Schwankungen des wirtschaftlichen mittleren Druckes und der günstigsten Drehzahl gelegt werden. Das heisst, es sind bei Stufengetrieben möglichst viele Stufen vorzusehen. So lehrt das Schaubild 3, daß ein dreistufiges Getriebe vielleicht im äußersten Falle noch zulässig ist, daß eine Veränderung des mittleren Druckes und der Drehzahlen an der oberen und unteren Leistungsgrenze der Dieselmachine für jede Stufe im Verhältnis 1 : 1,52 erforderlich macht.

Unbedingt anzustreben aber ist, eine stetige Veränderung der Kraftübertragung zu verwirklichen. Nur dann kann man erwarten, daß die Versuche, die Kolbendampfmaschine durch andersartige Lokomotiven mit Diesel- oder Turbinenantriebsmaschinen zu ersetzen, keinen Fehlschlag bringen werden. Man wird sogar zu dem Schluß kommen, daß auch für die Kolbendampflokomotive durch das stetig veränderliche Vorgelege noch weitere Entwicklungsmöglichkeiten gegeben sind.

Aus diesen Erwägungen heraus kann man die bisher ausgeführten Diesellokomotiven, soweit etwas darüber bekannt geworden ist und auch die Turbolokomotive mit unveränderlicher Kraftübertragung nicht als brauchbar für den Fortschritt ansehen, weil dabei außer Acht gelassen wurde, daß die neuartige Antriebsmaschine nur dann die Kolbendampfmaschine übertreffen kann, wenn sie auch innerhalb desjenigen Leistungsgebietes, in dem die Kolbendampflokomotive unwirtschaftlich arbeitet, besondere Wirtschaftlichkeit aufweist. Hierfür bringt auch der Umweg über den elektrischen Betrieb schwerlich einen Nutzen, sondern nur ein geeignet ausgebildetes Getriebe mit stetig veränderlicher Übersetzung.

Die Diesellokomotive auf der Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure in Augsburg*).

Die diesjährige Hauptversammlung des Vereins Deutscher Ingenieure hat sich unter anderm auch eingehend mit der Frage der Diesellokomotive befaßt. Dr. Ing. Max Mayer, Eßlingen, behandelte hierbei »Die Diesellokomotive vom Standpunkt des Lokomotivbaues«, Dr. Ing. Josef Geiger, Augsburg, sprach über »Dieselmotor und Kraftübertragung für Großöllokomotiven« und W. Schumacher, Karlsruhe, über »Rohöllokomotiven mit kompressorlosem Dieselmotor und Flüssigkeitsgetriebe«. Von den Ausführungen der drei Redner soll im folgenden das wesentlichste wiedergegeben werden.

Weil der Lokomotivbetrieb Einfachheit und geringe Unterhaltungskosten verlangt, sollte nach Dr. Mayer das bewährte Laufwerk der Dampflokomotive möglichst beibehalten werden. Daraus ergibt sich dann für Dieselmotor-Fachleute und Lokomotivbauer die Notwendigkeit, die Umbildung des Dieselmotors von der ortsfesten Maschine zu einer Form zu vollziehen, die sich mit der überlieferten Laufwerksform der Lokomotive zu einer Einheit verbindet, welche den Eigentümlichkeiten des Lokomotivbetriebes Rechnung trägt. Die nächstgelegene Lösung hierzu, der unmittelbare, lokomotivmäßige Antrieb, ist unmöglich, so lange die Zugkraft- und Leistungskurven des Dieselmotors noch nicht den Erfordernissen des Lokomotivbetriebes entsprechen. Diese Verschiedenheit erfordert für alle Betriebszustände, die mit dem Schnittpunkt der Kurven von Dieselmotor und Lokomotivmaschine nicht zusammenfallen, eine Energieumformung, die unter allen Umständen ein lästiges Glied der Diesellokomotive bleiben wird, weniger wegen des Arbeitsverlustes, als wegen der damit verbundenen, im Lokomotivbau äußerst unerwünschten Vielteiligkeit. Zwar ist der Dieselmotor selbst schon eine sehr verwickelte Maschine, aber da er eine

*) Übersicht über die einschlägigen Vorträge; sie sind ausführlich veröffentlicht in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure Nr. 19 vom 9. Mai 1925.

geschlossene Einheit bildet, kann man sich mit ihm abfinden, sofern nur die Gesamtanlage einschließlich der Kraftübertragung sich aus Bauteilen zusammensetzt, die sich baulich in eine einfache Lokomotivform bringen lassen und deren Arbeitsvorgang zu einem im Betrieb günstigen Wirkungsgrad führt. Nach diesem Grundsatz ist die 2 C 2-Diesel-Druckluftlokomotive (Textabb. 1) entworfen, die z. Zt. in der Maschinenfabrik Eßlingen gebaut wird. Man erwartet von ihr einen thermischen Wirkungsgrad von 20 bis 25%. Allerdings läßt sich eine Lokomotive nicht nach dem thermischen Wirkungsgrad allein beurteilen. Wichtiger ist der Betriebswirkungsgrad, für dessen Güte in erster Linie größte Einfachheit maßgebend ist; sie gewährleistet beste Ausnutzungszahl, sowie geringe Anschaffungs-, Betriebs- und Ausbesserungskosten. Will man also der Diesellokomotive in erster Linie einen einheitlichen und geschlossenen Aufbau geben, so hat man ein besonderes Augenmerk darauf zu richten, daß dieses Bestreben nicht durch ein vielleicht hochwirtschaftliches, aber eben für den Lokomotivbetrieb nicht recht geeignetes Übertragungsmittel wieder zunichte gemacht wird, wie dies bei den wenigen bisher gebauten Groß-Diesellokomotiven der Fall zu sein scheint.

Dr. Mayer zeigt sodann an einigen Entwürfen, wie sich eine nach den erwähnten Grundsätzen gebaute Lokomotive mit den verschiedenen Kraftübertragungsmitteln durchbilden ließe. Ein — wie schon oben erwähnt — z. Zt. noch unausführbarer Entwurf mit unmittelbarem Antrieb, der einem vor einiger Zeit im Organ gezeigten französischen Vorschlag**) sehr ähnlich ist, scheint ihm für spätere Zeiten nicht aus dem Bereich des Möglichen gerückt. Die beiden Zylinder des langsam laufenden doppelwirkenden Zweitaktmotors liegen an einem Ende der 2 C 2-Lokomotive, auf der andern sind zwei Dampfzylinder angeordnet, die bis zum Arbeitsbeginn der

**) Organ 1924, S. 365.

Dieselsylinder unter Dampf arbeiten und während der Betriebszeit der letzteren als Spülpumpen dienen. Den erforderlichen Dampf liefert ein öl- und abgasgeheizter Kessel. Dr. Mayer hat die Schwierigkeiten dieses Entwurfs nicht erwähnt, es sind fast dieselben, die Dr. Geiger bei der Lokomotive mit Stillmotor anführt; der Kessel, der wohl durch Ausnützung der Abwärme den Wirkungsgrad verbessern könnte, macht die gerühmte sofortige Betriebsfertigkeit der Diesellokomotive zunichte, da er erst angewärmt und unter Druck gebracht werden muß. Er muß sodann mit dem verhältnismäßig teuren Rohöl geheizt werden, wenn man nicht zwei verschiedene Brennstoffe mitführen will. Die Verluste durch Anheizen und Abbrand sind nicht beseitigt, desgleichen die Verluste, die dadurch entstehen, daß der Kessel während des Stillstands der Lokomotive unter Feuer gehalten werden muß. Sodann kommen wieder die teuren Kesselausbesserungen in Frage. Zudem eignet sich die Lokomotive infolge des Wasserverbrauchs nicht mehr für wasserarme Gegenden.

so kommt man zur Reihenbildung durch zwei senkrechte Motoren mit gesonderten Wellen und elektrischer Kraftübertragung (Textabb. 2). Man sieht aus der Textabbildung, daß mit diesem Motor die Unterbringung einer Dauerleistung von 1800 PS und einer vorübergehenden Höchstleistung von 2400 PS in einer 2 D 2-Lokomotive von etwa 15 m Länge, bei den neuen deutschen Achsdrücken sogar noch in einer 2 C 2-Lokomotive möglich ist und dies trotz des hohen Gewichts der elektrischen Übertragung. Diese Unterteilung der Kraft-erzeugungsanlage in zwei getrennte Gruppen ermöglicht zudem noch einerseits die Parallel- und Reihenschaltung, andererseits das vollkommene Abschalten einer Gruppe. Durch diese Bauart gewinnt die wegen ihrer Gewichte verpönte elektrische Kraftübertragung wieder an Aussicht. Jedoch wird die Unterteilung auch für jedes andere Übertragungsmittel ebenfalls nur günstig wirken.

Weiter streifte der Redner noch einige rein bauliche Maßnahmen, mit denen die Anpassung des Dieselmotors an

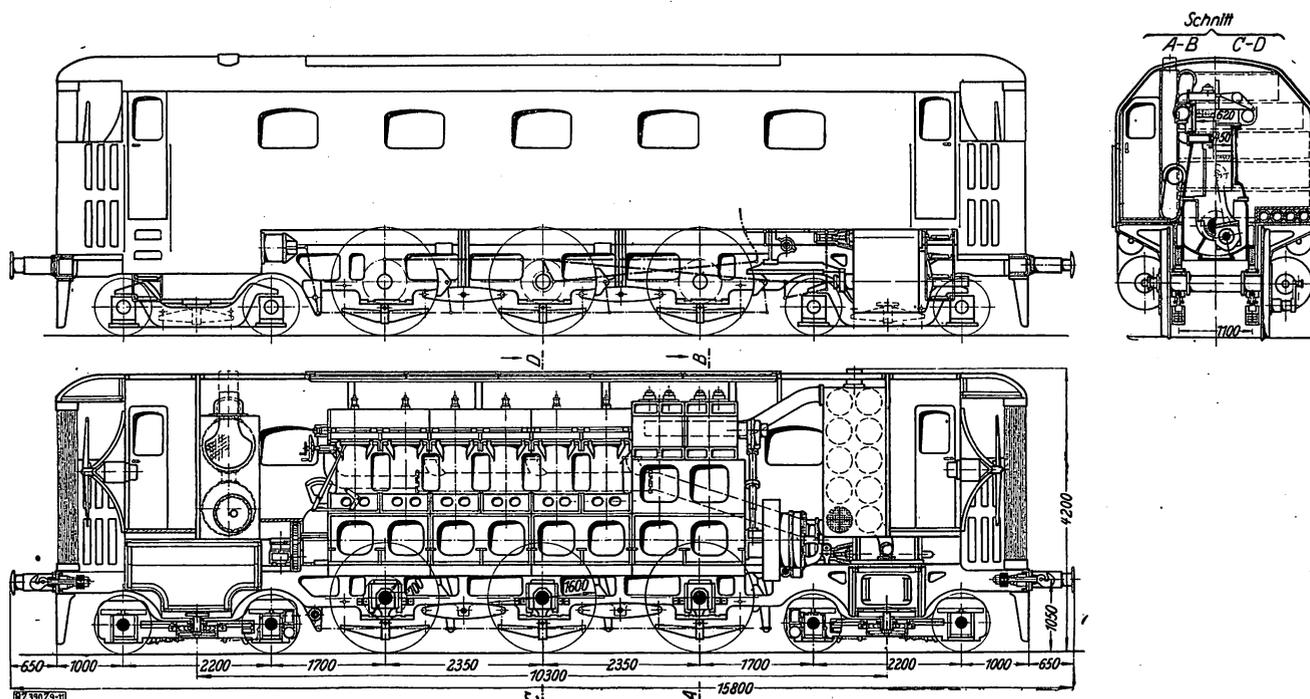


Abb. 1. 2 C 2 Diesel-Druckluftlokomotive. Entwurf der Maschinenfabrik Esslingen.

Wollte man mit einem Dieselmotor von 1500 PS Dauerleistung von der üblichen Bauform mit 400 Umdr./Min. eine Lokomotive herzustellen versuchen, so würde man statt einer Vollbahnlokomotive mittlerer Größe eine 2 E 2-Lokomotive mit einem Motorgewicht von 38,5 t und einer Motorlänge von 8,1 m erhalten. Die Größe einer solchen Lokomotive stände in keinem Verhältnis mehr zu ihrer Leistung und eine Vergrößerung der Leistung bis zu der heute durch Zugkraft und Geschwindigkeit gesetzten Grenze von 2000 bis 3000 PS wäre unmöglich, da hierzu die möglichen Achsanordnungen kaum ausreichen dürften. Man muß daher zu andern Motorformen greifen und hat dabei die Wahl zwischen dem langsamlaufenden doppelwirkenden Zweitaktmotor, dessen Verwendung mit unmittelbarem Antrieb schon erwähnt wurde, und einer Leistungsvermehrung durch wesentliche Erhöhung der Umlaufzahl bei Unterteilung in eine größere Anzahl von Zylindern. Diesen letzteren Motor, der mindestens 24 Zylinder erhält, wird man dann nicht der Länge nach entwickeln, sondern man wird versuchen, das Querprofil der Lokomotive möglichst auszunützen. Da die nächstliegende Anordnung, die V-Form, nicht befriedigt — die Zugänglichkeit zu dem Motor ist gestört und die Querschnittsausfüllung der Lokomotive nicht günstig —,

das Fahrgestell begonnen hat. Bei der ersten russischen Groß-Diesellokomotive*) machte der Einzelachsenantrieb die Verwendung von Außenrahmen wünschenswert und der Zusammenbau von Dieselmotor und Lokomotivrahmen widerspricht in seiner Zusammenstückelung noch den bewährten Lokomotivbauformen mit Lagerung der Kraftmaschine unmittelbar am Rahmen. Die z. Zt. im Bau befindliche schon oben erwähnte Diesellokomotive der Maschinenfabrik Esslingen mit Druckluftübertragung und derselben Motorbauart wie die Vorgängerin weist dagegen eine günstigere Motorlagerung auf. Das Motoruntergestell wird hier zur Querversteifung des im Lokomotivbau immer am meisten geeigneten Innenrahmens herbeigezogen. Geht man noch weiter, so kommt man schließlich zur Lagerung der Dieselsylinder und der Kurbelwelle unmittelbar in einem Lokomotivhaupttrahmen aus Stahlguß, wie er kürzlich in Amerika an einer elektrischen 1 D 1-Lokomotive ausgeführt wurde. Motorständer und alle Lager sind in diesem Rahmen eingegossen.

Die erörterten Berührungspunkte zwischen Lokomotiv- und Dieselmotorbau sind keineswegs auf Großlokomotiven be-

*) Organ 1925, S. 77.

schränkt, sondern treten auch bei Kleinlokomotiven und Triebwagen in Erscheinung, und zwar in noch erhöhtem Maf, weil hier die Versuchung sehr grofs ist, Einzelteile vom Kraftfahrzeugbau einfach für Eisenbahnfahrzeuge zu übernehmen. Auch hier hat die Maschinenfabrik Esslingen einen eigenen Weg beschritten und einen Entwurf für einen 150/200 PS-Drehgestellantrieb aufgestellt, bei dem grundsätzlich Motor, Antrieb und Drehgestell in einen festen Zusammenhang gebracht wurden und bei dem nur einfache Maschinenelemente, Stirnräder und Kuppelstangen, nicht aber Kegelräder- und Kardantriebe verwendet werden. Baut man auf den geschilderten Grundlagen planmäfsig weiter, so wird sich auch die Diesellokomotive ebenso kräftig entwickeln, wie seinerzeit die Dampflokomotive.

Noch weiter ausholend behandelte Dr. Geiger zuerst die Vorteile und Eigenschaften der Diesellokomotive und dann die zweckmäfsigste Kraftübertragung bei ihr.

sich in Gewicht, Arbeitsweise und Betriebssicherheit dem Eisenbahnbetrieb anpaft. Leider hat aber der Dieselmotor nicht die vorzügliche Eigenschaft der Kolbendampfmaschine, sich stark überlasten zu lassen. Man kann seine Regelleistung nur um höchstens 25% steigern — und auch dies nur vorübergehend, wenn man Betriebsstörungen durch Verschmutzung vermeiden will. Es hängt dies namentlich damit zusammen, dafs beim gewöhnlichen Dieselmotor die Leistung nur durch eine gröfsere Menge eingespritzten Brennstoffs vergrößert werden kann und diese Menge nicht über einen bestimmten Betrag hinausgehen darf, da sonst die einzelnen Brennstoffteilchen nicht mehr genügend Sauerstoff zur Verbrennung vorfinden. Dagegen hat der Dieselmotor im Gegensatz zum Verpuffungsmotor den außerordentlichen Vorteil, dafs er sich von der Überlast bis herab zum Leerlauf außerordentlich leicht und beliebig einstellen läfst, und das nicht nur bei voller Umlaufzahl, sondern, wenn man gute Lokomotiv-Dieselmotoren ins Auge fafst, abgesehen von Drehzahlen unter etwa 125 in der

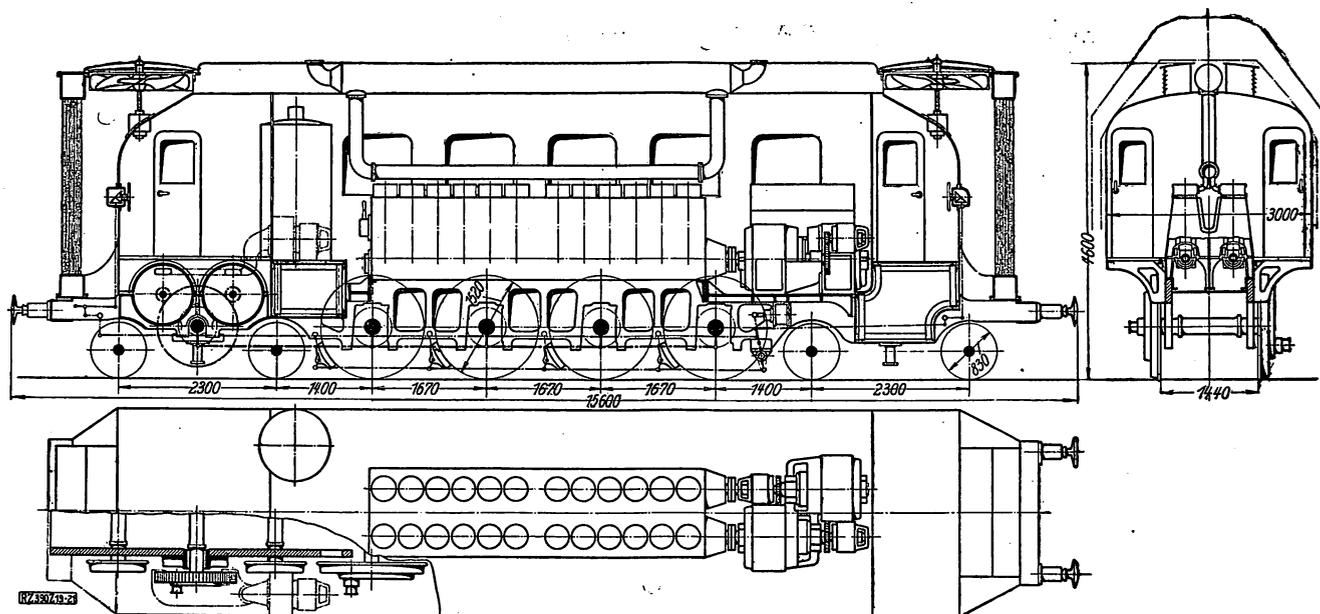


Abb. 2. Diesellokomotive mit zwei senkrechten Motoren und gesonderten Wellen.

Von den Vorteilen ist der wesentlich günstigere Wirkungsgrad gegenüber der Dampflokomotive am meisten bekannt und überall hervorgehoben. Allerdings ist die Gegenüberstellung der beiden Wirkungsgrade von 35 bzw. 7% unter Hinweis auf die bekannte russische Diesellokomotive nicht ganz einwandfrei. Bei den Versuchen auf dem Prüfstand in Esslingen hat diese einen etwas geringeren höchsten Wirkungsgrad von 27,4, die Dampflokomotive aber einen etwas gröfseren von 8,67% erreicht*). Auch dieser Unterschied ist allerdings noch gewaltig. Ein wesentlicher Vorteil im Hinblick auf den Betriebswirkungsgrad ist die ständige sofortige Betriebsbereitschaft der Diesellokomotive. Der angeführte Wegfall des Tenders ist dagegen bei der russischen Lokomotive noch nicht voll zur Wirkung gekommen. Weitere Vorteile sind die bequeme Unterbringung des Brennstoffs auf der Lokomotive selbst für sehr lange Strecken, der Wegfall der Verluste durch Anheizen und Abbrand, der Wegfall der Kohlenzüge zu den Hauptverkehrspunkten, keine Dienstunterbrechung durch Wasser- und Kohlenfassen und Abschlacken, keine Kesselausbesserungen, keine Belästigung durch Rauch und Rufs, die Vermeidung des Funkenflugs, die leichtere Bedienung und schlieslich die Verwendbarkeit in wasserarmen Gegenden. Voraussetzung hierfür ist allerdings ein völlig einwandfrei arbeitender Motor, der

Minute, bei jeder beliebigen Umlaufzahl. Erschwerend für den Lokomotivbau ist es, dafs man einen gewöhnlichen Dieselmotor nicht unmittelbar mit den Lokomotiv-Treibrädern kuppeln kann; weil eine unbedingte Zündung bei niedriger Umlaufzahl und gleichzeitig kalter Maschine nicht sicher zu erreichen ist. Es zünden zwar erfahrungsgemäfs auch solche Dieselmotoren, die mit grofsen Schwungmassen gekuppelt sind, wie z. B. in manchen Kraftwerken, noch genügend sicher, jedoch ist zu beachten, dafs dort die Schwungmassen immer noch sehr klein sind gegenüber der Masse eines Zuges samt Lokomotive und dafs außerdem diese Dieselmotoren ganz ohne Last anfahren. Der Lokomotiv-Dieselmotor hat dagegen gerade beim Anlassen den gröfsten Widerstand zu überwinden und kommt trotz grofsen Verbrauchs an Anlaufsluft nur langsam auf genügende Umlaufzahlen. Zudem wird durch die vielen Anlaufsübe der Zylinder um so stärker abgekühlt und damit die für den Zündvorgang erforderliche Verdichtungstemperatur erniedrigt. Endlich wird bei Elektrizitätswerken die Luft aus dem warmen Maschinenhaus angesaugt, während man vom Lokomotiv-Dieselmotor, der die Luft aus dem Freien ansaugt, verlangt, dafs er auch bei strenger Kälte und dichtem Nebel völlig sicher zündet. Der Nebel ist deshalb besonders zu erwähnen, weil durch seinen Wassergehalt die Verdichtungstemperatur der Luft infolge der grofsen Verdampfungswärme des Wassers empfindlich herabgesetzt wird. Für den Lokomotivfachmann

*) Organ 1925, S. 82.

beachtenswert ist schließlicly auch noch das stark ungleichmäßige Drehmoment des Dieselmotors.

Die zweckmäßigste Kraftübertragung vom Dieselmotor auf die Lokomotivtreibräder zu finden ist von besonderer Wichtigkeit. Die verschiedenen Möglichkeiten sind:

1. Die unmittelbare Kraftübertragung,
2. die unmittelbare Kraftübertragung unter Abänderung des Dieselverfahrens,
3. die Kraftübertragung mit Hilfe starrer Körper,
4. die Kraftübertragung mit Hilfe von Flüssigkeiten,
5. die elektrische Kraftübertragung,
6. die Kraftübertragung durch Dampf oder Gase.

Auch Verbindungen von verschiedenen dieser Übertragungsarten sind möglich.

Beim unmittelbaren Antrieb ist das vom Dieselmotor entwickelte Drehmoment lediglich von seiner Brennstofffüllung abhängig, nicht aber von seiner Umlaufzahl. Bei gegebener Füllung ist also die Lokomotivzugkraft bei allen Drehzahlen des Motors und allen Zuggeschwindigkeiten gleich groß. Dies läßt sich nicht vereinbaren mit der Forderung des Eisenbahnverkehrs, daß die Lokomotive bei kleinen Geschwindigkeiten eine höhere Zugkraft ausüben soll als bei großen, d. h., daß die Lokomotivzugkraft umgekehrt verhältnismäßig der Geschwindigkeit sein soll. Um dies zu erreichen, könnte man etwa den Dieselmotor von vornherein zu groß bemessen, so daß er bei größter Fahrgeschwindigkeit nur einen Bruchteil der Regelfüllung beanspruchen würde. Aber dann wird derselbe viel zu schwer und teuer. Ein anderes Gegenmittel wäre das Aufladeverfahren, das bei Flugzeugen und Schiffsmotoren verwendet wird. Leider läßt sich aber damit der mittlere Druck nur um 15 bis 20%, also für Eisenbahnzwecke zu wenig steigern. Eine stärkere Erhöhung könnte nur durch eine beträchtliche Vergrößerung des zugeführten Luftgewichts, also auch des Ansaugedrucks erfolgen, wodurch zwar nicht die Höchsttemperatur des Vorgangs, wohl aber seine mittlere Temperatur und gleichzeitig der mittlere Druck stark erhöht wird. Beides bewirkt, daß bedeutend mehr Wärme an die Wandungen übergeht. Damit steigen dann sowohl die mittlere Wandtemperatur als auch der Temperaturunterschied zwischen der geheizten und wassergekühlten Wandoberfläche und es entstehen hohe zusätzliche Wärmespannungen, welche die größten Schwierigkeiten beim Bau von Großdieselmotoren, insbesondere von raschlaufenden, verursachen.

Der Engländer Still hat den Dieselmotor in der Weise umgestaltet, daß er auf der oberen Kolbenseite wie ein gewöhnlicher Dieselmotor, auf der unteren durch Dampf beaufschlagt wird. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß ein Anfahren, sobald Dampfdruck vorhanden ist, genau wie bei der Dampflokomotive unter allen Umständen möglich ist. Außerdem könnte hierbei der Wirkungsgrad durch die Ausnützung der Abwärme noch etwas verbessert werden, wenn nicht gerade bei den Lokomotiven mit Rücksicht auf die Anfahrmöglichkeit noch eine zusätzliche Feuerung samt Dampfkessel erforderlich wäre, der für die meisten Fälle unangenehm groß wird. Die Nachteile der Still-Lokomotive sind in der Hauptsache schon weiter oben angegeben. Zu erwähnen ist noch, daß der Kühlmantel des Dieselmotors bei der Still-Maschine viel verwickelter wird. Da das Kühlwasser unter vollem Dampfdruck steht, sind die mittleren Wandtemperaturen bereits recht hoch und bei den in Betracht kommenden großen Zylinderleistungen und hohen Drehzahlen nicht unbedenklich. Eine kleine Still-Lokomotive ist z. Zt. bei Kitson in Leeds im Bau.

Eine Lokomotive mit Zahnradübertragung wird z. Zt. im Auftrag der russischen Regierung auf Veranlassung von Prof. Lomonosoff bei der Hohenzollern-A.-G. in

Düsseldorf gebaut und dürfte bald auf den dortigen Lokomotivprüfstand kommen. Als Antriebsmaschine ist ein von der MAN gelieferter einfachwirkender Sechszylinder-Viertakt-dieselmotor von 1200 PS, Höchstleistung bei 450 Umdr./Min. vorgesehen. Die Dieselmachine treibt über eine elektromagnetisch betätigte Reibungskupplung und eine elastische Federkupplung das von Krupp gelieferte Zahnradgetriebe an, das über eine Blindwelle auf die Kuppelstangen arbeitet. Die Federkupplung aus Blattfederwerken ist so ausgebildet, daß trotz des geringen Schwungmomentes der vorgeschalteten Triebwerkteile und der Hauptreibungskupplung und, obwohl das vom Dieselmotor gelieferte Drehmoment sehr stark schwankt, der Verlauf der Drehmomente hinter der Federkupplung recht gleichmäßig ist. Das Zahnradgetriebe besteht aus einem Kegelräderpaar und mehreren Stirnräderpaaren. Die Geschwindigkeitsstufen werden durch drei Magnetkupplungen eingeschaltet. Zwei der kleineren Kupplungen liegen aufsen auf der ersten Querwelle. Die dritte Kupplung sitzt im Getriebe, jedoch nicht im Ölraum, auf der letzten Welle vor der Blindwelle. Die Lager haben Preßölschmierung, ebenso die Zahnengriffe. Gehäuse und Zahnräder sind aus Stahlguß. Die Räder sind durchweg gehärtet und bleiben dauernd im Eingriff. Das Gesamtgewicht des Getriebes ohne Kupplungen beträgt 12 000 kg.

Auch die Verwendung von Flüssigkeitsgetrieben, von denen man zwei Arten, die eine mittels Kolben, die andere mit Schaufeln arbeitend, unterscheiden kann, hat die MAN schon ernstlich erwogen. Die Ergebnisse mit einer Versuchspumpe waren indessen nicht derart, daß sie zum Bau eines Getriebes für eine große Lokomotive ermutigt hätten.

Eine weitere Lösungsart, die elektrische Kraftübertragung, hat Lomonosoff bei seiner ersten Lokomotive angewandt. Über diese Lokomotive und ihre ersten Versuchsergebnisse ist, wie oben erwähnt, im Organ schon ausführlich berichtet worden. Die Lokomotive stellt zweifellos einen bedeutenden Erfolg dar, aber ihre verhältnismäßig schwere, teure und verwickelte Bauart macht sie doch zum Weiterbau nicht recht geeignet.

Die nächste Gruppe der Kraftübertragungsarten, bei denen dampf- oder gasförmige Körper hierzu herangezogen werden, unterscheidet sich insofern grundsätzlich von den bereits besprochenen, als hierbei außer der von der Dieselmotorwelle gelieferten Energie auch noch die in den Auspuffgasen des Motors enthaltene Energiemenge herangezogen wird, die, an und für sich schon beträchtlich, sich durch entsprechende Maßnahmen noch erheblich steigern läßt.

Bei der reinen Dampfübertragung, Baurat Cristiani, führt der Dampf einen in sich geschlossenen Kreislauf durch. In einem Hochdruckkessel wird er durch die Auspuffgase des Dieselmotors auf höhere Temperatur gebracht. Von dort aus arbeitet er in gewöhnlichen Lokomotivzylindern und gelangt schließlich entspannt in einen zweiten Kessel, den Kühler. Nachdem er dort durch Abkühlung seinen Rauminhalt verringert hat, wird er durch einen Verdichter von neuem in den Hochdruckkessel gedrückt. Dieser Verdichter wird unmittelbar vom Motor angetrieben und verbraucht dessen ganze Leistung. Der gesamte Wirkungsgrad dieser Übertragung bis zum Radumfang soll etwa 73% betragen.

Bei der Bauart Zerlatti treibt der Dieselmotor einen Luftverdichter an. Die ins Kühlwasser und in die Auspuffgase übergegangene Wärme wird ähnlich wie beim Still-Motor zur Dampferzeugung verwertet. Der Dampf wird der Druckluft beigemischt, so daß mit Wasserdampf gesättigte Druckluft in gewöhnlichen Lokomotivzylindern arbeitet. Durch die Beimischung des Wasserdampfes soll die Eisbildung in den Zylindern vermieden werden. Je eine Lokomotive nach Cristiani und nach Zerlatti ist gegenwärtig in Italien im Bau.

Die Maschinenbau-A. G. Görlitz verwendet als Übertragungsmittel die heißen Abgase des Dieselmotors. Eine derartige, kleine Lokomotive war in Seddin ausgestellt*). Bei einem weiteren, von dem Vortragenden schon 1918 empfohlenen Verfahren wird reine Luft angesaugt, verdichtet, sodann durch die Auspuffgase des Motors erhitzt und strömt dann zur Arbeitsleistung in die Lokomotivzylinder. Eine solche Anlage ist z. Zt. bei der MAN im Bau. Welch erhebliche Verbesserung des Wirkungsgrades durch die Verwertung der Abwärme aus den Auspuffgasen erzielt wird, zeigt Textabb. 3. Ohne diese Abwärme würden die Kraftübertragungen durch Gase hinsichtlich des Wirkungsgrades entschieden hinter der elektrischen und der Zahnradübertragung stehen. Gegenüber diesen stellt sich indessen die Druckluftübertragung wesentlich billiger. Außerdem bringt sie wenig neue Elemente auf die Lokomotive, da die Luftdehnungsmaschine eine gewöhnliche Lokomotivmaschine ist, die jedem Lokomotivführer bekannt ist. Auch der erforderliche Druckluftverdichter hat nur Teile, die an dem Dieselmotor ohnehin schon vorkommen und die mühelos zu bedienen sind. Als weiterer Vorteil dabei ist es anzusprechen, daß man die alten Werkstatteinrichtungen weiter verwenden kann.

Wenn theoretisch dennoch die Druckluftübertragung mancherlei Vorteile zeigt, so will ihr

Eine fertige Lokomotive mit Flüssigkeitsgetriebe betrafen die Ausführungen von Obering. Schumacher. Der Aufbau der Lokomotive, wie sie die Maschinenbau-

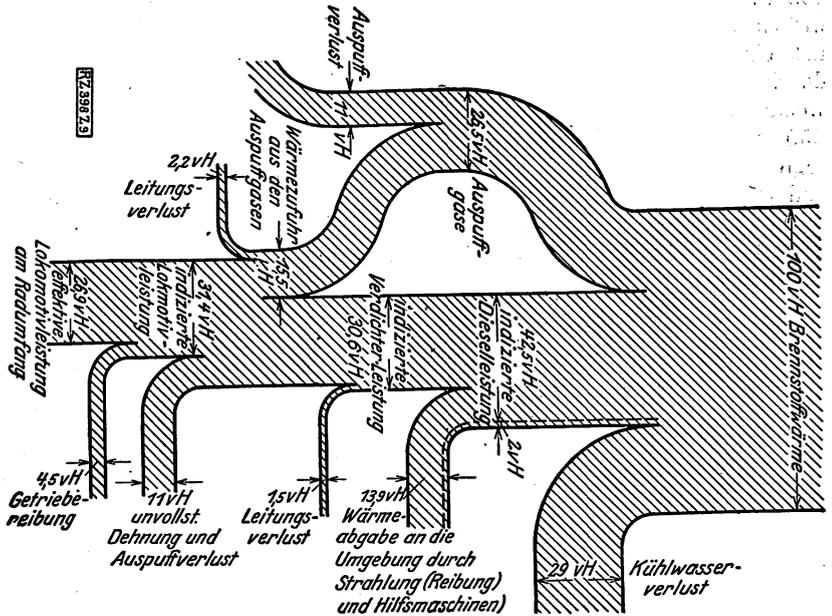


Abb. 3. Energiefluß bei einer Diesellokomotive mit Druckluftübertragung.

Tafel 4.

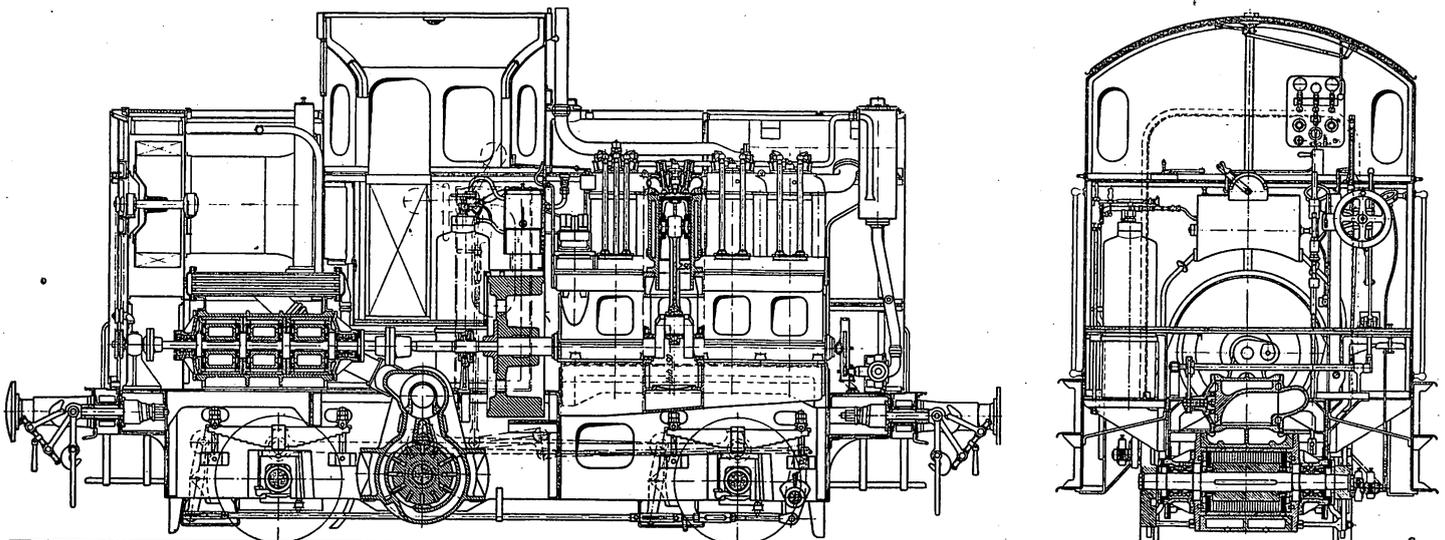


Abb. 4. Rohlokomotive mit kompressorlosem Dieselmotor und Flüssigkeitsgetriebe.

160 PS-B-Lokomotive für die Deutsche Reichsbahn mit Vierzylinder-Viertaktmotor von 250 mm Zyl.-Dmr. und 350 mm Hub.

Lokomotive:		Dieselmotor:	
Leergewicht . . .	29 200 kg	Zylinderzahl . . .	4
Dienatgewicht . . .	30 200 „	Größe Dauerleistung . . .	160 PS
Länge über die Puffer . . .	7 770 mm	Höchstleistung . . .	175 „
Größe Breite . . .	2 950 „	Drehzahl . . .	375 Uml./min.
Größe Höhe . . .	4 150 „	Getriebe:	
Raddurchmesser . . .	1 008 „	Beschwindigkeiten 8, 16, 28 km/h	
Fester Radstand . . .	3 600 „	Dauerzugkräfte	3400, 1700, 1100 kg

Dr. Geiger doch nicht ohne weiteres das Wort reden. Nicht theoretische Erwägungen, sondern die im Dauerbetrieb gewonnenen Erfahrungen werden über die Eignung der verschiedenen Übertragungsarten entscheiden und hierzu ist eine möglichst große Zahl verschiedener Ausführungen erwünscht.

*) Organ 1924.

Gesellschaft Karlsruhe mit den Motoren-Werken Mannheim-A.-G. unter Leitung der Motor-Lokomotiv-Verkaufs-Gesellschaft m. b. H. „Baden“ auch für die Deutsche Reichsbahn gebaut haben, ist aus der Abb. 4 zu ersehen. Der Dieselmotor gibt über eine Zwischenwelle sein veränderliches Drehmoment bei fast gleichbleibender Drehzahl

gehenden Gleisbettung noch durch den fast gänzlichen Entfall der Brückenunterhaltungsarbeiten ausgeglichen. Die Betoneisenbrücken erfordern zur Ausführung eine verhältnismäßig große Bauhöhe, die bei neuen Bahnlagen von Haus aus berücksichtigt werden kann, bei bestehenden Linien aber oft erst durch Gleishebungen und ähnliche Maßnahmen geschaffen werden muß. Durch die Einführung breitflanschiger Träger war es möglich, Überbauten mit geringerer Bauhöhe auszuführen, als es die Verwendung von Normalprofilträgern gestattete. Zur Ausführung von Betoneisenbrücken größerer Stützweiten werden auch Normalprofilträger mit aufgenietetem Flacheisen verwendet (Abb. 4, Taf. 18). Sowohl die Kieskastenbrücken als auch die Betoneisenbrücken werden dadurch entwässert, daß kleinere Bauwerke einseitiges, größere beiderseitiges Gefälle erhalten. Das Doppelgefälle wurde in Bayern durch die Verwendung »bombierter Träger« erreicht. Bis zum Kriegsausbruch wurden diese von einigen Walzwerken (Burbacher Hütte) fertig geliefert; im unmittelbaren Anschluß an das Walzverfahren wurde noch im rotwarmen Zustande der Träger mit dem Höhenstich versehen. Die »bombierten Träger« geben den Betoneisenüberbauten ein gefälligeres Aussehen, weil der Eindruck des Durchhängens gerader Träger vermieden wird. Gegenwärtig sind die »bombierten Träger« nicht mehr erhältlich. Das Gefälle der Betoneisenbrücken muß daher durch entsprechende Verdickung des Betons nach der Trägermitte zu erreicht werden. Wenn auch das Einbetonieren der mit Flacheisen verstärkten Walzträger unbedenklich ist, darf gegen das ebenfalls schon ausgeführte Einbetonieren von genieteten Trägern, die aus Stegblechen, Gurtwinkeln und Deckflacheisen zusammengesetzt, also vollständig vernietet sind, ein Bedenken nicht unterdrückt werden. Bei vollständig genieteten Trägern bilden die Nieten einen wichtigen Grundbestandteil; ihr guter Sitz, besonders nach den Auflagern zu, muß bei offenen Brücken stets der Nachprüfung unterzogen werden. Bei Einbetonierung ist jedoch ihr Zustand — gleich dem der durch sie verbundenen Teile — einer Nachprüfung und Besichtigung gänzlich entzogen. Wenn in besonderen Fällen derartige Überbauten noch dem stetigen Angriffe von Rauchgasen ausgesetzt sind, die durch die leicht entstehenden Betónrisse Eingang finden und zum Eisenkern vordringen können, um dort ihre zerstörenden Wirkungen auszuüben, so ist die Behinderung der Überwachung fraglos bedenklich. Das Einbetonieren gänzlich genieteter Träger oder von Teilen hiervon sollte daher in diesen Fällen tunlichst vermieden werden.

Bei größeren Blechträger- und Fachwerkbrücken wurde die durchlaufende Gleisbettung unter Verwendung von Kieskästen nach oben beschriebener Bauart und in einzelnen Fällen von Buckelplatten ermöglicht. Auch Belageisen (Zoreiseisen) haben schon hierfür Verwendung gefunden. Ein großer Nachteil derartiger Brückentafeln sind die der Feuchtigkeit und dadurch in erhöhtem Maße dem Rostangriffe ausgesetzten Eisenbaustoffe. Bei Buckelplatten und Blechtafeln muß auf der Baustelle viel Nietarbeit geleistet werden, weil für sie zur Erzielung der Wasserdichtheit enge, dichte Nietungen erforderlich sind. Die Dichtheit der auf der Baustelle geschlagenen Nieten ist aber vielfach nicht von einwandfreier Beschaffenheit. Nach einiger Zeit ist an solchen Brücken öfters die Erscheinung zu beobachten, daß in den Nietungen oder Stosfugen Wasser durchdringt. Das Auswechseln verrosteter Buckelplatten oder Blechtafeln ist mit vielen Schwierigkeiten verbunden. Trägerwellbleche und Belageisen haben ebenfalls wenig Eignung, eine Fahrbahntafel für ein durchlaufendes Schotterbett auf größeren Eisenbahnbrücken herzustellen. Das Durchsickern von Wasser und die Möglichkeit, daß Steine durchfallen, ist bei ihrer Verwendung kaum zu verhindern.

Bei der im Jahre 1923 erfolgten Auswechslung der Trogenbachbrücke (zweigleisige Hauptbahnlinie Nürnberg—Bamberg —

Probstzella nächst der Station Ludwigsstadt, Gefälle von 1:40) wurde für die dort notwendige Durchführung der Gleisbettung für die neue Brücke eine Ausführung gewählt, welche die vorbeschriebenen Nachteile der Fahrbahntafeln größerer Brücken vermeidet und die günstigen Erfahrungen mit Betoneisenbrücken kleinerer Stützweiten ausnützt. Die Trogenbachbrücke (Abb. 5a, Taf. 18) besteht aus vier gewölbten Öffnungen gegen das südliche und einer gewölbten Öffnung gegen das nördliche Widerlager; dazwischen liegen drei Öffnungen, die mit Fachwerküberbauten von je 33,0 m Stützweite überspannt sind. Als Zwischenstützen dienen gemauerte Pfeiler. In einer Höhe von etwa 25 m über Talsohle überquert die Bahnlinie im Städtchen Ludwigsstadt das Trogenbachtal. Eine Ortsstraße liegt annähernd rechtwinklig zur Bahnachse unter den Fachwerküberbauten einer Öffnung. An dieser stehen unmittelbar unter und neben der Brücke bewohnte, Ortseinwohnern gehörige Häuser. Die Fahrbahntafel der alten Brücke, bestehend aus Zoreiseisen, hatte sich nicht bewährt. Für die neuen eisernen Brückenüberbauten mußte daher eine Fahrbahntafel vorgesehen werden, welche verhütete, daß aus den Lokomotiven fallende glühende Kohlenstückchen, zufällig gelöste Schrauben oder bei Gleisarbeiten auch Schottersteine von der Brücke herabfallen und unheilvoll wirken könnten. In Erwägung dieser Umstände entschloß man sich, die Fahrbahntafel bezüglich ihrer Berechnung als Betoneisenüberbau herzustellen, bei welchem jedoch der Beton durch Eiseneinlagen noch besonders verstärkt wurde (Abb. 5b und c). Hierdurch konnte die Wandstärke des Troges niedrig gehalten werden; ferner war zu erwarten, daß bei den Trägerdurchbiegungen ein elastisches Nachgeben eintreten werde. Um die freie Durchbiegungsmöglichkeit der Hauptträger durch eine dazwischengespannte, steife Fahrbahntafel nicht zu behindern, wurde diese möglichst unabhängig von den Hauptträgern angeordnet. Die Querträger der Fahrbahntafel wurden auf den Obergurten der Hauptträger so gelagert, daß alle Belastungen zentral in die Knotenpunkte der Hauptträger übertragen werden. Nur der über dem mittleren Knotenpunkt liegende Querträger ist zur Ableitung der in der Fahrbahntafel auftretenden geringen Längskräfte mit den Hauptträgerobergurten fest verbunden. Im übrigen ist die Fahrbahntafel in der Richtung der Brückenlängsachse nach beiden Enden frei beweglich. Die auf die Fahrbahntafel wirkenden wagrechten Kräfte werden durch die Anschlagleisten aufgenommen, die auf den Obergurten der Hauptträger für die Auflagerplatten der Querträger befestigt sind. Zwischen den Querträgern ist ein Längsträgerrost eingebaut (Abb. 5d). Die einzelnen Träger dieses Rostes sind in halber Stützweite durch gut eingepalste und verlaschte Trägerstücke des gleichen Profils steif miteinander verbunden, um ein seitliches Ausbauchen während des Einstampens der Fahrbahntafel zu verhindern und die Verkehrslast auf die fünf Längsträger gleichmäßig zu übertragen (Abb. 5e). Verschiedenartige Ausdehnungen der Fahrbahntafel und der sie tragenden Hauptträger, die bei Temperaturwechsel eintreten können, beeinflussen sich nicht, auch ist durch die in der Brückenlängsrichtung bewegliche Lagerung der Fahrbahntafel das Eintreten sonstiger Nebenspannungen nach Möglichkeit verhütet. Der Eisenbetontrog ist auf Winkeleisen aufgelagert, die an die Stege der Quer-, Längs- und Zwischenträger angenietet sind; seine Unterkante ist damit begrenzt. Diese liegt so hoch über dem Hauptträgerobergurt, daß dessen Besichtigung und Unterhaltung jederzeit möglich ist. Die Tiefe des Troges wurde mit etwa 400 mm reichlich gewählt, um eine Beschädigung beim Unterkrampen der hölzernen Querschwellen zu verhüten. Das Mischungsverhältnis des Betons beträgt: ein Teil Zement, zwei Teile Mainsand und zwei Teile Basaltgrus. Die Innenseite des Troges hat einen 1,5 cm dicken Glattstrich, bestehend aus einem Teil Zement mit zwei Teilen Mainsand, erhalten. Um weiterhin

das Eindringen von Feuchtigkeit zu verhindern, ist der Beton, soweit er mit Schotter in Berührung kommt, mit einer doppelten Lage Tektolithplatten überklebt. Der Tektolithbelag ist mit 1 mm starken, mit heißem, präparierten Steinkohlenteer gestrichenen Blechtafeln bekleidet, damit durch den Druck von Schottersteinen keine Beschädigungen eintreten können. Die so hergestellte Fahrbahtafel erstreckt sich über die ganze Länge der drei Fachwerküberbauten jedes der beiden Gleise. Zusammenfallend mit den Pfeilermitten sind zwei gut überdeckte, über den ganzen Querschnitt des Troges geführte Ausdehnungsfugen angeordnet (Abb. 5f). Die Übergänge zu den gewölbten Brücken sind in ähnlicher Weise ausgebildet (Abb. 5g). Die in der Doppelbahnachse liegende Trennungsfuge der Tröge der beiden Überbauten wurde federnd mit verzinktem Eisenblech überdeckt. Eine auf die Breite beider Gleise durchgehende Bettung war nicht benötigt.

Die Entwässerung der Trogabsschnitte erfolgt für jede der drei Öffnungen gesondert. Gegen die Pfeiler zu sind die Böden der Fahrbahtafeln entsprechend vertieft ausgeführt. Das hier zusammenfließende Wasser findet durch runde, mit gulseisernen, durchlocherten Hauben überdeckte und mit gulseisernen Rohrstützen ausgekleidete Öffnungen vermittels eisenverzinkter Abfallrohre seinen Weg zum Pfeiler und Boden.

Die beiderseitigen Fußwege der Brücke sind mit Riffelblechen abgedeckt und mit Konsolen an den vorkragenden Quertägerenden befestigt. Die Geländer sind aus Winkeleisen ge-

bildet und mit einem engmaschigen Netz aus 2 mm dickem Draht abgeschlossen, um das Herabfallen von Schottersteinen und anderen Gegenständen zu verhindern. Unabhängig von der steifen Fahrbahtafel sind die beiden Hauptträger jedes Überbaues in den Ebenen der oberen und unteren Gurtung mit schuppenförmig ausgebildeten Windverspannungen und zwischen den Pfosten und Endquerrahmen mit ebenso ausgebildeten vertikalen Aussteifungen versehen.

Die Brücke, für den Lastenzug N berechnet, dürfte mit der Ausbildung der Fahrbahtafel als Eisenbetontrog für durchlaufendes Schotterbett auf Fachwerkträgern in Deutschland als erste Ausführung zu gelten haben. Sie hat zu Beanstandungen bisher keine Veranlassung gegeben. Man wird bei Fachwerkbrücken und in ähnlicher Art bei größeren Blechträgerbrücken die dichte Fahrbahtafel, die zugleich die Durchführung der Gleisbettung für den Regeloberbau ermöglicht, nur in besonderen Fällen anwenden, nämlich wenn die Brücken in Bahnhöfen liegen oder über bewohnte Häuser und über viel begangene oder befahrene Wege führen. Wenn hinreichende Bauhöhe verfügbar ist, dürfte die Ausführung der Fahrbahtafel in der beschriebenen Weise anderen Ausführungen vorzuziehen sein, da bei ihr die angestrebten Vorteile zu erreichen sind, ohne daß wichtige Teile der Hauptträger der jederzeitigen Besichtigung und sachgemäßen Unterhaltung entzogen werden. Die Ausführung der Fahrbahtafel in Eisenbeton dürfte auch wegen ihrer Dichtigkeit und Dauerhaftigkeit anderen Ausführungen vorzuziehen sein.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

L o k o m o t i v e n u n d W a g e n .

Stand des amerikanischen Fahrzeugbaus im Jahr 1924.

Die Entwicklung des Fahrzeugbaus in Nordamerika ist in den letzten 25 Jahren auffallend groß gewesen. Vor 40 Jahren noch waren die amerikanischen Lokomotiven wesentlich leichter als in Europa und im Wagenbau wurde fast ausschließlich Holz verwendet. Von der Jahrhundertwende an sehen wir aber die Lokomotiven immer schwerer werden und ihre Achsdrücke zuletzt bis auf mehr als 30 t anwachsen. Zu gleicher Zeit beginnt im Wagenbau das Eisen eine Rolle zu spielen und heute werden fast nur noch eiserne Wagen gebaut. Diese Entwicklung ist auch für Europa bemerkenswert, weil sich hier seit dem Ende des Kriegs ähnliche Bestrebungen zeigen. Die Vergrößerung der Achsbelastungen in Deutschland ist bekannt; angestrebt wird sie auch von anderen Bahnen. Im Lokomotivbau ist aber auch eine Menge von Einzelformen übernommen worden, so vor allem der Barrenrahmen und die breite Feuerbüchse in Deutschland, die Vorliebe für Bisselachsen und neuerdings auch die vermehrte Verwendung der Zwillingswirkung in Frankreich. Andererseits haben allerdings auch die Amerikaner in Europa Anleihen gemacht: es sei hier vor allem an die Einführung der Überhitzung, der Vorwärmung des Speisewassers durch Oberflächen-niederschlag und in der letzten Zeit an die Drillingsanordnung erinnert. Im Bau eiserner Personenwagen hat Deutschland unter Ausnutzung der amerikanischen Erfahrungen Neues geschaffen und ist in Europa richtunggebend geworden; auch in Frankreich werden Versuche damit gemacht. Vor allem aber ist im Personenwagenbau das amerikanische Drehgestell zu nennen, das unter diesem Namen bei der Mehrzahl der großen europäischen Bahnverwaltungen eingeführt ist. Der amerikanische Großgüterwagen begegnet uns, wenn auch leichter, als Kriegsware auf französischen und polnischen Bahnen und in neuer, verbesserter Form bei der deutschen Reichsbahn. Versuche zur Einführung einer brauchbaren, selbsttätigen Mittelpufferkupplung, wie sie in Amerika etwa seit 20 Jahren im Gebrauch ist, sind allerdings bisher in Europa gescheitert, weniger vielleicht aus Mangel an einer brauchbaren Bauart, als vielmehr infolge der staatlichen Zerrissenheit unseres Erdteils.

Das Jahr 1924 hat im amerikanischen Lokomotivbau vor allem eine vermehrte Anwendung der 1923 eingeführten Drillingsanordnung gebracht. Nachdem die Versuche mit den ersten Lokomotiven befriedigt hatten, sind von acht Bahngesellschaften insgesamt über 40 Dreizylinderlokomotiven in Auftrag gegeben worden. Ausser verschiedenen

2C1, 1D1 und 2D1-Typen sind dabei besonders bemerkenswert 10 Stück D-Verschiebelokomotiven und 16 Stück 2E1-Güterzuglokomotiven. Beide wurden von der Amerikanischen Lokomotivgesellschaft geliefert, die sich auch bisher allein mit dem Bau der Dreizylinderlokomotiven befaßt hat. Die 111 t schwere D-Lokomotive, für die New York, New Haven und Hartford Bahn bestimmt, hat Zylinder von 559 mm Durchmesser und 711 mm Hub. Sie ist, wie in Amerika bei den Verschiebelokomotiven üblich, mit Schlepptender gebaut, der in Vanderbilt-Form auf nicht weniger als sechs Achsen ruht und mit einem geschätzten Wasservorrat von 50 bis 60 cbm selbst für amerikanische Verhältnisse groß, für eine Verschiebelokomotive aber etwas merkwürdig scheint. Die 2E1-Lokomotive ist für die Southern Pacific Bahn bestimmt und wiegt ohne Tender 198 t. Der Innen- und die Außenzylinder haben je 635 mm Durchmesser und 711 bzw. 813 mm Hub. Von Versuchen mit Turbolokomotiven, die in Europa bei der Verbesserung der Dampflokomotive eine große Rolle spielen, hat man bisher in Amerika noch kaum etwas erfahren. Dagegen ist man dort der Hochdrucklokomotive näher getreten. Die Lokomotive selbst, die für einen Dampfdruck von 24,6 at gebaut ist, wird im Organ demnächst besprochen werden. Von den Versuchen ist bisher Näheres noch nicht in die Öffentlichkeit gedrungen. Man erfährt nur, daß sich Anstände nicht ergeben und daß vor allem die Stopfbuchsen und ähnliche, dem hochgespannten Dampf ausgesetzte Teile sich sehr gut gehalten hätten.

Bemerkenswert ist auch vor allem im Hinblick auf die derzeitige Einführung der elektrischen Zugbeleuchtung bei vielen europäischen Bahnen, daß in Amerika nicht nur die Wagen ausschließlich, sondern auch fast alle Lokomotiven jetzt mit elektrischer Beleuchtung ausgerüstet sind. Man trifft dort auf den Hauptlinien kaum noch Lokomotiven mit Ölbeleuchtung. Der Strom für diese Lokomotivbeleuchtung wird durch einen Turbogenerator auf der Lokomotive erzeugt. Dabei sind nicht nur Kopflaternen und Führerhausbeleuchtung vorgesehen, sondern auch die wichtigsten Triebwerksteile der Lokomotive können durch entsprechend angeordnete Glühlampen beleuchtet und ohne Zuhilfenahme von Handlaternen mühelos nachgesehen werden. Dieses Verfahren wird vor allem bei Lokomotiven mit Innentriebwerken sehr wertvoll sein, hat aber bisher in Europa nur wenig Nachahmung gefunden. Es erscheint dies doppelt befremdend im Hinblick darauf, daß z. B. die Auto-

mobilität es verstanden hat, sich innerhalb weniger Jahre ganz auf die elektrische Beleuchtung umzustellen.

Weiter hat das Jahr 1924 für Amerika die erste Diesel-elektrische Lokomotive gebracht, über die hier ebenfalls schon berichtet wurde*). Nach den bisher vorliegenden spärlichen Angaben, die außerdem wie die meisten derartigen amerikanischen Berichte fürs erste mit Vorsicht aufzunehmen sind, soll diese Lokomotive sich als sehr brauchbar erwiesen haben, so daß man daran denkt, eine ähnliche mit größeren Abmessungen zu bauen.

Eine besondere Rolle spielen auch in Amerika neuerdings die Verbrennungstriebwagen. Vom einfachen auf Schienen gesetzten Automobil haben sie sich in den letzten Jahren allmählich zu vollwertigen Schienenfahrzeugen entwickelt. Zuerst wurde die Vorderachse, später auch noch die Hinterachse durch je ein Drehgestell ersetzt. Der Motor mit Zubehör lag bis vor kurzem, wie bei den Straßenzugfahrzeugen, auf der einen Stirnseite des Wagens; neuerdings geht man nun, um Platz zu gewinnen, vielfach dazu über, die Maschine unter den Fußboden des Wagens zu legen. Zugleich wird dieselbe wesentlich kräftiger gebaut, da die bisherigen schwach gebauten und daher stark beanspruchten Motoren viele Unterhaltungskosten verursacht haben. Die Edwards Motor Car Company ist sogar noch weiter gegangen und hat im vergangenen Jahr einen Wagen fertiggestellt, bei welchem in jedem Drehgestell ein besonderer Motor mit mechanischer Übertragung der Arbeit auf die Achsen vorgesehen ist. Einen andern Wagen, mit elektrischer Kraftübertragung, hat die General Electric Company gebaut. Er hat eine Verbrennungsmaschine von 175 PS Leistung, die unmittelbar mit einem Gleichstromerzeuger von 110 Kw Leistung und 700 V Spannung gekuppelt ist. Zum Antrieb dienen zwei Bahnmotoren in dem zweiachsigen Trieb-Drehgestell. Bei solch kräftigen Maschinenanlagen braucht dann das Gewicht nicht mehr allzu ängstlich niedrig gehalten zu werden. Die neuen Wagen sind daher im Gegensatz zu früher kräftig gebaut; insbesondere sind die Drehgestelle ganz in der auch sonst bei Eisenbahnfahrzeugen üblichen Art durchgebildet, so daß die Wagen nunmehr auch auf Hauptstrecken Verwendung finden und mit größerer Geschwindigkeit fahren können.

Im Personenwagenbau hat das Jahr 1924, was den grundsätzlichen Aufbau betrifft, keine Neuerungen gebracht. Man hat sich hier damit begnügt, die Inneneinrichtung geschmackvoller und, wo erforderlich, zweckmäßiger zu gestalten. Im Vorortverkehr ist man dazu übergegangen, in der Breite der Wagen sechs an Stelle der bisherigen vier Sitzplätze anzuordnen, um das Fassungsvermögen zu erhöhen. Bei den breiten amerikanischen Wagen scheint diese Einteilung schon möglich, während sie in Deutschland, wo sie teilweise sogar in der 3. Klasse zu finden ist, meist nur unbequeme Sitzgelegenheiten zuläßt. Von der Pullman-Gesellschaft berichten die Quellen, daß sie im Sinn der oben erwähnten Verbesserung der Inneneinrichtung bei ihren Saalwagen sich von dem überflüssigen Schnörkelwerk der vergangenen Jahrzehnte abwendet und einfache Linien und Formen bevorzugt. Das Gleiche ist ja glücklicherweise seit einiger Zeit auch schon in Europa zu beobachten, wo ebenfalls früher in der Ausstattung vor allem der Polsterwagen ein Stil zu finden war, der mit seinen Einlegearbeiten, bedruckten Wand- und Deckenbekleidungen sowie den vielfach gewundenen Kleiderhaken und ähnlichem Beiwerk keinen feineren Geschmack verriet und für ein Fahrzeug, das dem Rauch und Staub sowie der rauen Behandlung von Tausenden von Reisenden ausgesetzt ist, in keiner Weise

* Organ 1925, S. 37.

entsprech. An Einzelheiten ist noch zu erwähnen, daß die Southern-Bahn versucht hat, die Lüftung der Wagen durch Einbau elektrisch betriebener Ventilatoren zu verbessern und daß neuerdings auch dem leichten Öffnen und Schließen der Fenster mehr Aufmerksamkeit geschenkt wird. Bisher war der Reisende vielfach gezwungen, zum Bewegen der nach oben sich öffnenden und schwer gangbaren Fenster die Wagenbedienung herbeizuziehen, was als großer Mißstand empfunden wurde.

Im Güterwagenbau sollte zunächst für sämtliche Bahnen ein geschlossener Regelwagen eingeführt werden. Die Entwürfe, für deren Annahme eine Zweidrittelmehrheit im Technischen Ausschuss der amerikanischen Bahnverwaltungen erforderlich ist, waren diesem schon 1923 vorgelegt worden. Seitdem wurden sie verschiedentlich umgearbeitet, ohne dass sie indessen schon angenommen worden wären. Dennoch zeigt sich ein Einfluß dieser Vereinheitlichungsbestrebungen. Einige wenige Bahnen haben diesen Entwurf bereits angenommen, andere wieder ihn wenigstens als Richtlinien für ihre Beschaffungen im Jahr 1924 gewählt. Zudem ist noch eine Anzahl von Einzelteilen genormt worden. Die Verwendung von Stahlguss wird immer häufiger. Drehgestelle werden teilweise aus einem Stück gegossen; die Commonwealth Steel Company hat sogar einen derartigen, aus einem Stück bestehenden Lokomotivrahmen auf den Markt gebracht. Derartige Rahmen betrachtet man aber trotz ihrer Einfachheit selbst in Amerika noch mit Mißtrauen. Sie dürften einerseits schwerer ausfallen als die seitherigen Bauarten und andererseits sind sie bei größeren Unfällen nicht mehr so leicht wegzuräumen wie solche, die sich leicht zerlegen lassen.

Im ganzen hat das Jahr 1924 demnach dem amerikanischen Eisenbahnwesen nicht allzu viel wirklich Neues gebracht. Aber es ist allgemein eine planmäßige, kräftige Weiterentwicklung vorhandener oder übernommener Bauformen festzustellen, die der amerikanischen Technik überhaupt näherliegt als das Suchen nach völlig neuen Wegen.

Dannecker.

2 E 1 - h 3 Personenzuglokomotive der Süd-Pacific-Bahn.

Zur Beförderung schwerer Personen- und Güterzüge auf Steigungen von 22⁰/₁₀₀ liefs die Süd-Pacific-Bahn 16 Stück 2 E 1 - Dreizylinder-Lokomotiven mit Zusatzmaschine auf der hinteren Laufachse bei der American Locomotive Company bauen. Die Hauptabmessungen sind folgende:

Triebwerk, außen	2 × 635/813
„ innen	1 × 635/711 ¹ / ₁₆₁₃
Achsstand	13792 mm
Achsstand mit Tender	26574 „
Gesamtlänge über Puffer	30784 „
Rostfläche 320 × 2597 mm =	8,33 qm
Kesseldruck	15,7 at
Heizfläche, Feuerbüchse	36,2 qm
„ Heizrohre	334,4 „
„ Rauchrohre	156,7 „
„ Überhitzerrohre	139,3 „
„ gesamt	666,6 qm
Reibungsgewicht	143,0 t
Dienstgewicht	200,5 t
Zugkraft (0,85)	37870 kg
„ mit Zusatzmaschine	43310 „
Tender, Inhalt: 45,8 cbm Wasser, 15,1 cbm Öl,	
„ Dienstgewicht	110 t M.

Elektrische Bahnen; besondere Eisenbahnarten.

Wechselstromlokomotiven mit Umformer und Gleichstrommotoren der New York, New Haven & Hartford-Bahn. (1 B + B 1 und B + B.)

(Railway Age 1924, 2. Halbj. Nr. 16.)

Die Bahn hat 7 Wechselstromlokomotiven einer neuen Bauart beschafft. Von diesen sind 5 der Bauart 1 B + B 1 für Güterzugdienst und 2 der Bauart B + B für Vershubdienst bestimmt.

Die Lokomotiven entnehmen aus der Fahrleitung Einphasen-Wechselstrom von 11 000 V Spannung und 25 Perioden. Dieser Wechselstrom wird durch einen Haupt-Transformator auf 2300 V abgespannt und zum Antrieb eines Einphasen-Synchronmotors verwendet, der unmittelbar mit einem Gleichstromgenerator gekuppelt ist. Der Gleichstromgenerator liefert den Strom für die Antriebsmotoren der Lokomotive; er ist für veränderliche Felderregung gebaut. Die Geschwindigkeitsregelung der Lokomotive erfolgt durch Beeinflussung

der Felderregung des Gleichstromgenerators. Als Triebmotoren dienen Gleichstrom-Hauptstrommotoren, die über ein elastisches Getriebe (zum Abfangen von Stößen) auf die Triebachsen wirken.

Die Schutzvorrichtungen wurden mit besonderer Sorgfalt ausgebildet. Zwischen Stromabnehmer und dem Haupttransformator ist ein Höchststrom-Zeitschalter eingebaut. Zwischen Gleichstromgenerator und Motoren sind Einzel-Stromkreisschalter und ein Höchstgeschwindigkeitsschalter eingeschaltet, der sowohl die Motoren wie den Gleichstromgenerator vor übermäßiger Beanspruchung schützt.

Die Regelung des Generators durch Beeinflussung der Feldstärke ergibt in Verbindung mit den Eigenschaften des Motorgenerators eine Lokomotive, die außerordentlich anpassungsfähig an alle Betriebsbedingungen ist. Sie erlaubt mit einem Leistungsfaktor gleich 1 zu arbeiten und kann sogar noch durch Lieferung eines wärtlosen Stromes in das Leitungsnetz, insbesondere bei geringerer Leistung der

Lokomotive, zur Verbesserung des Leistungsfaktors im ganzen Leitungsnetz beitragen. Pfl.

Elektrische Probelokomotiven für die Norwegische Staatsbahn.

(Schweizer Bauzeitung, Bd. 84, Nr. 23.)

Die Norsk Elektrisk & Brown-Boveri A. G. in Kristiania liefert demnächst wohl die zwei schwersten und leistungsfähigsten Einphasenlokomotiven, die in Europa gebaut wurden, an die Ofotebahn ab. Diese etwa 40 km lange, an die schwedische Reichsgrenzbahn anschließende Strecke hat eine ununterbrochene Steigung bis zu 17,3⁰/₀₀.

Die beiden Lokomotiven haben: Dienstgewicht 135 t, Reibungsgewicht 103 t, Achsanordnung 1 C-C 1, Länge über Puffer 19,27 m, Anfahrzugkraft bei 8⁰/₀₀ Steigung bei 2000 t Zuggewicht 30 t, entsprechende Lok.-Leistung 3000 PS.

Der dreiteilige Lokomotivkasten ruht auf zwei Drehgestellen; das Mittelstück enthält den Abspanner und Stufenschalter, die Außenkasten tragen die Luftverdichter, einen Phasenumformer und die Bedienungsteile. In die Drehgestellrahmen sind je zwei 14-polige Einphasenmotoren mit einer Dauerleistung von je 423 kW bei 550 Umlf./Min. und einer Stundenleistung von je 515 kW bei 520 Umlf./Min. eingebaut. Bei Talfahrt wird durch Reihenschaltung je zweier Felder mit der Sekundärwicklung des Phasenumformers, die einen um 90⁰ verschobenen Strom führt, bis zu 250 kW je Motor zurückgewonnen, entsprechend einer Abbremsung von 209 t auf 40 km/Std. bei 16⁰/₀₀ Gefälle. Diese Schaltung erfolgt durch eine Betätigung und kann in mehreren Stufen verändert werden; bei Aussetzen des mechanischen Antriebs arbeiten die Motoren ohne Umschaltung, wenn auch nicht mit voller Leistungsfähigkeit weiter; der auftretende Leistungsfaktor soll sehr gut sein. St.

Bücherbesprechungen.

„Die Eisenbahn im Bild“, herausgegeben von John Fuhlberg-Horst, Verlag Dieck u. Co., Stuttgart.

Die Technik zieht in unseren Tagen immer mehr die Augen der Allgemeinheit auf sich. Sie beherrscht ja unser ganzes Wirtschaftsleben, ja unsere Kultur überhaupt; Neuerungen auf technischem Gebiet werden in der jüngsten Zeit daher auch in Wort und Bild sogar von den Tageszeitungen gebracht. Ganz besonders ist es aber die Eisenbahntechnik, die dem Interesse weitester Kreise begegnet. Und es ist nicht nur das rein technische, verstandsmäßige Interesse, das hier spricht, es ist vor allem der hohe ästhetische Gehalt, die Bezwingung der Natur in ihren Widerständen und Hindernissen, die sie dem Menschen bei Überwindung der Entfernungen entgegenstellt. Dem Bedürfnis nach Befriedigung der in solcher Richtung liegenden Wünsche kommt die vorliegende Bilderreihe in durchaus entsprechender Weise entgegen. Nach einer kurzen, klaren Einführung wird eine Fülle interessanter Bilder in vorzüglicher Ausführung auf Kunstdruckpapier geboten. Nicht nur Erwachsene werden die Bilder mit großem Genuß betrachten, auch der Jugend wird man mit diesem Buch eine besondere Freude machen.

Bis jetzt sind 2 der 4 diese Reihe bildenden Bücher erschienen. Das 1. Buch enthält über 200 Eisenbahnbilder aus der Heimat und Ferne, Brücken aller Erdteile, Bahnhöfe des Nordens, Ostens, Südens und Westens, Strecken aus der Ebene, dem Hügelland und dem Hochgebirge, Tunnels und Trajekte, sowie Bahnbau in aller Welt.

Der 2. Band ist den Lokomotiven gewidmet und zeigt in 170 Bildern nicht nur die modernsten und vollkommensten Zeugen einer rastlos arbeitenden Technik, sondern auch die Urahren und Zwischenglieder, aus denen sie allmählich entstanden sind.

Jeder Band kostet 4,50 M steif broschiert, in Halbleinen gebunden 6 M und ist einzeln käuflich.

Taylor/Gilbreth/Ford. Gegenwartsfragen der amerikanischen und europäischen Arbeitswissenschaft. Von J. M. Witte. 78 Seiten. 1924. München, R. Oldenbourg. Brosch. 1.80.

Die deutsche und darüber hinausgehend die europäische Arbeitswissenschaft ist an einem Scheideweg angelangt. Sie muß sich

einmal auf völlig objektiver Grundlage klar darüber werden, ob die amerikanischen Verfahren wirklich das Heil der Welt bedeuten, ob ihre Übernahme die gleichen Ergebnisse in Europa erzielen werden, wo die Arbeitsbedingungen und die Menschen doch so gänzlich anders geartet sind.

Der Klärung dieser Fragen, die heute brennender denn je sind, ist die vorliegende Schrift gewidmet.

Nicht in theoretischen und langatmigen Erörterungen, sondern an Hand eines umfangreichen Tatsachenmaterials aus beiden Erdteilen werden in sachlicher Weise die kulturellen und wirtschaftlichen Gegensätze zwischen hüben und drüben, der Stand der Arbeitswissenschaft und das Wesentliche des Fordsystems erläutert. Die für Europa heute wichtigsten Fragen von Arbeitszeit und Arbeitslohn werden ebenfalls von amerikanischem und deutschem Standpunkt aus behandelt unter vollster Berücksichtigung der bei einer generellen Lösung der Frage bestehenden Schwierigkeiten.

Die vorliegende Untersuchung kommt zu dem Schluss, daß die deutsche und europäische Arbeitswissenschaft von drüben wohl lernen kann, daß sie aber ihren eigenen Weg gehen muß. Vor einem blinden und bedingungslosen Übernehmen amerikanischer Verfahren kann nicht genug gewarnt werden.

Jeder an dieser Frage Interessierte, und das sind nicht nur die Betriebsingenieure, die Volkswirte, Organisatoren, sondern die weitesten Schichten der werktätigen Bevölkerung, muß diese Schrift lesen, die ihm gänzlich neue Einblicke in das Problem gibt; Taylor- und Fordsystem für Europa?

Weiterhin ist der Schriftleitung zugegangen:

Gesetze über die Deutsche Reichsbahn-Gesellschaft (Reichsbahngesetz) und über die Personalverhältnisse bei der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Verlag von Julius Springer, Berlin, geh. 2 M.

Korrosion und Rostschutz, herausgegeben vom Ausschuss für wirtschaftliche Fertigung (A W F) beim Reichskuratorium für Wirtschaftlichkeit. Beuth. Verlag, G. m. b. H., Berlin, 1 M.

Verschiedenes.

Der Verein deutscher Ingenieure veranstaltet im September d. J. eine Güterumschlagverkehrswoche. Diese technisch-wissenschaftliche Fachtagung wird über die unmittelbar beteiligten Fachkreise hinaus, ebenso wie die im September des vergangenen Jahres veranstaltete Eisenbahntechnische Tagung, für die sämtlichen an der neuzeitlichen Gestaltung des Güterverkehrswesens interessierten Wirtschaftskreise von besonderer Bedeutung sein.

Der technischen Entwicklung im Güterumschlagverkehrswesen sind große Aufgaben zugewiesen. Von besonderer Wichtigkeit ist eine verständnisvolle Zusammenarbeit zur Auswertung technischer Möglichkeiten für alle an dem Güterumschlagverkehr beteiligten Kreise der Eisenbahn, Straßen- und Kleinbahnen, der Schifffahrt und des Kraftverkehrs. Die Steigerung der Wirtschaftlichkeit im Güterumschlagverkehr besitzt aber auch für den Verbraucher wie für die staatliche und kommunale Verwaltung besondere Bedeutung. Der Verein deutscher Ingenieure hat es übernommen, alle diese Kreise durch eine wissenschaftliche Tagung zusammenzuführen zur Erörterung der wichtigen Fragen in Berichten und eingehenden Aussprachen. Er folgt damit vielfachen Anregungen, die bereits während der Eisenbahntechnischen Tagung im September 1924 ergingen, die technischen

Probleme des Güterumschlags ebenso zu behandeln, wie dies für die allgemeinen Probleme des Eisenbahnwesens auf der Eisenbahntechnischen Tagung geschehen ist. Berichte führender Persönlichkeiten werden im Kreise berufener Fachmänner Anregung zur Aussprache und zu weiterer technischer Entwicklung geben.

Die Verhandlungen finden vom Montag, den 21. September bis Donnerstag, den 24. September 1925 in Düsseldorf, am Freitag, den 25. September und Sonnabend, den 26. September 1925 in Köln statt. Der erste Tag ist insbesondere den Fragen des Stückgutverkehrs, der zweite Tag, den Fragen des Massengüterverkehrs gewidmet. Mittwoch, den 23. September, findet eine Rheinfahrt mit Besichtigung des Duisburg-Ruhrorter Hafens statt. Am Donnerstag, den 24. September, wird eine Reihe von Berichten sich mit den Aufgaben der neuzeitlichen Technik in der Güterverkehrswirtschaft und für die einzelnen Verkehrsmittel befassen. Am Freitag, den 25. September, werden die Fragen des Transports, der Lagerung und Speicherung von Kohle, sowie die bemerkenswertesten neuzeitlichen Hafenanlagen erörtert. Der letzte Tag, Sonnabend, den 26. September, wird der Einwirkung technischer Entwicklung auf die Tarifgestaltung gewidmet sein.