

Die Wirtschaftlichkeit der Diesel-Lokomotive im Vollbahnbetrieb.

Von Dipl.-Ing. Herbert Straßer (Schluß).

Hierzu Tafel 6 im Heft 8 und Tafel 7 im Heft 9.

C. Diesel-Getriebe-Lokomotive der Russischen Staatsbahnen.

Im Gegensatz zur Dampflokomotive und Diesel-Elektro-Lokomotive haben die Zugkraftkurven der Diesel-Getriebe-Lokomotive keinen stetigen Verlauf, sondern bilden je nach der Zahl der Schaltstufen mehrfach abgesetzte Linienzüge. Diese Linienzüge stellen nicht wie etwa bei der Diesel-Elektro-Lokomotive Zugkraftkurven gleicher Motorleistung (Füllung und Drehzahl) und damit gleichen Brennstoffverbrauchs dar, sondern Kurven gleicher Brennstofffüllung. Da nun innerhalb jeder Stufe die Fahrgeschwindigkeit proportional mit der Motordrehzahl wächst, so nimmt damit auch der Brennstoffverbrauch jeweils bis zu einem Höchstwert zu, welcher der größten Motordrehzahl entspricht. Um also, wie bei den bisherigen Untersuchungen aus dem Bahndiagramm gleichzeitig den Brennstoffverbrauch ermitteln zu können, müssen wir im ZV-Diagramm die Kurven gleicher Brennstofffüllung durch Kurven gleichen Brennstoffverbrauchs schneiden.

Als Grundlage für die folgende Untersuchung dienten die Versuchsergebnisse mit der Diesel-Getriebe-Lokomotive auf dem Prüfstand in Düsseldorf*) und auf der Versuchsstrecke der D.R.G. Güsten-Mansfeld.

Die Abmessungen der Lokomotive sind:

Hauptgrößen:

Motor (mit Luftspritzung):

Zylinderzahl	6
Zylinderdurchmesser	450 mm
Kolbenhub	420 mm
Höchstleistung	1200 PS _e
Höchste Drehzahl	450 min.

Lokomotive:

Achsanordnung	2-E-1
Kurbelarmlänge	350 mm
Treibraddurchmesser	1320 mm
Gesamte Länge über Puffer	16695 mm
Dienstgewicht	131 t
Reibungsgewicht	88 t
Leergewicht	124 t
Höchstgeschwindigkeit	54 km/h
Anfahrzugkraft	17500 kg

Das ZV-Diagramm (Textabb. 8) stellt die Zugkräfte am Treibradumfang bei verschiedenen Füllungen**) dar in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Die Reibungszugkraft ist nach den Betriebserfahrungen zu 17500 kg festgesetzt, entsprechend einem Reibungswert von $\mu = 1/5$. Die Kurven gleichen Brennstoffverbrauchs wurden eingetragen an Hand von Textabb. 9, welche den stündlichen Brennstoffverbrauch des Hauptmotors bei verschiedenen Füllungen in Abhängigkeit von der Motordrehzahl zeigt.

Während des Umschaltens von einer Stufe auf die andere sinkt bei der hier behandelten Diesel-Getriebe-Lokomotive die Zugkraft auf den Wert Null. Dieser der Erstauführung anhaftende Mangel kann bei einem Neubau vermieden werden,

*) Z. V. D. I. 1927. S. 873.

**) Die eingestellte Füllung gibt ein Zeiger auf einem Segment an, das eine proportionale, willkürlich gewählte Teilung von 0 bis 7,5 hat.

wie neue Entwürfe und Versuchsausführungen von Lokomotivgetriebe zeigen. Es erschien deshalb zulässig, den Verlauf des ZV-Diagramms so anzunehmen, daß die Zugkraft beim Umschalten nicht mehr bis Null abfällt.

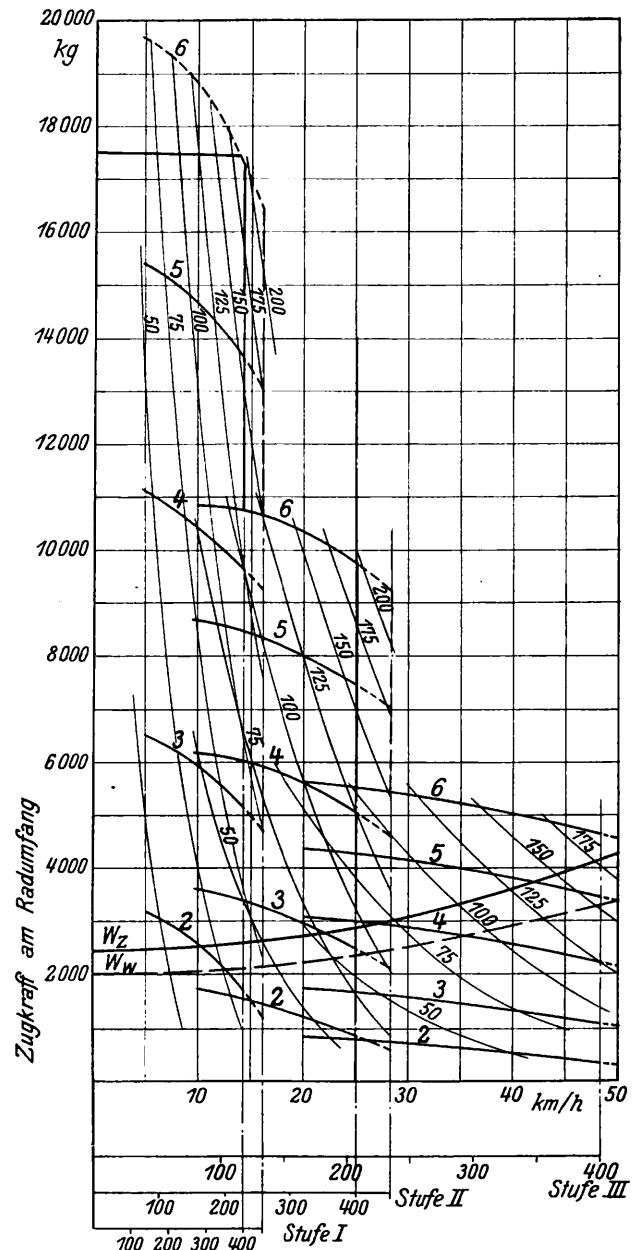


Abb. 8. Diesel-Getriebe-Lokomotive. Zugkräfte am Radumfang bei verschiedenen Füllungen.

Die Widerstandslinie W_z des Zugs auf wagrechter, gerader Bahn ergibt sich als Summe von Lokomotiv- und Wagenwiderstand.

Der Laufwiderstand der Diesel-Getriebe-Lokomotive wurde vom Reichsbahn-Versuchsamt Grunewald durch Versuche

ermittelt. Er läßt sich in guter Annäherung durch die Gleichung ausdrücken:

$$W_L = (G_L \cdot 3,3 + 0,13) \cdot \left(\frac{V}{10}\right)^2 = 432 + 17 \cdot \left(\frac{V}{10}\right)^2 \text{ kg.}$$

Wir erhalten damit:

V km/h	0	10	20	30	40	50
W_L kg	432	449	500	585	704	857
W_W kg*)	2000	2057	2228	2513	2912	3425
W_Z kg	2432	2506	2728	3098	3616	4282

*) Ableitung s. im vor. Heft.

Aus dem ZV-Diagramm wurde in bekannter Weise das sV-Diagramm abgeleitet (Taf. 7, Abb. 1).

Die Bahndiagramme für die Diesel-Getriebe-Lokomotive (Taf. 7, Abb. 3) ergeben:

Strecke	Entfernung	Brennstoffverbrauch ohne Hilfseinrichtung	Gesamte Fahrzeit
Stuttgart—Ulm ...	94,0 km	530 kg	208 Min.
Ulm—München ...	146,5 ..	577 ..	242 ..
Ulm—Stuttgart ...	94,0 ..	250 ..	153 ..
	334,5 km	1377 kg	603 Min.

Durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit $\frac{334,5 \cdot 60}{603} = 33,3 \text{ km/h.}$

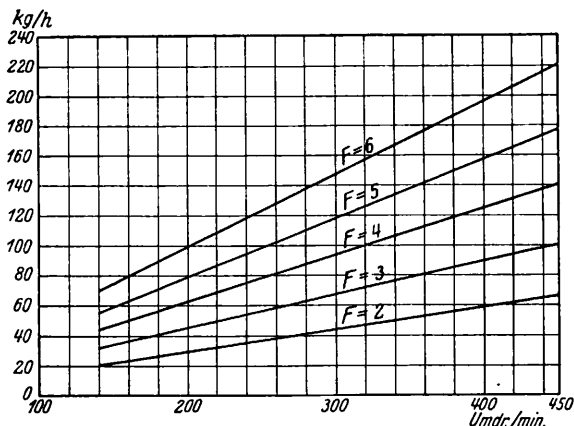


Abb. 9. Diesel-Getriebe-Lokomotive. Stündlicher Brennstoffverbrauch des Hauptmotors bei verschiedenen Füllungen.

Der Brennstoffverbrauch des Hilfsmotors steht nicht in ursächlichem Zusammenhang mit dem des Hauptmotors, er ist vielmehr von Zufälligkeiten abhängig, vom Luftbedarf für Bremse und vom Kraftbedarf für Kühlung (Außentemperatur und Fahrgeschwindigkeit maßgebend). Der Verbrauch kann nach den Erfahrungen zu 8 kg/h angenommen werden. Damit erhalten wir für die Zugfahrt:

Brennstoffverbrauch des Hauptmotors 1377 kg
 Brennstoffverbrauch des Hilfsmotors $8 \cdot 603 : 60 = 80 \text{ ,,}$
 1457 kg

Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok.km
 $B = \frac{1457 \cdot 1000}{334,5} = 4350 \text{ kg.}$

D. Diesel-Druckluft-Lokomotive der D. R. G.

Der Antriebsmotor ist ein nicht umsteuerbarer 6 Zylinder-Viertakt-M. A. N.-Dieselmotor mit Strahleinspritzung von 1000/1200 PSe-Leistung. Mit dem Motor als einheitliches Ganzes verbunden, ist der zweizylindrige doppelwirkende Kompressor, der ebenfalls von der M. A. N. gebaut wurde

und in Anbetracht der Leistung und Drehzahl einen großen Fortschritt auf diesem Gebiet bedeutet. Er verdichtet aus dem Freien angesaugte Luft in einer Stufe auf 7 atü. Die Luft wird in einem längs des Dieselmotors angeordneten Erhitzer, der gleichzeitig als Aufnehmer dient, durch die Motorabgase im Gegenstrom auf etwa 350 bis 370° C erhitzt und wird dann zu den beiden Lokomotivzylindern normaler Bauart geleitet, wo sie sich unter Arbeitsleistung entspannt und ins Freie auspufft. Durch die Zwischenerhitzung ist die Gewähr gegeben, daß die Luft nach der Entspannung noch eine Temperatur von mindestens 80° C hat, so daß auch im Winter selbst bei kleinen Füllungen Eisbildung in den Lokomotivzylindern sicher vermieden wird.

Über diese Lokomotive, die sich zur Zeit im Bau befindet, liegen noch keine Versuchs- und Betriebsergebnisse vor. Bis heute ist nur die von der M. A. N., Werk Augsburg, gebaute Dieselkompressoranlage auf dem Prüfstand einer eingehenden Erprobung unterzogen worden. Trotzdem wurde auch für die Diesel-Druckluft-Lokomotive eine Vergleichsberechnung durchgeführt, wobei an Stelle praktischer Ergebnisse über Leistung und Luftverbrauch der Treibzylinder aus theoretischen Untersuchungen abgeleitete Ergebnisse treten mußten.

Während die bereits behandelten Diesellokomotiven mit elektrischer und Getriebeübertragung ausgesprochene Güterzuglokomotiven sind, ist die Diesel-Druckluft-Lokomotive für den Personenzugdienst bestimmt. Um den Vergleich auch auf die Druckluftübertragung ausdehnen zu können, war es notwendig, den folgenden Untersuchungen über diese Bauart gleichfalls eine Güterzuglokomotive zugrunde zu legen, was die Annahme eines anderen Treibraddurchmessers und einer anderen Achsanordnung bedingte. Der Treibraddurchmesser wurde zu 1250 mm angenommen, die Achsanordnung zu 1—E—1 bei einem Dienstgewicht von 116 t und einem Reibungsgewicht von 85 t. Weiterhin soll in Übereinstimmung mit den bereits behandelten Diesellokomotiven der Heizkessel wegfallen. An seine Stelle tritt ein Hilfsmotor zum Antrieb der Hilfseinrichtungen. Der übrige Aufbau bleibt bestehen, insbesondere werden die Abmessungen der Dieselkompressoranlage und der Treibmaschine beibehalten. Damit sind die Hauptgrößen der Vergleichslokomotive:

Motor (mit Strahleinspritzung):

Zylinderzahl	6
Zylinderdurchmesser	450 mm
Kolbenhub	420 mm
Höchstleistung	1200 PS
Höchste Drehzahl	450/min

Kompressor:

Zylinderzahl	2 (Doppelw.)
Zylinderdurchmesser	640 mm
Kolbenhub	350 mm
Kompressorenddruck	7 atü
Überhitzertemperatur	350° C

Lokomotive:

Achsanordnung	1—E—1
Zylinderdurchmesser	700 mm
Kolbenhub	700 mm
Treibraddurchmesser	1250 mm
Gesamte Länge über Puffer	15800 mm
Dienstgewicht	116 t
Reibungsgewicht	85 t
Leergewicht	110 t
Höchstgeschwindigkeit	60 km/h
Anfahrzugkraft	16000 kg

Um die Unterlagen für die Konstruktion des Bahndiagramms zu erhalten, wurden zunächst Leistung und Luftverbrauch der Treibmaschine ermittelt. Dabei ist in ent-

sprechender Weise verfahren worden, wie bei der Dampflokomotive. Dort wurde mittels der von Strahl aufgestellten Formeln*) für verschiedene Drehzahlen und Füllungen die indizierte Leistung und der Dampfverbrauch der Lokomotivmaschine errechnet und damit die Betriebs-Charakteristik aufgestellt. Die Lokomotivmaschine der Dieseldruckluftlokomotive entspricht nun in Aufbau und Steuerung ganz der normalen Bauart, es besteht nur der Unterschied, daß das Arbeitsmittel an Stelle von gespanntem Dampf Druckluft ist. Im folgenden wird gezeigt, daß die von Strahl aufgestellten Formeln auch auf Druckluft anwendbar sind, wenn dabei einzelne Faktoren eine entsprechende Änderung erfahren.

Die Formel für den Spannungsabfall des Dampfes beim Eintritt in den Lokomotivzylinder gilt sinngemäß auch für Druckluft, wie sich aus ihrer Ableitung in Anhang 1 des Strahlschen Buchs und aus der Abhandlung von Blaess**) ergibt. Die in der Ableitung angewandte Näherungsgleichung für die Strömungsgeschwindigkeit im Schieberspalt

$$w = \sqrt{C \cdot \ln \frac{p_s}{p}}$$

wo $C = 2 \cdot g \cdot v_s \cdot p_s \cdot 10^4$, ist eine Vereinfachung der für alle Gase geltenden Ausflußformel:

$$w = \sqrt{2g v_s p_s \cdot \frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

für Heißdampf ist $k=1,3$, doch hat Strahl für die Einströmperiode $k=1$ gesetzt, wobei

$$\frac{k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ für } k=1 = \ln \frac{p_s}{p}$$

Diese Vereinfachung läßt sich auch auf erhitzte Luft ($k=1,38$) anwenden, ohne daß der Fehler für die Größe w erheblich ist. Die außerdem von Strahl benutzte Näherungsformel

$$w = \sqrt{2C \cdot \frac{p_s - p}{p_s + p}}$$

ergibt noch kleinere Fehler und kann ohne weiteres auch auf Luft angewandt werden. Die zur Bestimmung des Produktes $v \cdot p_s$ benutzte Näherungsformel,

$$v \cdot p_s = \frac{\lambda - 466}{100}$$

gilt nur für Heißdampf. Für Luft muß der Wert $v \cdot p_s$ aus der Zustandsgleichung bestimmt werden.

Der Ausflußkoeffizient μ ist in erster Linie von Form und Querschnitt des Schieberspalts und von dem Verlauf des Überströmkanals abhängig. Es kann auch für Druckluft der Wert $\mu=0,6$ beibehalten werden.

Bei der Ableitung der Formel für den Dampfverbrauch bezieht sich Strahl in Anhang 3 seines Buches zunächst auf ein Hubvolumen von $1 m^3$ und erhält für die bei einem Hub zugeführte Dampfmenge:

$$G = (m + \epsilon) \cdot \gamma_1 - (m + x) \cdot \gamma_0 \text{ kg.}$$

Dabei ist $(m + \epsilon) \cdot \gamma_1$ das Gewicht der gesamten bei Schieberabschluß im Zylinder befindlichen Dampfmenge, $(m + x) \cdot \gamma_0$ das Gewicht der bei Beginn der Kompression im Zylinder abgesperrten Dampfmenge. Die spezifischen Gewichte γ_1 und γ_0 werden aus dem Einström- bzw. Kompressionsvorgang abgeleitet.

Obige Formel, die allgemein gültig ist, wurde auch der Ermittlung des Luftverbrauchs der Lokomotivluftzylinder zugrunde gelegt. Der Gedankengang war dabei folgender: Beim Einströmen in den Zylinder erfährt die Luft vom Zustand p_s, T_s einen Druckabfall und einen Wärmeverlust durch Ab-

kühlung an den Zylinderwänden. Dieser Vorgang kann schrittweise dargestellt werden (siehe Textabb. 10).

1. Die bei Schieberabschluß im Zylinder befindliche Luft nimmt ohne Berücksichtigung der Wärmeabgabe, bezogen auf den Druck p_s einen Raum von $(m + \epsilon')$ ein. Es gilt dann für Punkt s :

$$\frac{p_s}{\gamma_s} = R \cdot T_s \quad \dots \quad 1)$$

2. Durch Abkühlung an den Zylinderwandungen verringert sich das Volumen der Luft, bezogen auf den Druck p_s , auf $(m + \epsilon'')$. Dabei sinkt die Temperatur von T_s auf T_x . Es gilt dann für Punkt x :

$$\frac{p_s}{\gamma_x} = R \cdot T_x$$

oder mit Gleichung (1):

$$\gamma_x = \gamma_s \frac{T_s}{T_x} \quad \dots \quad 2)$$

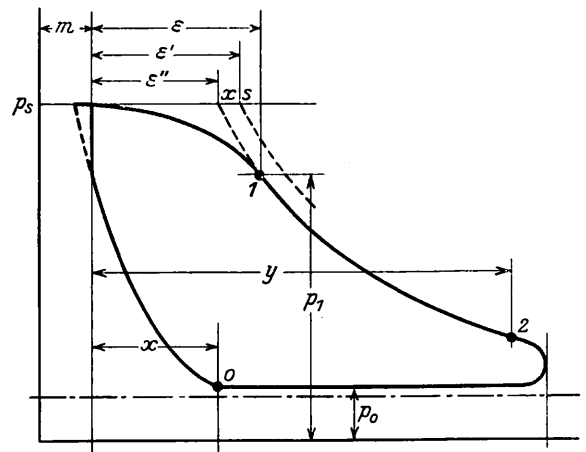


Abb. 10. Dieseldruckluft-Lokomotive. Diagramm zur theoretischen Ermittlung des Luftverbrauchs.

3. Die Luft expandiert adiabatisch ($\mu=1,4$) auf den Druck p_1 , es gilt dann für Punkt 1:

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_x} = \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{1}{\mu}}$$

oder mit Gleichung (2):

$$\gamma_1 = \gamma_s \frac{T_s}{T_x} \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{1}{\mu}} \quad \dots \quad 3)$$

Die noch unbekannte Größe T_x erhalten wir aus dem Wärmeverlust. Der Wärmeverlust des gesamten Luftgewichts $(m + \epsilon) \cdot \gamma_1$ bei Temperaturabnahme von T_s auf T_x ist:

$$(m + \epsilon) \cdot \gamma_1 \cdot c_p (T_s - T_x) = C$$

daraus

$$T_x = T_s - \frac{C}{(m + \epsilon) \cdot \gamma_1 \cdot c_p} \quad \dots \quad 4)$$

Damit wird Gleichung (3):

$$\gamma_1 = \gamma_s \cdot \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\frac{1}{\mu}} + \frac{C}{(m + \epsilon) \cdot c_p \cdot T_s}$$

Den Wärmewert C des Abkühlungsverlustes nimmt Strahl konstant an und setzt ihn unabhängig von Füllung und Drehzahl auf Grund von Versuchen für Dampf zu $C=60$ WE pro m^3 Hubvolumen fest. Für Druckluft liegen hierüber noch keine praktischen Erfahrungen vor, doch dürfte der Abkühlungsverlust kleiner sein, da der Wärmeübergang von Luft an die Wandungen geringer ist, als bei Dampf und auch kein Niederschlag eintreten wird. Bei der nachstehenden Berechnung wurde unter Berücksichtigung der etwas größeren Lässigkeitsverluste $C=50$ WE gesetzt, ein Wert, der eher zu hoch als zu nieder gegriffen ist.

*) Strahl, Einfluß der Steuerung auf Leistung der Heißdampflokotiven. Hanomag-Nachrichten-Verlag G. m. b. H. Hannover 1924.

**) Z. V. D. I. 1905. S. 697.

Nehmen wir für die Kompression in den schädlichen Raum eine polytropische Zustandsänderung an, so ergibt sich:

$$\gamma_0 = \gamma_s \cdot \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^\kappa$$

Nach vorstehendem ist also das Gewicht der in einem Zylinder von 1 m³ Hubvolumen arbeitenden Frischluft für 1 Hub:

$$G_H = (m + \epsilon) \cdot \gamma_1 - (m + x) \cdot \gamma_0 \\ = \frac{\gamma_s \cdot c_p \cdot T_s [X - Y] + C}{c_p \cdot T_s} \text{ kg.}$$

wobei

$$X = (m + \epsilon) \cdot \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^\kappa \\ Y = (m + x) \cdot \left(\frac{p_0}{p_s} \right)^\kappa$$

Für die vier Zylinderseiten der Diesel-Druckluft-Lokomotive beträgt dann der stündliche Luftverbrauch bei J m³ Zylinderinhalt und n Treibradumdrehungen in der Sekunde:

$$G = 4 \cdot J \cdot n \cdot 3600 \cdot G_H \\ = 4 \cdot J \cdot n \cdot 3600 \cdot \frac{\gamma_s \cdot c_p \cdot T_s [X - Y] + C}{c_p \cdot T_s}$$

Entsprechend dem Vorgehen bei der Dampflokomotive wurde nun an Hand der von Strahl abgeleiteten Formeln der mittlere indizierte Druck p_i im Luftzylinder für verschiedene Treibraddrehzahlen n und Zylinderfüllungen ε berechnet. Hieraus ergaben sich die Zahlenwerte für die indizierte Lokomotivleistung N_i, die in Zahlentafel 4 aufgeführt sind.

Zahlentafel 4.

Indizierte Lokomotivleistung N_i der Dieseldruckluftlokomotive für verschiedene Drehzahlen und Füllungen.

	n = 0,5	n = 1	n = 2	n = 3	n = 4
ε = 0,2	126	215	324	370	370
ε = 0,3	200	358	597	765	877
ε = 0,4	266	490	861	1160	1400
ε = 0,5	321	601	1090	1510	1870
ε = 0,6	363	693	1290	1820	2300
ε = 0,7	403	780	1480	—	—

Nach der oben abgeleiteten Formel wurde der stündliche Luftverbrauch G der Lokomotivmaschine für verschiedene Treibraddrehzahlen n und Füllungen ε berechnet. Die Zahlenwerte sind in Zahlentafel 5 aufgeführt.

Zahlentafel 5.

Stündlicher Luftverbrauch der Lokomotivmaschine für verschiedene Drehzahlen und Füllungen.

	n = 0,5	n = 1	n = 2	n = 3	n = 4
ε = 0,2	1860	3400	5830	7640	8900
ε = 0,3	2720	5010	8800	11720	13970
ε = 0,4	3630	6775	12300	16540	20150
ε = 0,5	4525	8530	15500	21440	26480
ε = 0,6	5430	10380	19200	27000	33830
ε = 0,7	6400	12330	23200	—	—

Mit Hilfe der Zahlentafel 4 und 5 wurde für die Drehzahlen n=0,5 bis n=4 die Betriebs-Charakteristik der Druckluftlokomotive aufgezeichnet (Textabb. 11), d. h. der Luftverbrauch der Lokomotivmaschine über der indizierten Leistung. Der Luftverbrauch wird begrenzt durch die Lufterzeugung des Motorkompressor-Aggregats. In Textabb. 12 ist auf Grund von Versuchsergebnissen der stündliche Brennstoffverbrauch des Motors und die stündlich erzeugte Luft-

menge über der Motordrehzahl aufgetragen. Aus den beiden Kurven läßt sich die einem bestimmten, stündlichen Brennstoffverbrauch entsprechende stündlich erzeugte Luftmenge feststellen.

Schneiden wir in der Betriebs-Charakteristik (Textabb. 11) die Luftverbrauchskurven durch Linien gleicher Luft-

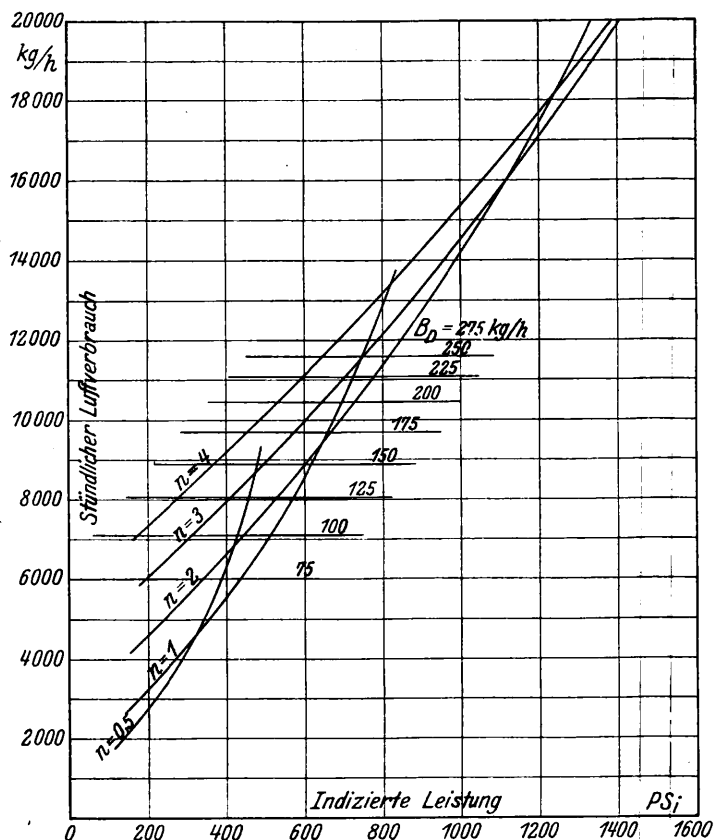


Abb. 11. Diesel-Druckluft-Lokomotive. Stündlicher Luftverbrauch bei verschiedenen Treibrad-Drehzahlen in Abhängigkeit von der indizierten Leistung.

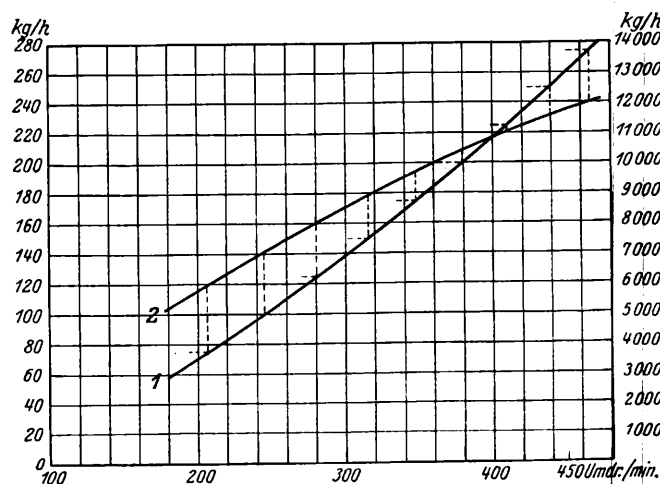


Abb. 12. Diesel-Druckluft-Lokomotive. 1 Stündlicher Brennstoffverbrauch des Hauptmotors. 2 Stündliche Lufterzeugung des Kompressors.

erzeugung, d. h. gleichbleibenden Brennstoffverbrauchs, so ergeben sich hieraus die indizierten Lokomotivleistungen für verschiedene Treibraddrehzahlen und Brennstoffverbrauchs-werte. Die Werte für N_i sind in Zahlentafel 6 aufgeführt, wo auch die entsprechenden Werte für $Z_1 = \frac{270 \cdot N_i}{V}$ eingetragen sind.

Zahlentafel 6.

B kg/h	n=0,5 V=7,07	n=1 V=14.14	n=2 V=28.28	n=3 V=42.42	n=4 V=56.56 km/h
B=250 Ni	—	745	815	750	650 PS _i
Z _i	—	14200	7800	4800	3100 kg
B=225 Ni	—	725	775	700	595 PS _i
Z _i	—	13800	7400	4450	2840 kg
B=200 Ni	—	695	730	645	530 PS _i
Z _i	—	13300	6950	4100	2530 kg
B=175 Ni	495	660	665	575	450 PS _i
Z _i	18900	12600	6400	3650	2150 kg
B=150 Ni	480	620	600	495	370 PS _i
Z _i	18300	11800	5750	3150	1770 kg
B=125 Ni	455	570	530	410	275 PS _i
Z _i	17400	10900	5050	2610	1310 kg
B=100 Ni	425	510	440	310	170 PS _i
Z _i	16200	9750	4200	1970	810 kg
B=75 Ni	385	435	340	190	— PS _i
Z _i	14700	8300	3250	1210	— kg

An Hand der Zahlentafel 6 wurden in Textabb. 13 die Zugkraftkurven gleichbleibenden Brennstoffverbrauchs über der Fahrgeschwindigkeit aufgezeichnet. Der Zugwiderstand W_z auf wagrechter gerader Bahn ergibt sich als Summe von Lokomotiv- und Wagenwiderstand.

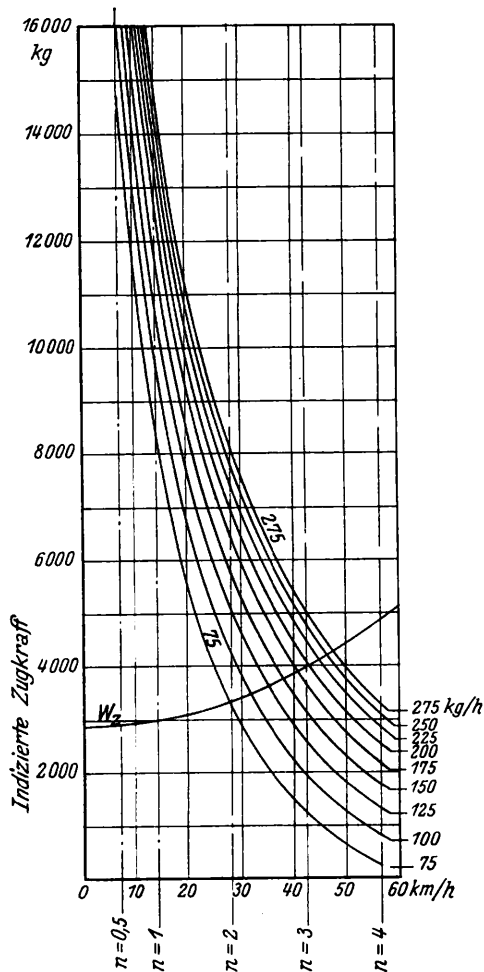


Abb. 13. Diesel-Druckluft-Lokomotive. Zugkraftkurven gleichbleibenden Brennstoffverbrauchs.

Auf die Dieseldruckluftlokomotive kann ohne weiteres die Strahlsche Formel für den Laufwiderstand der Dampflokomotive angewandt werden. Damit ist:

$$W_L = 2.5 \cdot 31 + 9.3 \cdot 85 + 0.6 \cdot 10 \cdot (V/10)^2 = 868 + 6 \cdot (V/10)^2 \text{ kg}$$

V km/h	0	10	20	30	40	50
W _L kg	868	874	892	922	964	1018
W _w kg*)	2000	2057	2228	2513	2912	3425
W _z kg	2868	2931	3120	3435	3876	4443

*) Ableitung s. im vor. Heft.

Aus dem Z V-Diagramm wurde das s V-Diagramm (Taf. 7, Abb. 2) abgeleitet.

Die Bahndiagramme für die Dieseldruckluftlokomotive (Tafel 7, Abb. 4) ergeben:

Strecke	Entfernung	Brennstoffverbrauch ohne Hilfseindr.	Gesamte Fahrzeit
Stuttgart—Ulm	94.0 km	817 kg	203 Min.
Ulm—München	146.5 „	817 „	237 „
Ulm—Stuttgart	94.0 „	377 „	151 „
	334.5 km	2011 kg	591 Min.

Durchschnittl. Fahrgeschwindigkeit $\frac{334,5 \cdot 60}{591} = 34 \text{ km/h}$.

Der Brennstoffverbrauch des Hilfsmotors wird zu 5 kg/h angenommen. Damit erhalten wir für die Zugfahrt:

Brennstoffverbrauch des Hauptmotors 2011 kg
 Brennstoffverbrauch des Hilfsmotors $\frac{5 \cdot 591}{60} = 49 \text{ „}$
2060 kg

Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok.km

$$B = \frac{2060 \cdot 1000}{334,5} = 6150 \text{ kg.}$$

Gegenüberstellung der Zugförderungskosten des Dampf- und Diesel-Lokomotivbetriebs.

Die Stoffpreise, die bei der nachstehenden Kostenaufstellung in Ansatz kommen, sind:

- Kohle und Brikett frei Tender (im Verhältnis 4,5:1) 30,— R.M./t
- Motorentreiböl (Gasöl) frei Lokomotive. 11,50 R.M./100 kg
- Heißdampfzylinderöl 75,— R.M./100 kg
- Motorenschmieröl 50,— R.M./100 kg
- Achsöl (für Achslager und Triebwerk) . 28,— R.M./100 kg
- Wasser frei Lokomotive 0,15 R.M./t

Heißdampflokomotive.

A. Sächliche Ausgaben.

1. Kosten für Betriebsstoffe.

a) Brennstoffe.

Der Kohlenverbrauch auf 1000 Lok./km wurde zu 25500 kg ermittelt, damit sind die Kosten $25500 \cdot 30 / 1000 = \dots \dots \dots 765 \text{ R.M}$

b) Schmierstoffe.

Der Verbrauch auf 1000 Lok.km ist:
 3 kg Heißdampfzylinderöl $3 \cdot 75 / 100 = 2,25 \text{ R.M}$
 17 kg Achsöl $17 \cdot 28 / 100 = 4,75 \text{ R.M}$
7 R.M

c) Wasser.

Der Dampfverbrauch ergab sich zu 52645 kg, damit entfallen auf 1000 Lok.km
 $\frac{52645 \cdot 1000}{334,5} = 157000 \text{ kg}$
 10% Zuschlag = 15700 „
 $172700 \text{ kg} \cdot 0,15 / 1000 \dots \dots 26 \text{ R.M}$
 Zu übertragen . . . 798 R.M

	Übertrag . . .	798 <i>R.M.</i>
d) Putzmittel.		
Für Putzwolle und Putzöl sind auf 1000 Lok.km anzusetzen etwa		3 <i>R.M.</i>
e) Beleuchtungsmittel.		
Für Beleuchtungsmittel sind auf 1000 km anzusetzen etwa		1 <i>R.M.</i>
f) Sonstige Verbrauchsstoffe.		
Auf 1000 Lok./km entfallen für Verbrauchsstoffe und Vorratstücke etwa		18 <i>R.M.</i>

2. Kosten für die Lokomotive.

a) Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals.		
Leergewicht der Lokomotive (mit Tender)		
91600 kg.		
Anschaffungskosten pro kg Leergewicht		
1.85 <i>R.M.</i>		
Anschaffungskosten: 91600 · 1.85 = 170000 <i>R.M.</i>		
Jährliche Kosten für Verzinsung und Tilgung		
$\frac{170000 \cdot (6+5)}{100} = 18700$ <i>R.M.</i>		

Bei einer Jahresleistung von 87000 Lok.km entfallen auf 1000 Lok.km $18700:87 = . . .$ 215 *R.M.*

b) Ausbesserung in den Hauptwerkstätten.		
Für Haupt- und Zwischenausbesserung entfallen auf 1000 Lok.km		290 <i>R.M.</i>
c) Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen		
Auf 1000 Lok.km entfallen		150 <i>R.M.</i>

B. Persönliche Ausgaben.

Auf 1000 Lok.km entfallen nach Wirtschaftlichkeitsübersicht der D.R.B. an Löhnen (abzüglich etwaiger Stoffkosten) für:

1. Lokomotivpersonal	430 <i>R.M.</i>
2. Betriebshandwerker	38 <i>R.M.</i>
3. Betriebsarbeiter	58 <i>R.M.</i>
4. Lokomotivdienstleitung und Aufsicht	25 <i>R.M.</i>
	2026 <i>R.M.</i>

Diesel-Elektro-Lokomotive.

A. Sächliche Ausgaben.

1. Kosten für Betriebsstoffe.

a) Brennstoffe.		
Der Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok./km wurde zu 5080 kg ermittelt. damit sind die Kosten: $5080 \cdot 11,5/100 =$		585 <i>R.M.</i>
b) Schmierstoffe.		
(Der Schmierstoffverbrauch des Dieselmotors entspricht etwa 1,6% des Brennstoffverbrauchs.)		
Dieselmotor $5080 \cdot 1,6/100$		
$= 81 \text{ kg} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} 50/100 = 41$ <i>R.M.</i>		
Elektrischer Teil		
Laufwerk		2,8 <i>R.M.</i>
		~ 44 <i>R.M.</i>

c) Wasser	0 <i>R.M.</i>
---------------------	---------------

d) Putzmittel.		
----------------	--	--

Für Putzwolle und Putzöl sind auf 1000 Lok.km anzusetzen 8 *R.M.*

e) Beleuchtungsmittel.		
------------------------	--	--

Auf 1000 Lok.km sind anzusetzen etwa 2 *R.M.*

f) Sonstige Verbrauchsstoffe.		
-------------------------------	--	--

Die Kosten sind um etwa 20% höher als bei der Dampflokomotive. damit $18.120/100 = . . .$ ~ 22 *R.M.*

Zu übertragen . . . 661 *R.M.*

	Übertrag . . .	661 <i>R.M.</i>
2. Kosten für die Lokomotive.		
a) Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals.		
Leergewicht der Lokomotive 114000 kg.		
Anschaffungskosten pro kg Leergewicht 3 <i>R.M.</i>		
Anschaffungskosten: $114000 \cdot 3,0 = 342000$ <i>R.M.</i>		
Jährliche Kosten für Verzinsung und Tilgung:		
$\frac{342000 \cdot (6+5)}{100} = 37600$ <i>R.M.</i>		

Bei einer Jahresleistung von 118000 Lok.km entfallen auf 1000 Lok.km: $37600:118 = . . .$ 319 *R.M.*

b) Ausbesserung in den Hauptwerkstätten.		
Die Kosten für Haupt- und Zwischenausbesserung sind zu etwa 80% derjenigen der Dampflokomotive anzusetzen damit $290 \cdot 80/100 =$ ~ 235 <i>R.M.</i>		

c) Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen.		
Die Kosten werden zu 60% derjenigen der Dampflokomotive angenommen $150 \cdot 60/100 = . . .$		90 <i>R.M.</i>

B. Persönliche Ausgaben.

1. Lokomotivpersonal $\frac{430 \cdot 300}{400} =$	325 <i>R.M.</i>
2. Betriebshandwerker	38 <i>R.M.</i>
3. Betriebsarbeiter $\frac{58 \cdot 20}{100} =$	12 <i>R.M.</i>
4. Lokomotivdienstleitung und Aufsicht $\frac{25 \cdot 60}{100} =$	15 <i>R.M.</i>
	1695 <i>R.M.</i>

Diesel-Getriebe-Lokomotive.

A. Sächliche Ausgaben.

1. Kosten für Betriebsstoffe.

a) Brennstoffe.		
Der Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok./km wurde zu 4350 kg ermittelt. damit sind die Kosten: $4350 \cdot 11,5/100 =$		500 <i>R.M.</i>
b) Schmierstoffe.		
Dieselmotor $4350 \cdot 1,6/100$		
$= 70 \text{ kg} \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} 50/100 = 41$ <i>R.M.</i>		
Getriebe		
Laufwerk		4 <i>R.M.</i>
		45 <i>R.M.</i>

c) Wasser	0 <i>R.M.</i>
---------------------	---------------

d) Putzmittel.		
----------------	--	--

Für Putzwolle und Putzöl sind auf 1000 Lok.km anzusetzen. etwa 10 *R.M.*

e) Beleuchtungsmittel.		
------------------------	--	--

Auf 1000 Lok.km sind anzusetzen etwa 3 *R.M.*

f) Sonstige Verbrauchsstoffe.		
-------------------------------	--	--

Die Kosten sind um etwa 30% höher als bei der Dampflokomotive, damit $18.130/100 = . . .$ ~ 24 *R.M.*

2. Kosten für die Lokomotive.

a) Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals.		
Leergewicht der Lokomotive 124000 kg		
Anschaffungskosten pro kg Leergewicht 2,5 <i>R.M.</i>		
Anschaffungskosten: $124000 \cdot 2,5 = 310000$ <i>R.M.</i>		
Jährliche Kosten für Verzinsung und Tilgung:		
$\frac{310000 \cdot (6+5)}{100} = 34100$ <i>R.M.</i>		

Zu übertragen . . . 582 *R.M.*

Übertrag . . . 582 *R.M.*

Bei einer Jahresleistung von 118000 Lok.km entfallen auf 1000 Lok.km: $34100:118 = . . . 289 \text{ R.M.}$

b) Ausbesserung in den Hauptwerkstätten.

Die Kosten für Haupt- und Zwischenausbesserung sind zu etwa 90% derjenigen der Dampflokomotive anzusetzen $290.90/100 = 260 \text{ R.M.}$

c) Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen.

Die Kosten werden zu 60% derjenigen der Dampflokomotive angenommen $150.60/100 = 90 \text{ R.M.}$

B. Persönliche Ausgaben.

1. Lokomotivpersonal 325 *R.M.*

2. Betriebshandwerker 38 *R.M.*

3. Betriebsarbeiter 12 *R.M.*

4. Lokomotivdienstleitung und Aufsicht 15 *R.M.*

1611 *R.M.*

Diesel-Druckluft-Lokomotive.

A. Sächliche Ausgaben.

1. Kosten für Betriebsstoffe.

a) Brennstoffe

Der Brennstoffverbrauch auf 1000 Lok./km wurde zu 6150 kg ermittelt, damit sind die Kosten: $6150.11.5/100 = 708 \text{ R.M.}$

b) Schmierstoffe

Dieselmotor $6150.1.6/100$

$= 98 \text{ kg } | \text{ } 50/100 = 57 \text{ R.M.}$

Kompressor . . . 16 „ |

Lokomotivzylinder . 3 kg. $75/100 = 2.25 \text{ R.M.}$

Laufwerk 17 kg. $28/100 = 4.75 \text{ R.M.}$

64 *R.M.*

c) Wasser 0 *R.M.*

d) Putzmittel 10 *R.M.*

e) Beleuchtungsmittel 3 *R.M.*

f) Sonstige Verbrauchsstoffe

Die Kosten sind um etwa 30% höher als bei der Dampflokomotive, damit $18.130/100 = 24 \text{ R.M.}$

2. Kosten für die Lokomotive.

a) Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals.

Leergewicht der Lokomotive 110000 kg.

Anschaffungskosten pro kg Leergewicht 2,3 *R.M.*

Anschaffungskosten: $110000.2.3$

$= 253000 \text{ R.M.}$

Jährliche Kosten für Verzinsung und Tilgung:

$\frac{253000.(6+5)}{100} = 27800 \text{ R.M.}$

Bei einer Jahresleistung von 118000 Lok.km entfallen auf 1000 Lok.km: $27800:118 = 236 \text{ R.M.}$

b) Ausbesserung in den Hauptwerkstätten.

Die Kosten für Haupt- und Zwischenausbesserung sind zu etwa 85% derjenigen der Dampflokomotive anzusetzen $290.85/100 = 250 \text{ R.M.}$

c) Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen.

Die Kosten werden zu 60% derjenigen der Dampflokomotive angenommen $150.60/100 = 90 \text{ R.M.}$

B. Persönliche Ausgaben.

1. Lokomotivpersonal 325 *R.M.*

2. Betriebshandwerker 38 *R.M.*

3. Betriebsarbeiter 12 *R.M.*

4. Lokomotivdienstleitung und Aufsicht 15 *R.M.*

1775 *R.M.*

Bei dem vorstehenden Vergleich wurde, da es sich um Güterzuglokomotiven handelt, die Heizung der Züge nicht berücksichtigt. Bei Diesellokomotiven, welche für den Personenzugdienst bestimmt sind, wird der Dampf für die Zugheizung zweckmäßig mittels eines kleinen ölgefeuerten Kessels erzeugt unter möglicher Ausnützung der Motorabgase. Die Zugheizung kommt gegenüber dem Dampflokomotivbetrieb etwas teurer zu stehen, das Ergebnis der Vergleichsrechnung dürfte aber dadurch nicht nennenswert beeinflusst werden.

Zusammenstellung der Betriebskosten für 1000 Lok.km.

	Dampf- loko- motive <i>R.M.</i>	Diesel- Elektro- Loko- motive <i>R.M.</i>	Diesel- Getriebe- Loko- motive <i>R.M.</i>	Diesel- Luft- Loko- motive <i>R.M.</i>
A. Sächliche Ausgaben				
1. Kosten für Betriebsstoffe				
a) Brennstoffe	765	585	500	708
b) Schmierstoffe	7	44	45	64
c) Wasser	26	0	0	0
d) Putzmittel	3	8	10	10
e) Beleuchtungsmittel	1	2	3	3
f) Sonstige Verbrauchsstoffe	18	22	24	24
2. Kosten für die Lokomotive				
a) Verzinsung und Tilgung des Beschaffungskapitals	215	319	289	236
b) Ausbesserung in den Hauptwerkstätten	290	235	260	250
c) Verzinsung und Tilgung der Lokomotivbehandlungsanlagen	150	90	90	90
B. Persönliche Ausgaben				
1. Lokomotivpersonal	430	325	325	325
2. Betriebshandwerker	38	38	38	38
3. Betriebsarbeiter	58	12	12	12
4. Lokomotivdienstleitung und Aufsicht	25	15	15	15
Gesamtkosten	<u>2026</u>	<u>1695</u>	<u>1611</u>	<u>1775</u>
Ersparnis gegenüber der Dampflokomotive %	0	331	415	251

Schlußwort.

Die Gegenüberstellung der Betriebskosten der Dampf- und Diesellokomotive zeigt deutlich die wirtschaftliche Überlegenheit der Diesellokomotive.

Bei der Beurteilung des Ergebnisses darf nun nicht außer Acht gelassen werden, daß die dem Vergleich zugrunde gelegten Diesellokomotiven noch keine abgeschlossenen Lösungen darstellen. Die behandelten Lokomotiven sind vielmehr erste Versuchsausführungen, weshalb ihnen manche Mängel anhaften, die auf Grund der bisherigen Erfahrungen bei einem Neubau vermieden werden können.

Über die Schienenwanderung.

Von Eugen Jurenik, Oberingenieur der Königl. Ungar. Staatseisenbahnen, Budapest.

Unter Schienenwanderung versteht man jene am Eisenbahnoberbau häufig vorkommende Erscheinung, daß sich die Schienen gleichlaufend mit der Bahnachse in der einen oder anderen Richtung verschieben. Jeder Schienenwanderungsabschnitt besteht aus drei Teilen. Im vorderen Teil sind die Stoßfugen im allgemeinen kleiner als das Durchschnittsmaß: gedrückter Teil. Im hinteren Teil hingegen sind sie zumeist größer: gezogener Teil. Dazwischen ist ein Abschnitt ohne besonderes Gepräge vorhanden: Übergangsteil. (Vorerst sei nur von kurzen Abschnitten bis zu beiläufig 100 Schienenlängen die Rede.)

Unter Höchst- und Mindestmaß der Stoßfugen h_{\max} und h_{\min} sind jene zwei Grenzmöglichkeiten zu verstehen, die unter vollständiger Ausnützung des Spielraumes zwischen Laschenschraubenbolzen und Lochungen von Schiene und Lasche zustande kommen. Darüber hinaus kann eine weitere

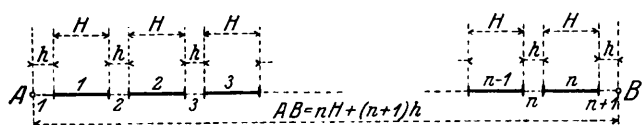


Abb. 1.

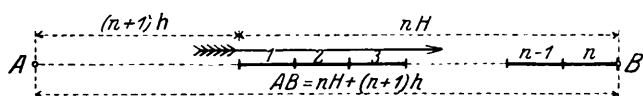


Abb. 2.

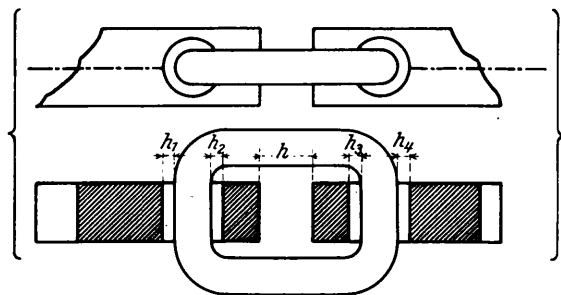


Abb. 3.

Vergrößerung oder Verkleinerung nurmehr unter Zerstörung des Materials geschehen, was bei den folgenden Erörterungen jedoch außer Betracht bleiben soll.

Die Anordnung der Schienen vor Beginn des Wanderns sei die Anfangslage. Die Anordnung, bei der die Spielräume ausnahmslos zur völligen Ausnützung kamen, sei Endlage genannt. Unter Regelfuge h ist jenes Stoßfugenmaß zu verstehen, das dem jeweiligen Wärmegrad entspricht. Wenn also beim Legen der Schienen die Regelfuge Anwendung fand, wird in der Folge das Durchschnittsmaß der Stoßfugen bei jedem Wärmegrad eben die Regelfuge sein. Der Einfachheit wegen sei stets dieser Fall vorausgesetzt.

Für die vorgefundenen Maße der Stoßfugen im allgemeinen werde die Bezeichnung h_v für das Längenmaß der Schienen H angewendet.

Nehmen wir an, daß zwischen den Punkten A und B Stangen von der Länge H in Abständen h nebeneinander gereiht sind (Abb. 1). Falls die Anzahl der Stangen n beträgt, so ist $AB = nH + (n+1)h$. Wenn die Stangen von A nach B verschoben werden, bis sie durchwegs anschließen, wird die neue Anordnung der Abb. 2 entsprechen. Es sei nun angenommen, daß die Stangen an den Enden

durchbohrt sind und mittels Ringen kettenartig zusammenhängen (Abb. 3). Wenn die Verschiebung unter solchen Verhältnissen vor sich geht, werden in der Endlage die Fugen links das mögliche Höchstmaß $h_A = h + h_2 + h_3$ erreichen, wohingegen auf der rechten Seite die Fugen minimal sein werden: $h_B = h - (h_1 + h_4)$. Die Bedingung des völligen Anschließens der Stangen ($h_B = 0$) ist: $h < h_1 + h_4$.

Es seien nun an einem wandernden Schienenstrange die Punkte A und B zwei unbewegliche Stellen (z. B. Endweichen von Stationen) und die auf Abb. 1 sichtbaren Stangen die Schienen, die in der Richtung von A nach B eben zu wandern beginnen. Mit dem Vorschreiten der Schienenwanderung vergrößern und verringern sich die Stoßfugen, indem sie sich den Grenzmaßen nähern, die im gezogenen Teil h_{\max} , im gedrückten Teil $h_{\min} = 0$ betragen. (Der Einfachheit wegen sei nämlich stets vorausgesetzt, daß die Schienenverbindung das Anschließen der Schienen zuläßt.) Sie erscheinen in der Zeitfolge zuerst bei A und B, während in der Mittelgegend die Maße eine Zeitlang keine bedeutenden Veränderungen erleiden. Allmählich vermehren sich in den Richtungen zur Mitte die Stoßfugen der Grenzmaße, wogegen der Übergangsteil beständig abnimmt, bis endlich sämtliche

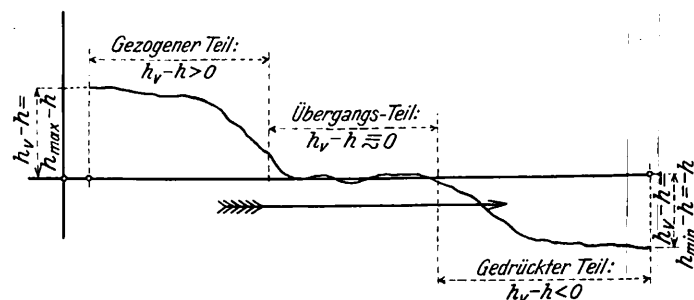


Abb. 4.

Stoßfugen zu h_{\max} und h_{\min} geworden sind, d. h. die Endlage zustande gekommen ist. Zur Veranschaulichung werde ein Koordinaten-Achsen-system angenommen, in dem die Abszissen die Entfernungen der Schienenstöße vom Anfangspunkt 0 des Achsensystems, die Ordinaten die Größenunterschiede zwischen den vorgefundenen Stoßfugen und der Regelfuge bedeuten. Ermitteln wir die Unterschiede derart, daß von den vorgefundenen Stoßfugen die Regelfuge abgezogen wird, so werden im gezogenen Teil positive Ordinaten $y = h_v - h > 0$, im gedrückten Teil negative Ordinaten $y = h_v - h < 0$ erzielt werden (Abb. 4). In der Endlage haben die vorgefundenen Stoßfugenmaße nur mehr zweierlei Werte: h_{\max} und h_{\min} , demzufolge die Ordinaten ebenfalls beständig sind: $y = h_{\max} - h$ (gezogener Teil) und $y = h_{\min} - h = -h$ (gedrückter Teil). Hieraus aber ist zu entnehmen, daß in der Endlage der Übergang vom gezogenen Teil auf den gedrückten eine sprungweise Umwandlung ist, die bei der Übergangsstoßfuge h_{ii} eintritt. Diese bleibt nunmehr als einzige unbeständig und kann von $h_{\min} = 0$ bis h_{\max} sämtliche Maße annehmen (Abb. 5). Je nachdem, ob $h_{ii} \geq h$ ist, erscheint die Ordinate bei h_{ii} als positiv, 0, oder negativ. Zur Bestimmung der Stelle des Überganges diene folgender Gedankengang: das Gesamtmaß der Stoßfugen eines abgegrenzten Schienenwanderungsabschnittes bleibt bei demselben Wärmegrad — unabhängig von den Verschiebungen der Schienen — unverändert (vergl. auch Abb. 1 und 2). Da nun in der Endlage (h_{ii} ausgenommen) nur noch Stoßfugen vom Höchstmaße vorhanden sein können und zwar im gezogenen Teile, da im gedrückten Teile bereits sämtliche

Stoßfugen verschwunden sind, so fragt es sich, auf wie viele Fugen dieses Maßes das Gesamtmaß teilbar ist, nämlich was $\frac{(n+1)h}{h_{\max}}$ beträgt? Wenn $(n+1)h$ durch h_{\max} zufällig restlos teilbar ist, wird auch $h_{\bar{u}}$ vom Höchstmaße oder vom Mindestmaße (0) sein, in allen übrigen Fällen hingegen dem Rest entsprechen.

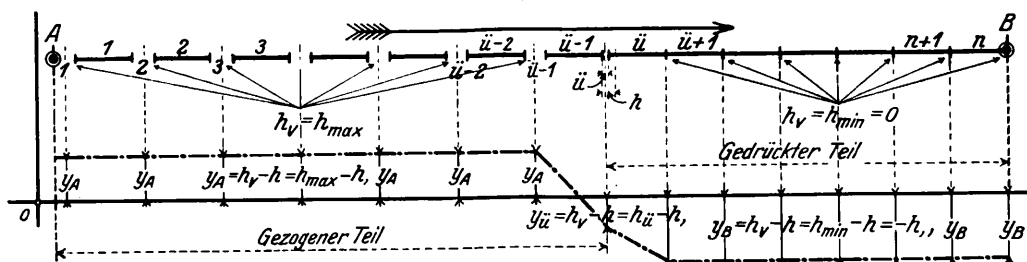


Abb. 5.

Beispiel 1.

- $H = 12,00$
- $h = 0,0065 \text{ m}$ (entspricht ungefähr dem Wärmegrad $\pm 0,0^{\circ} \text{ C}$)
- $h_{\max} = 0,014 \text{ m}$
- $h_{\min} = 0,000 \text{ m}$
- $n = 100$

Es werde festgestellt, wo in der Endlage die Stelle des Überganges, also die Übergangsstoßfuge sein muß? Das gesamte Ausmaß der Stoßfugen beträgt:

$$(n+1)h = 101 \times 0,0065 \text{ m} = 0,6565 \text{ m}$$

$$\frac{(n+1)h}{h_{\max}} = \frac{0,6565}{0,014} = 656,5 : 14 = 64$$

Der gezogene Teil umfaßt also 47 Stoßfugen und 46 Schienen. 46 Stoßfugen sind vom Höchstmaße, die letzte (Übergangsstoßfuge $h_{\bar{u}}$) bloß 12,5 mm.

Aus der Berechnung ist klar zu ersehen, daß die Stelle des Überganges vom herrschenden Wärmegrade abhängt. Da nämlich h_{\max} beständig bleibt, ist für den Quotienten allein h maßgebend. Wenn h infolge des niedrigen Wärmegrades groß ist, ist auch der Quotient groß, demgemäß kommt die Übergangsstelle nahe an B heran. Bei hohem Wärmegrad, also bei einem kleinen h , verhält sich die Sache umgekehrt.

Beispiel 2.

$$h = 0,010 \text{ m} (-25^{\circ} \text{ C})$$

$$\frac{(n+1)h}{h_{\max}} = \frac{1,010}{0,014} = 72$$

Beispiel 3.

$$h = 0,001 \text{ m} (+38^{\circ} \text{ C})$$

$$\frac{(n+1)h}{h_{\max}} = \frac{0,101}{0,014} = 7$$

Aus dem Angeführten ist ersichtlich, daß bei sinkendem Wärmegrade und bereits weit vorgeschrittener Schienenwanderung, besonders aber nach Eintritt der Endlage, die Spannung im gedrückten Teil nachläßt, hingegen im gezogenen Teile anwächst, indem sich hier die Stoßfugen dem Höchstmaße nähern.

Dies äußert sich durch Verschiebung der Übergangsstelle in der Richtung der Wanderung, also von A nach B.

Das Gegenteil tritt ein, wenn der Wärmegrad steigt. In diesem Falle wird nämlich die Übergangsstelle in der Richtung entgegengesetzt der Wanderung verschoben, wobei die Spannung im gezogenen Teile zwar nachläßt, jedoch im gedrückten Teile wächst. Selbstredend ist dies ungünstiger,

da hierdurch die Möglichkeit vergrößert wird, daß sich die Schienenstränge verwerfen.

Versuchen wir nun die Gesetzmäßigkeit der Verschiebungen festzustellen.

Zur gemeinsamen Behandlung des Wanderns beider Schienenstränge sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. Beide Schienenstränge wandern in der gleichen

Richtung und zwar entweder mit derselben oder mit verschiedener Geschwindigkeit.

2. Die Schienenstränge wandern in entgegengesetzter Richtung.

3. Das Wandern erstreckt sich bloß auf den einen Schienenstrang (Mittelfall zwischen 1 und 2). Der Einfachheit wegen werde nur der Fall 3. behandelt, da auf ihn die beiden anderen leicht zurückzuführen sind.

Bis zum Eintritte der Endlage rückte im gezogenen Teil vom Anfange A gerechnet:

die Schiene 1.	um das Stück	$1 \times (h_{\max} - h)$
„ „ 2.	„ „ „	$2 \times (h_{\max} - h)$
„ „ 3.	„ „ „	$3 \times (h_{\max} - h)$
— — — — —		
die Schiene $\bar{u}-2$.	um das Stück	$(\bar{u}-2) \times (h_{\max} - h)$
„ „ $\bar{u}-1$.	„ „ „	$(\bar{u}-1) \times (h_{\max} - h)$
„ „ \bar{u} .	„ „ „	$(\bar{u}-1) \times (h_{\max} - h)$
		+ $(h_{\bar{u}} - h)$ vor.

Je nachdem, ob $h_{\bar{u}} \geq h$ ist, erleidet die Schiene \bar{u} der Schiene $\bar{u}-1$ gegenüber noch eine weitere Verschiebung $h_{\bar{u}} - h$; oder es bleibt die Verschiebung beider Schienen gleich: $(\bar{u}-1) \times (h_{\max} - h)$; oder aber es bleibt schon die Schiene \bar{u} der Schiene $\bar{u}-1$ gegenüber um das absolute Maß $(h_{\bar{u}} - h)$ zurück. Im gedrückten Teil verschoben sich die Schienen von B aus gerechnet in folgenden Maßen:

die Schiene n.	um das Stück	$1 \times h$
„ „ n-1.	„ „ „	$2 \times h$
„ „ n-3.	„ „ „	$3 \times h$
— — — — —		
die Schiene $\bar{u}+2$.	um das Stück	$(\bar{u}+2) \times h$
„ „ $\bar{u}+1$.	„ „ „	$(\bar{u}+1) \times h$

Während also im gezogenen Teile die Schienen gegenüber ihren bewegungslosen Paaren stufenweise um je $h_{\max} - h$, also linear anwachsend voreilten, verringert sich diese Verzerrung im gedrückten Teile ebenfalls stufenweise um je h bis zu der bei B wieder hergestellten Regellage. Das Höchstmaß der Verzerrung erscheint also bei dem Übergang. Dies ist auf Abb. 6 dargestellt und zwar der besondere Fall, daß der Übergang in die Mitte von AB fällt. Die Bedingung hierfür ist, daß $h = \frac{h_{\max}}{2}$, folglich $h_{\max} - h = h$, die Anzahl der Stufen für das Anwachsen und Abnehmen

also gleich ist. Wenn h groß ist (Wärmegrad niedrig, Übergangsstelle nahe an B), ist $h_{\max} - h$ klein, folglich das Anwachsen gelinde, das Abnehmen jäh. Bei kleinem h verhält sich die Sache umgekehrt (vergl. auch Beispiel 2. und 3.).

Mit den letzten Darlegungen wurde bewiesen, daß die Endlage tatsächlich von A und B beginnend in den Richtungen zum späteren Übergang zustande kommt: je weiter entfernt nämlich die Schienen von den Endpunkten A und B liegen, um so größere Verschiebungen sind bis zum Erreichen ihrer Endlagen nötig.

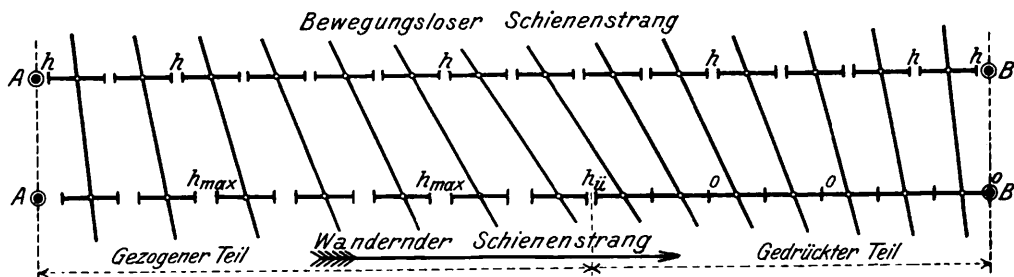


Abb. 6.

Die behandelte Gesetzmäßigkeit kommt in der anwachsenden oder abnehmenden Verdrehung der die gegenüberliegenden Schienenstöße verbindenden Linien — der Stoßlinien — und infolgedessen meistens auch der Stoßschwellen zum sichtbaren Ausdruck, zu deren Veranschaulichung Abb. 6 dient, woselbst je eine Linie die Richtung der Stoßlinien eines Schienenpaares bedeutet. Es bedarf keiner weiteren Erörterung, daß die Stelle des Höchstmaßes der Verdrehung mit derjenigen für die Verschiebung zusammenfällt.

Aus den bisherigen Erörterungen wurde klar, daß jedem Wärmegrad ein gewisses Höchstmaß von Verschiebung (und zugleich Verdrehung) entspricht, das bei der Übergangsstelle zustande kommt, folglich nach der Formel:

$$V_{\max} = \frac{(n+1)h}{h_{\max}} (h_{\max} - h)$$

$$V_{\max} = (n+1)h - \frac{(n+1)h^2}{h_{\max}}$$

bestimmt werden kann. Welches ist die Regelfuge, bei der diese Höchstmaße eintreten?

V_{\max} nimmt das Höchstmaß an, wenn $\frac{dV_{\max}}{dh} = 0$ ist. Es ist also

$$(n+1) - \frac{2(n+1)h}{h_{\max}} = 0 \text{ oder}$$

$$1 - \frac{2h}{h_{\max}} = 0, \text{ folglich ist das gesuchte Maß}$$

$h = \frac{h_{\max}}{2}$. Das ist der bereits bekannte Fall, daß die Übergangsstelle in die Mitte fällt.

Beispiel 4.

$$n = 100$$

$$h_{\max} = 0,014 \text{ m}$$

$$h = \frac{h_{\max}}{2} = 0,007 \text{ m}$$

$$V_{\max} = \frac{(100+1)0,007}{0,014} (0,014 - 0,007) \text{ m} = 0,3535 \text{ m.}$$

Behandeln wir nun die durch die Schienenwanderung verursachte sekundäre Bewegung der Schienen, die rechtwinklig zur Gleisachse nach einwärts eintritt, also eine Verringerung der Spurweite zur Folge hat. Die Spurweite ist durch die Schwellen festgelegt. Der Abstand der beiden Schienenstränge ist am größten, wenn die Schwellen recht-

winklig zur Gleisachse oder zu den Tangenten des Krümmungsbogens liegen. Diese Anordnung entspricht der Regelspur. Sobald die Schwellen von den beschriebenen Richtungen abweichen, entsteht die Spurverringering. Wenn — wie es nach den bisherigen Darlegungen meistens der Fall ist — bloß die Stoßschwellen die Verdrehung erleiden, beschränkt sich die Spurverringering auf die Gegend der Schienenstöße, was naturgemäß ein Biegen der Schienenenden nach einwärts zur Folge hat. Zur leichteren Behandlung sei wieder angenommen, daß nur der eine Schienenstrang wandert; der

weiteren Vereinfachung wegen möge außerdem der wandernde Schienenstrang die Spurverringering allein verursachen. Sei OC_1 eine der Regellage entsprechende Stoßlinie. Durch die Verschiebung V wird OC_1 um den Winkel α in die Lage OC_2 verdreht, wodurch der Abstand T eine Verringerung von: $s = T(1 - \cos \alpha)$ erleidet (Abb. 7). Bekanntlich ist

$$\lim_{(\alpha=0)} \frac{1 - \cos \alpha}{\alpha} = 0.$$

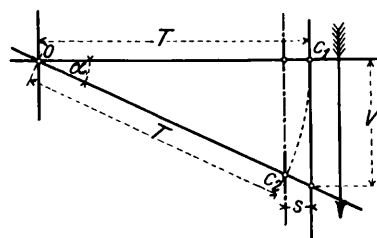


Abb. 7.

Hieraus ist zu ersehen, daß an der Stelle: $\alpha = 0$ der Zähler unendlich klein höheren Grades ist. Es handelt sich um den zweiten Grade, da bereits

$$\frac{1 - \cos \alpha}{\alpha^2} = \frac{2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}}{4 \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2} = \frac{2}{4},$$

also endlich ist.

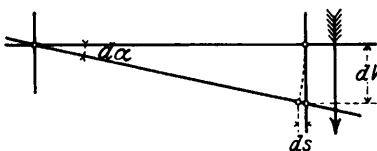


Abb. 8.

Bei der Stelle: $\alpha = 0$ entspricht also einer im ersten Grade unendlich kleinen Verdrehung $d\alpha$ und einer Verschiebung dV eine im zweiten Grade unendlich kleine Spurverringering ds (Abb. 8). Mit dem linearen Anwachsen von α nimmt jedoch s in höherem Grade zu.

Selbstredend können die den größeren Werten von α entsprechenden theoretischen Spurverringeringen tatsächlich nicht entstehen, da dies die Spurkränze verhindern, was aber außer acht gelassen werde.

Diese geometrischen Erörterungen dienen übrigens nur zur Klarlegung dafür, daß bezüglich der Spurverringering eine beginnende Verdrehung von kleinerer Wirkung ist als das weitere Anwachsen einer schon vorhandenen starken Verdrehung.

Im umgekehrten Sinne: das Streben der Spurkränze nach Vergrößerung der Spurweite tritt der Schienenwanderung an den Stellen, wo α noch klein ist in geringerem Maße entgegen als dort, wo die Stoßlinien schon stark verdreht sind, also die Spurverringering bereits bedeutend ist.

Aus dem Angeführten kann erklärt werden, warum die Schienenwanderung anfänglich, wenn die Richtung der Stoß-

linien noch der Regellage entspricht, stärker ist als später, wenn die Stoßlinien bereits stark verdreht sind.

Es werde angenommen, daß die letzte Schiene des gezogenen Teiles um V_{max} vorgerückt ist. Wenn man dieses Maß in eben so viel gleiche Abschnitte einteilt als der gezogene Teil Schienen enthält, wird ersichtlich, um wie viel der Reihe nach die einzelnen Schienen verschoben wurden.

Überträgt man die Einteilung auf den aus 0 beschriebenen Kreisbogen vom Halbmesser T stets in der Richtung nach 0, so ergeben sich die Maße α der Verdrehungswinkel gegen

$$\text{entweder } \begin{cases} x = \frac{c_2}{c_1} T \operatorname{tg} \alpha_1 \\ y_1 = T (1 - \cos \alpha_1) \end{cases} \quad \text{oder } \begin{cases} x = \frac{T}{\operatorname{tg} \alpha_2} \\ y_2 = T \sin \alpha_2 \end{cases}$$

gewählt werden (Abb. 10 und 11).

Für unsere Zwecke genügt die Feststellung, daß die Kurve die Mittellinie des wandernden Schienenstranges bei A diejenige des anderen in der Unendlichkeit berührt und der reale Wendepunkt I den Winkeln:

$$\alpha_1 = 35^\circ 15' 52'' \quad \text{entspricht.} \\ \alpha_2 = 54^\circ 44' 08''$$

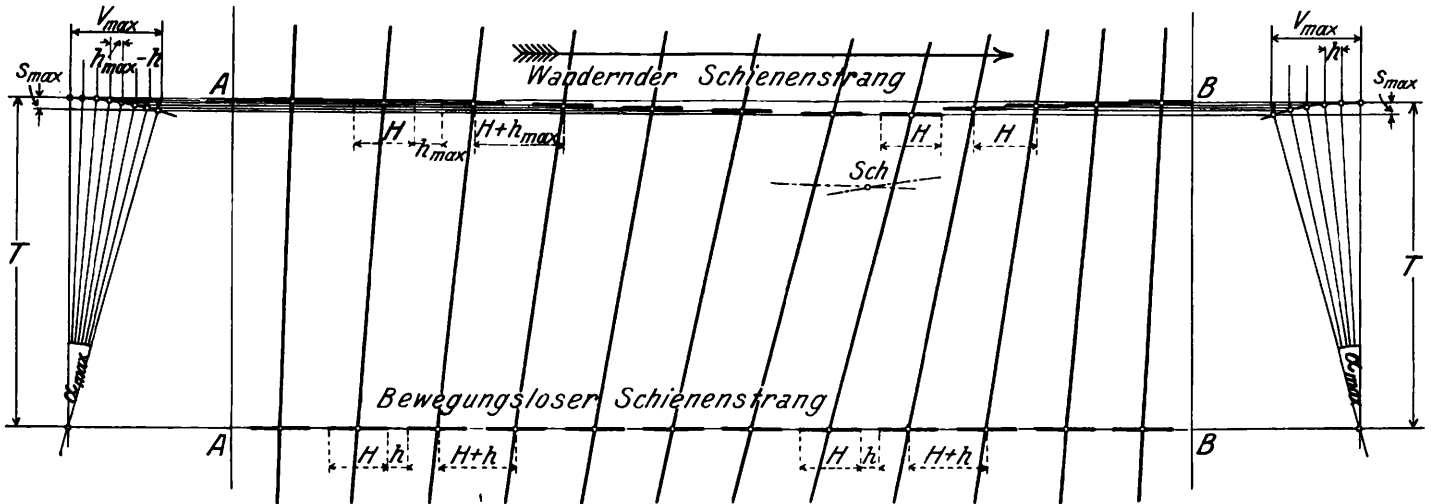


Abb. 9.

die Stoßlinien und damit — falls die Stoßschwellen dieselben Verdrehungen erleiden — der Spurverringeringen S an den Schienenstößen (Abb. 9).

Die Unterschiede zwischen den theoretischen und den tatsächlichen Werten von S entfallen auf Verbiegung und Abnutzung der Schiennägel (-schrauben) auf der Außenseite des Schienenfußes sowie auf die Spurberichtigungen.

(Die zweiten Differentialquotienten auf 0 gebracht ergeben nämlich für:

$$\sin^2 \alpha_1 = 1/3 \quad \text{und für} \\ \operatorname{tg} \alpha_2 = \sqrt{2}.)$$

Da meines Wissens diese Kurve bis heute noch nirgends beschrieben wurde, möchte ich sie nach dem Anlaß ihrer ersten Beschreibung: „Peregrinatrix“ taufen.

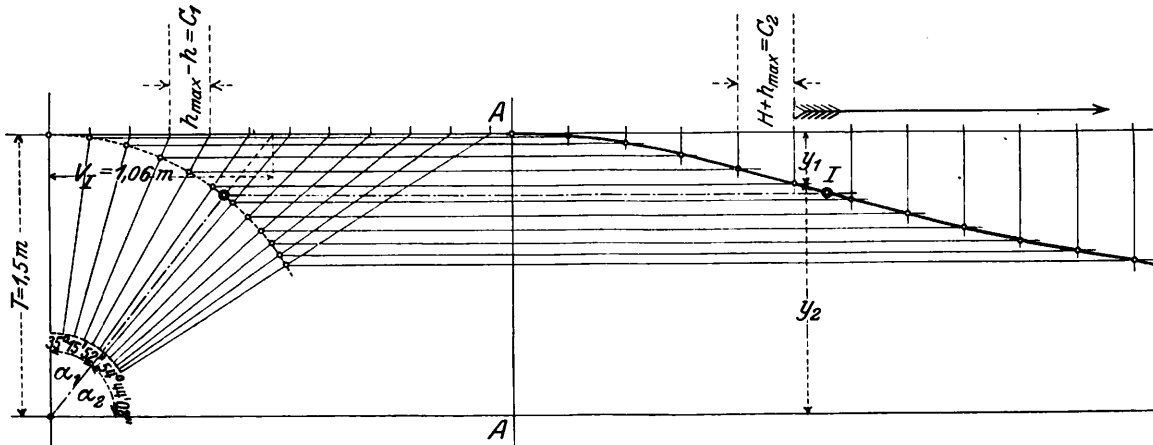


Abb. 10.

Überträgt man die Punktreihe des Bogenabschnittes in der Richtung der Gleisachse bis zu den betreffenden Schienen, so erhält man das theoretische Bild der Endlage. Der Einfachheit halber sind die Schienen durch gerade Striche dargestellt, folglich ist es nicht zum Ausdruck gelangt, daß sich die Spurverringering bloß auf die Gegend der Schienenstöße erstreckt.

Dem gezogenen und dem gedrückten Teile entspricht je eine Kurve, deren Schnittpunkt Sch mit der Stelle des Überganges zusammenfällt. Für die Gleichung der in Rede stehenden Kurven, beispielsweise derjenigen des gezogenen Teiles, kann zur Bestimmung eines Punktes P

Jeder wandernde Schienenstrangabschnitt hat also eine Peregrinatrix für den gezogenen und den gedrückten Teil. Selbstredend erleiden (im Gegensatz zu der vereinfachenden Voraussetzung) beide Schienenstränge eine Spurverringering, auch wenn der eine tatsächlich nicht wandert. Da jedoch bei den meisten Schienenstößen die Spurverringering unsymmetrisch zur Gleisachse eintritt, würden die auf je einen Schienenstrang allein bezogenen Einflüsse der Peregrinatrix unregelmäßig erscheinen. Es müssen also die Maße der beiderseitigen Spurverringeringen ihren absoluten Werten nach vereint als Ordinaten aufgetragen werden. Die Peregrinatrix-Äste sind in Wahrheit langgestreckte Bogen mit

sehr großen Bogenhalbmessern. Man denke nur an das Verhältnis von C_1 (Werte von einigen Millimetern) zu C_2 (Werte von mehreren tausend Millimetern).

Beispielsweise werde untersucht, wie weit der Wendepunkt I vom Anfange A entfernt liegt. Hierzu sei unter Umgehung analytischer Behandlung ein Verfahren angewendet, das den Zusammenhang zwischen C_1 und C_2 vielleicht besser zum Ausdruck bringt:

$$\begin{aligned} V_1 &= T \operatorname{tg} \alpha_1 \\ V_1 &= 1,5 \times \operatorname{tg} 35^\circ 15' 52'' \\ V_1 &= 1,06 \text{ m.} \end{aligned}$$

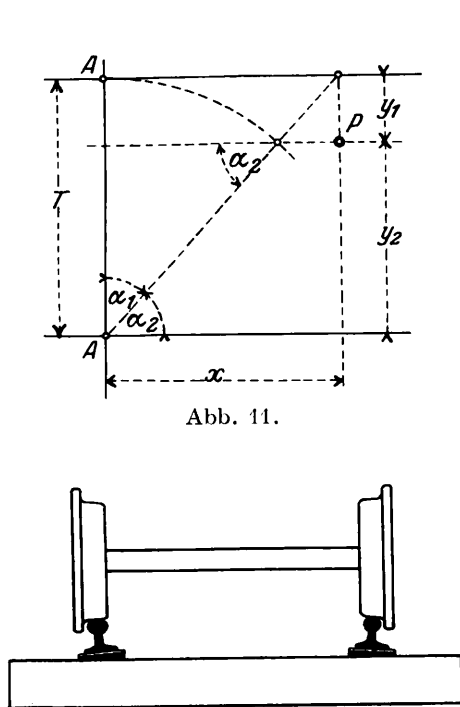


Abb. 11.

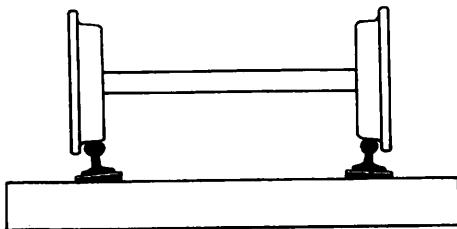


Abb. 13.

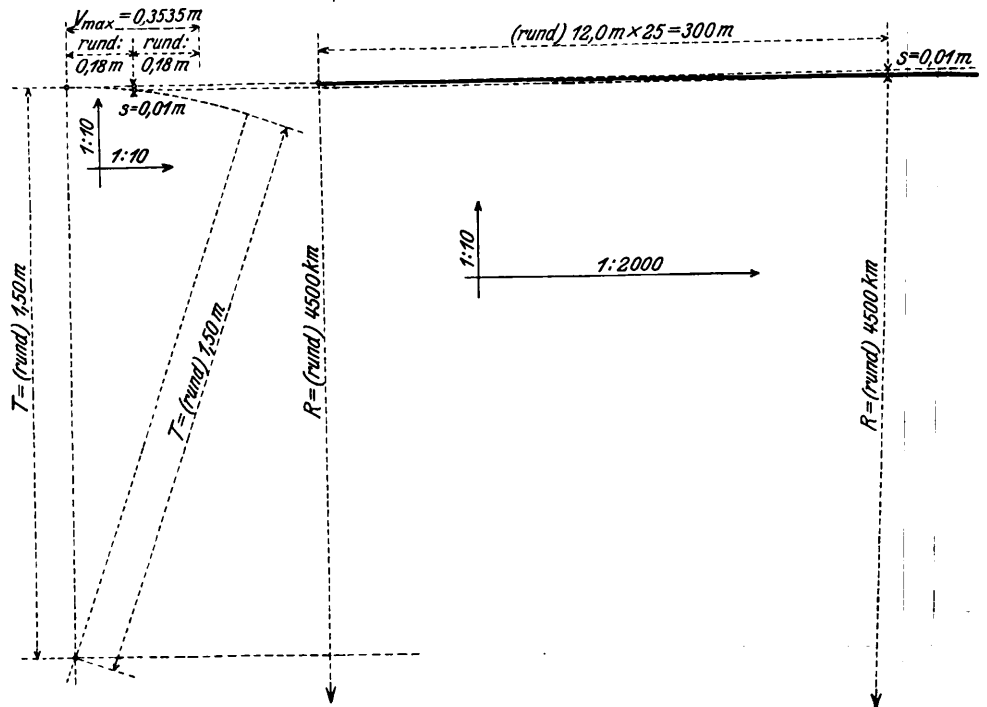


Abb. 12.

Setzt man einen häufigen Fall voraus, daß $h = 0,007 \text{ m}$ und $H = 12 \text{ m}$ betrage, so ist zu ersehen, daß der Wendepunkt von A aus bei der $\frac{1,06 \text{ m}}{h_{\max} - h} = \frac{1060 \text{ mm}}{7 \text{ mm}} = 151$. Schiene, also in der Entfernung von $151 \times (12,00 \text{ m} + 0,014) = 1814 \text{ m}$ zu liegen kommt.

Die Ordinate des Wendepunktes ist von der Verhältniszahl $\frac{C_2}{C_1}$ unabhängig, also stets dieselbe:

$$\begin{cases} y_1 = T (1 - \cos \alpha_1) \\ y_2 = T \sin \alpha_2 \end{cases}$$

Ersetzt man die Werte von „ α_1 “ und „ α_2 “ durch $35^\circ 15' 52''$ bzw. durch $54^\circ 44' 08''$ so ergibt sich:

$$\begin{cases} y_1 = 0,275265 \text{ m.} \\ y_2 = 1,224735 \text{ m.} \end{cases} (+)$$

$$y_1 + y_2 = T = 1,5 \text{ m (Abb. 10 und 11).}$$

Die Abszisse des Wendepunktes läßt erkennen, daß es bei der bisherigen Voraussetzung, wonach der behandelte Schienenwanderungsabschnitt bloß etwa 100 Schienenlängen zählen sollte, in den meisten Fällen nicht bis zu dem Wendepunkte der Peregrinatrix kommen kann.

Zur Begründung, warum der Wendepunkt so eingehend untersucht wurde, sei unter Verzicht auf langwierige mathematische Erörterungen kurzweg auf die Gestaltung der Peregrinatrix verwiesen (Abb. 10). Aus ihr ist ersichtlich, daß vom Berührungspunkt A, also vom Anfange des Schienenwanderungsabschnittes ausgehend, sich das Maß des An-

wachsens der Spurverringerng eben bis zum Wendepunkt vergrößert, von hier hingegen sich verringert und zwar asymptotisch. Der Wendepunkt der Peregrinatrix bedeutet also auch für die Spurverringerng eine Umkehr.

Um von den Krümmungsverhältnissen der Peregrinatrix, wenn auch nur einen annähernden Begriff zu erlangen, werde in dieser Hinsicht der Anfangsteil der Kurve untersucht, der mit geringer Vernachlässigung als Kreisbogen behandelt werden kann. Wie groß wäre beispielsweise, der Halbmesser des den Kurvenabschnitt ersetzenden Kreisbogens der 25. Schiene von A aus? (Abb. 12)

$$\begin{aligned} H &= 12,000 \text{ m,} \\ n &= 100, \\ h_{\max} &= 0,014 \text{ m,} \\ h &= 0,007 \text{ m.} \\ \frac{V_{\max}}{2} &= \frac{0,3535}{2} = \text{rund } 0,18 \text{ m.} \\ \text{Spurverringerng: } &\frac{0,18^2}{2T} \\ &= \frac{0,03}{3,00} = 0,01 \text{ m.} \\ 0,01 &= \frac{300^2}{2R} \\ 2R \times 0,01 &= 90000 \text{ m.} \\ R &= \frac{90000}{0,02} \text{ m} = 4500 \text{ km.} \end{aligned}$$

Also ohne das Streben der Spurkränze nach Vergrößerung der Spurweite würde sich diese bei den Schienenstößen stufenweise annähernd einem Kreisbogen vom Halbmesser 4500 km entsprechend verkleinern.

Wie schon früher erwähnt, könnte die Verdrehung der Stoßschwelen und die Spurverringerng nur dann der Peregrinatrix gemäß zustande kommen, wenn die Spurkränze dem nicht hindernd entgegenreten würden. Spinnt man diesen Gedanken weiter, so erscheint es als selbstverständlich, daß der Betrieb mit Rädern, deren Spurkränze auf der Außenseite angeordnet sind, unmöglich wäre. In diesem Falle nämlich käme die beschriebene Spurverringerng tat-

sächlich zustande, wobei die Spurkränze noch fördernd wirken würden (Abb. 13).

Den bisherigen Darlegungen und zugehörigen Abbildungen ist schon zu entnehmen, daß bei Wegfall der längenbeschränkenden Voraussetzung in längeren Abschnitten von mehreren Kilometern der gezogene und der gedrückte Teil auch in der Endlage nicht in unmittelbarer Berührung sein können. Hauptsächlich sind es die Stoßschwellen, die als Verbindestangen die Verzerrung nur bis zu einem gewissen Höchstmaß zulassen und von hier an (auf Zug beansprucht) der weiteren Verschiebung Widerstand leisten. Doch spielen in dieser Hinsicht auch die den Stoßschwellen benachbarten Mittelschwellen eine Rolle. Wenn sie auch der Verdrehung weniger unterworfen sind, so arbeiten sie doch der über-

Latten eingezwängt werden, dabei jedoch mit ihren unteren Flächen das Band nicht erreichen. (Die beschriebene Ziegelreihe H_v entspricht dem abgegrenzten wandernden Schienenstrang, ein Ziegel, einer Schiene.) Im Gegensatz zu den vorgehenden Erörterungen vollführt der nicht wandernde Schienenstrang die sekundäre Bewegung, die zur Spurverringerng führt. Das ist die Ziegelreihe H , zu deren Leitung die Stäbchen S dienen, die vermöge der Nägel N_1 und N_2 in beliebigen Abständen angeordnet werden können. Die Stoßschwellen werden durch die Verbindungsstäbchen V verkörpert. Jedes von ihnen ruht mit den Enden auf je einem Ziegelpaar H_v-H und hält es mittels seiner in den als Zapfenlager dienenden Bohrungen versenkten Nägel Z_1 und Z_2 zusammen.

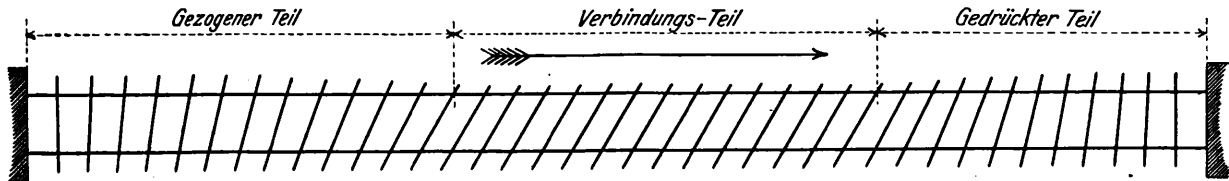


Abb. 14.

mäßigen Spurverringerng an den Schienenstößen als Bolzen wirkend ebenfalls entgegen. Die Verschiebung und die hierdurch entstandene Verzerrung wächst also dem gezogenen Teil entlang bis auf das jetzt besprochene Höchstmaß und bleibt dem Verbindungsteil entlang bis zum Beginn des gedrückten Teiles beständig (Abb. 14). Ohne Entstehung der beschriebenen Gleichgewichtslage würde die Verdrehung der

Um leichter verstanden zu werden, verfertigte ich von dem Gerät in seinen verschiedenen Verwendungen Lichtbilder (Abb. 16 bis 18), die sich paarweise auf je eine Anfangslage (Abb. a) und die entsprechende Endlage (Abb. b) beziehen, welche letztere stets durch Abziehen des Bandes in der Richtung von A nach B erscheint. Die im Zusammenhange mit dem Fugenmaße wechselnde, mit weißer Farbe hervorgehobene Stelle des Überganges ist wohl ersichtlich.

Abb. 16 a, b entsprechen dem Fall $h = \frac{h_{\max}}{h}$, der in der

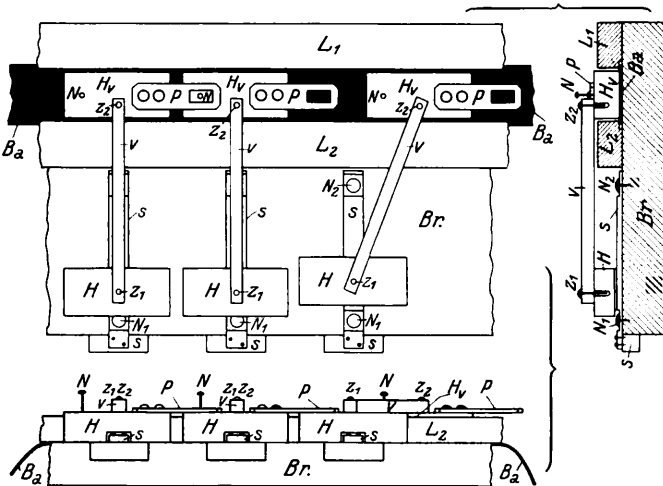


Abb. 15.

Stoßschwellen fast in das Grenzenlose anwachsen, wobei die Schienen durch wiederholtes Umsetzen schließlich bis auf die Schwellenenden zu liegen kommen müßten.

Um die hier theoretisch abgeleiteten Gesetzmäßigkeiten zu veranschaulichen, verfertigte ich ein hölzernes Gerät, das aus Abb. 15 ersichtlich ist. Es besteht aus einem Brett B_r , an dessen einer Längsseite zwei gleichlaufende Latten L_1 und L_2 befestigt sind. Am Boden der so angeordneten Bahn liegt ein schwarzes Band B_a , auf welchem weißlackierte, an der unteren Fläche mit Korundpapier beklebte ziegelförmige Hölzer H_v liegen. An einem Ende der Ziegel ist je ein durchlochtetes Blechplättchen P befestigt. Am unteren Ende steht ein Eisennagel N , der in die Lochung des Plättchens vom benachbarten Ziegel kommt. (Spielraum der Laschenverbindung.) Zur Abgrenzung dienen zwei Würfel (A und B), die im Vergleich zum Abstand der Latten etwas breiter geschnitten zur Keilform bearbeitet sind und zwischen die

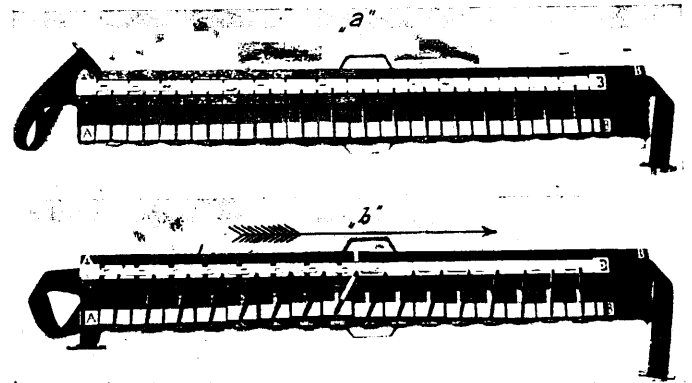


Abb. 16.

Mitte von AB das Höchstmaß der Verzerrung ermöglicht. Die Peregrinatrix verzeichnen die unteren Ziegelreihen der Abbildungen b. Zur Abänderung der Stoßfugen muß der Würfel B entsprechend verschoben werden; zugleich muß man die Leitungsstäbchen samt Ziegeln umordnen.

Die Ursache der Schienenwanderung ist meiner Ansicht am nächstliegenden in dem Umstande zu erblicken, daß beim Durchgang der Räder über den Schienenstoß sowohl die senkrechten wie die seitlichen federnden Verbiegungen des abgehenden Schienenendes durch die Laschenverbindung nicht restlos auf das folgende Schienenende übertragen werden. Dies hat zur Folge, daß der Radreifen im Moment des Überganges auf das Ende der folgenden Schiene in der Fahrrichtung einen Schlag ausübt, und wenn der Spurkranz an die Schiene anstreift, auch dieser. Ich hatte auf einer eingleisigen Strecke mit sehr bescheidenem Oberbau Gelegenheit festzustellen, daß die Schienen beim Durchgang eines einzigen

Zuges bis zu 30 mm vorwärts getrieben und vom nächsten Gegenzuge annähernd im selben Maße wieder zurückgehämmert wurden.

Die auf den Linien der Kön. Ung. Staatseisenbahnen gemachten Beobachtungen ergaben, daß auf geraden, wagrechten Gleisen mit nur einer Fahrrichtung beide Schienenstränge dieser entsprechend und zwar dermaßen wandern, daß der linke voreilt. Auf den in beiden Richtungen befahrenen Gleisen hingegen wandern die Schienenstränge zumeist entgegengesetzt. Letzteres geschieht in den geraden, wagrechten Streckenabschnitten mit ganz wenigen Ausnahmen derart, daß für den in der Gleisachse mit beliebiger Blickrichtung stehenden Beobachter der Schienenstrang linkerhand vorwärts, der rechterhand rückwärts wandert. Mit anderen Worten: Faßt man das Wandern beider Schienenstränge als Kräfte auf, so würden diese Drehmomente im Sinne des Uhrzeigers ergeben (Abb. 19). Das ungleiche Wandern kann sich nur daraus ergeben, daß die an der Schienenwanderung beteiligten, fördernden oder hemmenden Kräfte unsymmetrisch in bezug zur Gleisachse sind. Die Kräfte werden von den rollenden Zügen geliefert, bei denen die einzige bauliche

Der Einfachheit wegen wurde bei Abb. 20 vorausgesetzt, daß die Schienenstränge zwar in den Gegenrichtungen, aber um gleiche Beträge wandern, die Drehachse S also in die Gleisachse fällt. Im allgemeinen aber rückt sie — zwar im Gleis verbleibend — jenem Schienenstrang näher, dessen Wandern mäßiger ist.

Behandeln wir nun die im Oberbau, Unterbau und in den Verkehrsverhältnissen liegenden Umstände, also jene passiven Kräfte, die auf die Ungleichheit des Wanderns beider Schienenstränge fördernd oder hemmend Einfluß haben können.

Im ersten Falle wird die Unsymmetrie verschärft, im zweiten Falle vermindert, auch aufgehoben, ja möglicherweise ins Gegenteil verkehrt, so daß ein rechtsseitiges Voreilen der Schienenstränge sich einstellt, d. h. das Drehmoment der Drehrichtung des Uhrzeigers entgegengesetzt auftritt. In solchen Fällen wurde die unsymmetrische Wirkung der Lokomotiven von den Gegenwirkungen der Nebenumstände überdeckt. Unter solchen Nebenumständen sind zu verstehen:

1. Die Höhenlage beider Schienenstränge ist unrichtig, d. h. in geraden Streckenabschnitten liegen die Schienen-

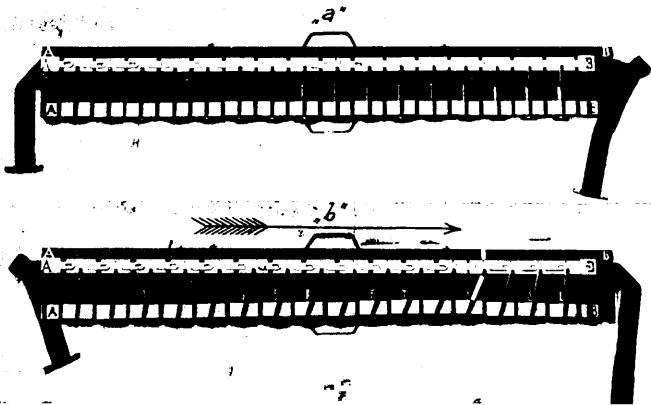


Abb. 17.

Unsymmetrie in der Versetzung der beiderseitigen Triebwerke an den Lokomotiven besteht. Die annehmbarste Erklärung für den Zusammenhang zwischen dem linksseitigen Voreilen der Schienen und der Ungleichzeitigkeit der Lokomotiven gab meines Erachtens Ingenieur Max Spitz, der seine Theorie in der Fachgruppe der Bau- und Eisenbahningenieure des Österreichischen Ingenieur- und Architektenvereins bereits im Jahre 1896 darlegte. Er erblickt den Grund des linksseitigen Voreilens in dem Umstande, daß an den meisten Lokomotiven die rechtseitigen Kurbeln den linksseitigen um 90^0 voreilen.

Die Theorie von Spitz ermöglichte es mir, die bereits besprochene Art des entgegengesetzten Wanderns auf unseren eingleisigen Bahnen zu erklären, und zwar wie folgt: Es sei die Gerade AB die Richtung einer Stoßlinie vor Beginn der Schienenwanderung. Verteilen wir nun die verkehrenden Züge in zwei Gruppen und zwar nach der Richtung von R nach G und von G nach R (Abb. 20).

Die RG-Züge allein würden A nach A_1 , B nach B_1 verschieben, wobei infolge des linksseitigen Voreilens: $AA_1 > BB_1$ ist. Die Wirkung der GR-Züge hingegen wäre, daß B nach B_2 und A nach A_2 käme, wobei abermals durch linksseitiges Voreilen $BB_2 > AA_2$ sein würde. AA_1 und BB_1 sind aber dem Sinne nach mit AA_2 und BB_2 entgegengesetzt, so daß als Maße der Schienenwanderung A (A) und B (B) übrig bleiben.

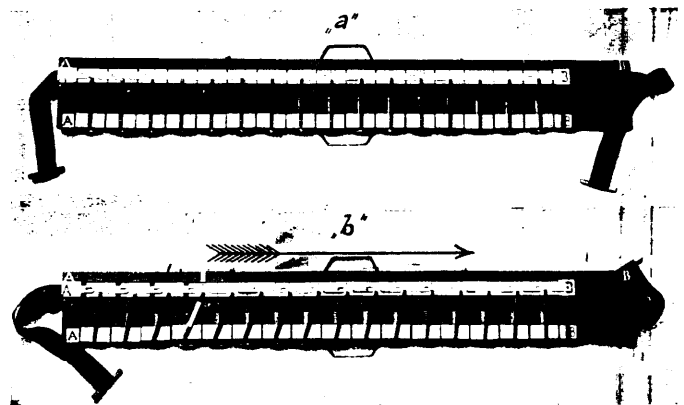


Abb. 18.

stränge nicht in gleicher Höhe, in Krümmungen ist die Überhöhung nicht richtig ausgeführt. In beiden Fällen ist der vergleichsweise zu tief liegende Schienenstrang stärker belastet und wird von den Spurkränzen stärker und öfter angelaufen, die Neigung zum Wandern ist daher größer als im anderen Strang. Wenn also längs eines größeren Streckenabschnittes mit nur einer Fahrrichtung der rechte Schienenstrang zu tief liegt, kann es leicht geschehen, daß das linksseitige Voreilen aufgehoben oder auch überholt wird; es kommt kein Voreilen zustande oder der rechte Schienenstrang wird zum Voreilen gezwungen.

Dies kann z. B. auf zweigleisigen Bahnen bei Rechtsfahrt vorkommen, wenn durch stärkere Setzung der äußeren Schwellenenden die rechten Schienenstränge tiefer liegen als die der Bahnmittle zugekehrten.

In Krümmungen ist die Sache ziemlich verwickelt. Jede Überhöhung, einem bestimmten Krümmungshalbmesser entsprechend wird nach einer gewissen idealen Fahrgeschwindigkeit bemessen. Für die Züge, die diese übertreffen, ist die Überhöhung zu klein. Dann wird also der äußere Schienenstrang mehr belastet als der innere. Entgegengesetzt ist die Wirkung der Züge, die langsamer fahren als es der ausgeführten Überhöhung entspricht. Das Wandern in einer Krümmung richtet sich also zumeist danach, ob der überwiegende Teil der Züge schneller oder langsamer verkehrt als es der Überhöhung entsprechen würde.

2. Es kann vorkommen, daß auf einer eingleisigen Bahn die belasteten Züge nur in einer Richtung verkehren, also

beide Schienenstränge dementsprechend gleich wandern, ähnlich wie auf Bahnen mit nur einer Fahrrichtung.

3. In starken Gefällen, wo die Lokomotiven der meisten Züge mit geschlossenem Regler verkehren, wandern beide Stränge gleich, da die Ungleichseitigkeit der aktiven Kräfte entfällt.

4. Auch auf Streckenabschnitten mit Anschluß an Stationen, wo die meisten Züge (im besonderen die Lastzüge) halten, also stark gebremst wird, fällt die Ungleichheit des Wanderns nicht auf, da beide Schienenstränge gleichwohl mitgenommen werden usw.

Im Anschluß an meine theoretischen Erörterungen möchte ich noch auf die Grundsätze hinweisen, die sich für die Anwendung der Geräte zur Hintanhaltung der Schienenwanderung (Wanderstützen) ergeben.

Teil vollzieht sich dies in weit geringerem Maße, da durch das Anschließen der Schienenenden der weiteren Zerstörung baldigst Einhalt geboten wird.

Zur Hintanhaltung oder Mäßigung der Schienenwanderung dienen die Wanderstützen, deren Wirkung fast ausnahmslos darin besteht, daß die Kraft der Schienenwanderung durch Umfassen des Schienenfußes auf die Schwellen übertragen wird. Für die zweckmäßige Verwendung der Wanderstützen schlage ich folgendes vor:

I. Auf zweigleisigen Bahnen:

1. Mit Rücksicht auf das zu gewärtigende Voreilen der linken Schienen sind auf diesen schon von vornherein mehr Wanderstützen anzubringen als am rechten Strang.

2. Falls die Stoßschwellen infolge des linksseitigen Voreilens bereits stark verdreht sind, sollen die Wanderstützen

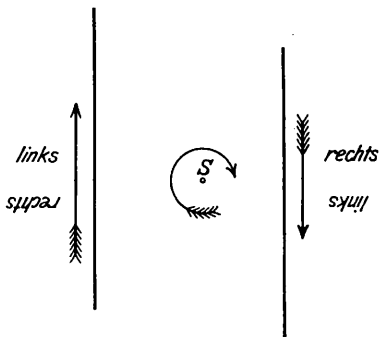


Abb. 19.

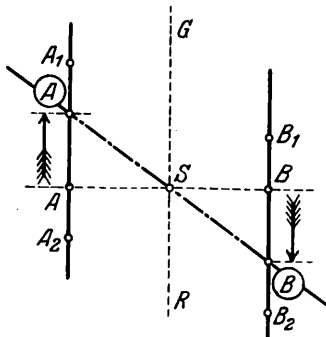


Abb. 20.

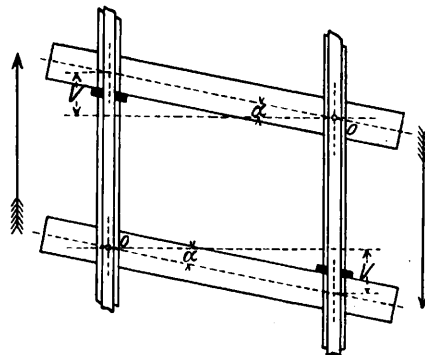


Abb. 21.

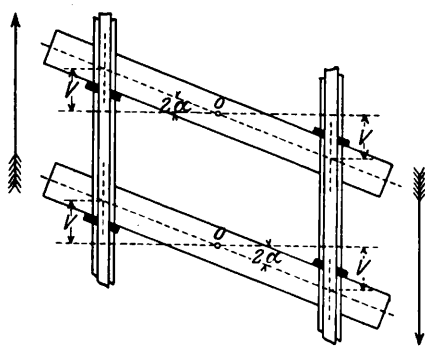


Abb. 22.

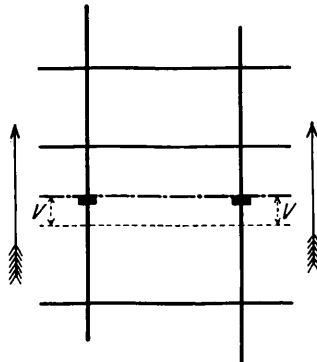


Abb. 23.

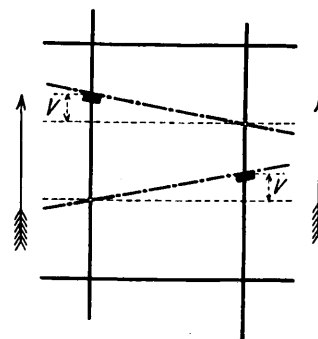


Abb. 24.

Die schädlichsten Wirkungen der Schienenwanderung (hauptsächlich wenn die Schienenstränge ungleich wandern) sind folgende:

1. Das Verdrehen der Stoßlinien, das einen schlängelnden, wankenden Gang der Fahrzeuge zur Folge hat.

2. Die Verdrehung der Stoßschwellen, die einerseits die Verringerung der Spurweite bei den Schienenstößen, andererseits (falls die Mittelschwellen verbleiben) die Vergrößerung oder Verkleinerung der Schwellenabstände an den Stößen ergibt, welcher Umstand einesteils Schienenbrüche verursachen kann, andernteils das Unterstopfen erschwert.

3. Das Verschwinden der Stoßfugen im gedrückten Teil, das die durch die Schienenwanderung erzeugte größte Gefahr in sich birgt, nämlich die Möglichkeit des Verwerfens der Schienenstränge.

4. Die Schienenwanderung kann so gewaltsam sein, daß die Schienen nach Eintritt der Endlage noch weiter verschoben werden. Dies ergibt schon Zerstörungen, da im gezogenen Teil die weiteren Verschiebungen nur durch Einlagen der Laschenschraubenbolzen in die Ränder der Lochungen usw. möglich sind. Hierdurch werden die Stoßfugen also gewaltsam fortgesetzt erweitert, wobei das schon erreichte Höchstmaß überschritten wird. Im gedrückten

von dem rechten Schienenstrang — wenn auch nur vorübergehend — auf den linken versetzt werden. Dies hat zweifellos zur Folge, daß die rechtseitigen Schienen den linken mit der Zeit nachkommen und hierdurch die Stoßschwellen in ihre Regellage zurückverdrehen.

II. Auf eingleisigen Bahnen:

1. Wenn die Richtung der Schienenwanderung noch ungeklärt ist, erscheint es zweckmäßig, die Wanderstützen anfangs nach der Regel der Drehmomente (Abb. 21) einzulegen. Hierbei ist jedoch darauf zu achten, daß Wanderstützen an ein und derselben Schwelle nie beiderseits zugleich verwendet werden sollen. Dies hätte nämlich bei gleichem Maße der Verschiebung das Verdoppeln des Verdrehungswinkels zur Folge (Abb. 21 und 22). Selbstredend bezieht sich diese Regel nicht auf das Wandern beider Schienenstränge in derselben Richtung. In diesem Falle ist es gerade nötig, zwei Wanderstützen an derselben Schwelle anzubringen, da hierdurch die Verdrehung vermindert, beim beiderseitigen gleichen Wandern sogar aufgehoben wird (Abb. 23), wohingegen das einseitige Hintanhalten des Wanderns die Verdrehung geradezu erzeugen würde (Abb. 24).

2. Ohne eingehende Erwägungen sollen Wanderstützen auf Kosten anderer Streckenabschnitte nie in größerer Anzahl

nur aus dem einzigen Grund an gewissen Stellen angehäuft werden, weil dort die Stoßwellen stark verdreht sind. Mit Hartnäckigkeit erhält sich nämlich die Auffassung, daß die Schienenwanderung dort beträchtlich sein müsse, wo die Stoßlinien und damit auch die Stoßwellen stark verzerrt sind. Dies ist ganz irrtümlich! Die Schienenwanderung ist doch eine vorschreitende Bewegung, die also nach dem in

Erfolg angewendet wird. Anstatt nämlich die Wanderstützen nach Abb. 25 gleichmäßig zu verteilen, werden sie in einzelnen Schienenfeldern zusammengezogen, wobei die Zwischenfelder ohne Wanderstützen bleiben (Abb. 26). Hierdurch wird der ursprüngliche Schienenwanderungsabschnitt in zahlreiche kleine Abschnitte zerstückelt, längs deren die schädlichen Wirkungen der Schienenwanderung im selben Maße verkleinert

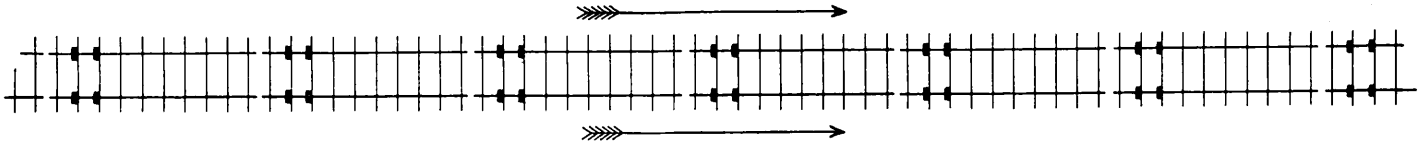


Abb. 25.

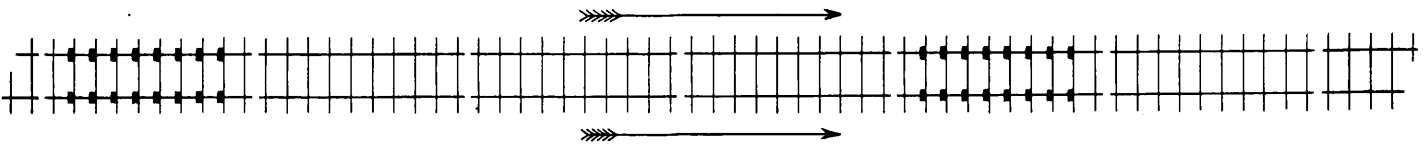


Abb. 26.

der Zeiteinheit zurückgelegten Wege, also nach ihrer Geschwindigkeit nicht aber nach dem Wege allein zu beurteilen ist. Andererseits wird auch bei einem gleichlaufenden und dabei gleichmäßigen Wandern beider Schienenstränge, falls nur auch die Mittelschwellen die Verschiebung mitmachen, überhaupt keine Verzerrung sichtbar werden.

Zum Schluß sei noch über eine von mir vorgeschlagene Gruppierung der Wanderstützen berichtet, die auf einigen Linien der Kön. Ung. Staatseisenbahnen mit dem besten

werden. Dieses Verfahren beruht auf der Voraussetzung, daß die Stöße, die den ohne Stützen verbliebenen Schienen erteilt werden, nicht unvermindert auf die befestigten Stellen übertragen werden. Diese neue Anordnung kann besonders in jenen Fällen Berechtigung haben, wenn die Anzahl der zur Verfügung stehenden Wanderstützen im vornhinein ungenügend erscheint, also nur eine Mäßigung, nicht aber die restlose Verhinderung der Schienenwanderung zu erhoffen ist.

Berichte.

Lokomotiven und Wagen.

Neue Abdampf-Strahlpumpe von Davies und Metcalfe.

Die neue Abdampf-Strahlpumpe, die von der Herstellerfirma als Type H bezeichnet wird, stellt insofern gegenüber der bisherigen Bauart*) eine wesentliche Verbesserung dar, als der größte Teil ihrer zahlreichen Ventile selbsttätig arbeitet und so die Bedienung viel einfacher geworden ist. Zum Ingangsetzen der Pumpe, deren allgemeine Anordnung an der Lokomotive aus der Textabbildung auf Seite 159 ersichtlich ist, genügt es, wenn ein einziges Frischdampfventil geöffnet wird. Außerdem muß noch die gewünschte Wassermenge, die gespeist werden soll, eingestellt werden. Hiernach arbeitet die Strahlpumpe völlig selbsttätig, und zwar mit Abdampf, solange die Lokomotive unter Dampf läuft, und mit Frischdampf, wenn der Regler geschlossen ist. Auch der Übergang vom Abdampf zum Frischdampf und umgekehrt soll sich selbsttätig vollziehen, ohne dass die Pumpe aussetzt.

In der allgemeinen Anordnung der Düsen entspricht die neue Abdampf-Strahlpumpe im wesentlichen der früher beschriebenen Bauart. Der Abdampf tritt durch eine Abdampfdüse ein, trifft dann mit dem Speisewasser zusammen, verdichtet sich und dringt mit dem Speisewasser zusammen durch zwei Saugrohre in die Mischdüse. Am Eingang der Mischdüse wird ein zweiter Abdampfstrahl zugeleitet, der einen Energiezuwachs bringt und damit die Geschwindigkeit vergrößert. In der Ausgangsdüse wird schließlich die Geschwindigkeit in Druck umgesetzt und das Wasser tritt in die Speiseleitung ein. Damit die Strahlpumpe beim Anstellen rasch anspricht, ist die Mischdüse als Klappe ausgebildet. Diese Klappe ist zunächst offen, so daß die Dampf-Wassermischung so lange in die Schlaberleitung abläuft, bis eine genügende Luftverdünnung vorhanden ist, worauf sich dann die Klappe selbsttätig zur Düse zusammenschließt. Andererseits öffnet sie sich wieder, sobald aus irgend einem Grund die Luftverdünnung nachläßt. Bei ausschließlicher Verwendung von Abdampf und einer Wasserwärme von 15 bis 16°C soll die Pumpe folgende Leistungen aufweisen:

Überdruck des Abdampfes	Speisedruck
0,07	10,5 at ²
0,21	11,6 ..
0,35	12,7 ..
0,70	14,8 ..
1,05	16,9 ..

Die selbsttätige Regelung der Abdampf-Strahlpumpe umfaßt ein dampfgesteuertes Ventil für die Zufuhr des Abdampfes, ein weiteres dampfgesteuertes Ventil für den Zufluß des Speisewassers vom Tender her und schließlich noch ein Regelventil für den Frischdampf.

Sobald das anfangs erwähnte Frischdampfventil geöffnet ist, sind alle anderen Ventile arbeitsbereit. Das Abdampfventil besteht, wie die Abbildungen zeigen, aus zwei Klappen, einer äußeren, die an einem Winkelhebel sitzt und vermittels eines dampfgesteuerten Kolbens offen gehalten wird, solange der Regler der Lokomotive geöffnet ist, d. h. solange die Strahlpumpe mit Abdampf arbeiten kann und einer inneren, frei beweglichen. Wird der Regler geschlossen, so wird der Dampfkolben entlastet und die Klappe schließt sich unter dem Druck einer darauf sitzenden Feder. Zugleich schließt der von innen eintretende Frischdampf dann die innere Klappe, die vorher unter dem Druck des durchströmenden Abdampfes geöffnet war.

Die Umstellung der Strahlpumpe von Abdampf auf Frischdampf wird über eine besondere Hilfsdampfleitung bewirkt, welche die Kammern E unmittelbar mit einem der Einströmröhre verbindet. Das Regelventil für die Frischdampfzufuhr ist zweisitzig ausgeführt und enthält noch einen Steuerkolben, welcher den Abfluß des Frischdampfes aus der Kammer D zum Steuerventil der Abdampfventilklappe regelt. Die Kammer D selbst ist über das schon mehrfach erwähnte Hauptventil stets mit Frischdampf gefüllt, solange die Strahlpumpe angestellt ist. Wenn der Regler offen ist, bleibt das obere Ventil unter dem Druck

*) Organ 1923, S. 104 und 1926, S. 363.

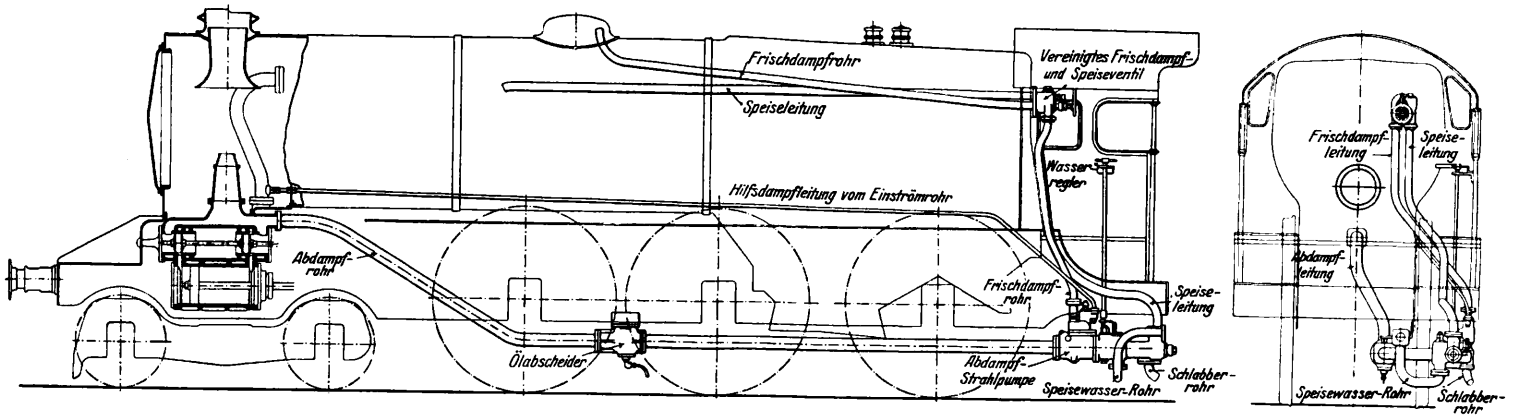
des durch die Hilfsdampfleitung vom Einströmröhr her nach E eintretenden Dampfes geschlossen und die Verbindung zwischen der Frischdampfkammer D und dem zur Strahlpumpe führenden Kanal C ist unterbrochen; dagegen ist in diesem Fall die Kammer D über den Kanal F mit der Dampfleitung verbunden, welche zu dem Steuerkolben der Abdampfventilklappe führt, um diese offen zu halten. Sobald der Regler geschlossen ist und damit das obere Ventil entlastet wird, hebt sich das untere Ventil unter dem Dampfdruck der Kammer D an und gibt dem Frischdampf den Weg von dieser über den Kanal C zur Strahlpumpe frei.

In ähnlicher Weise wird das Ventil der Speisewasserleitung geregelt. Es öffnet sich von selbst, sobald die Strahlpumpe arbeitet und enthebt so den Heizer von der besonderen Bedienung. An verschiedenen Stellen sind in die Strahlpumpe Siebe eingebaut,

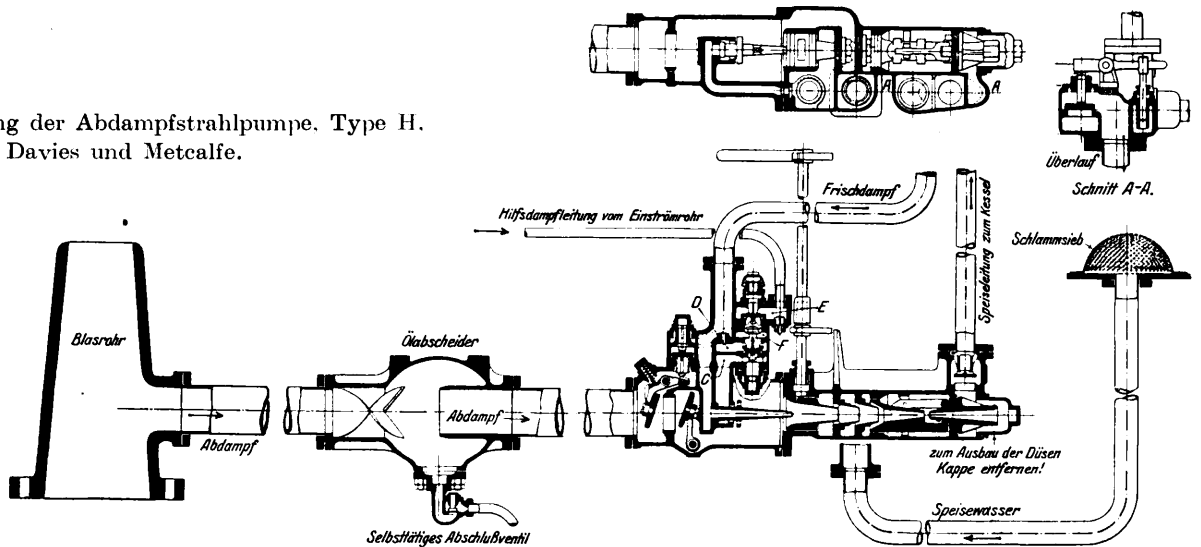
Neue Speisewasserpumpe und Vorwärmer Bauart Worthington.

Auf den englischen Eisenbahnen ist seit zwei Jahren ein Vorwärmer mit liegender Speisewasserpumpe, Bauart Worthington, erfolgreich erprobt worden. Die Vorzüge, die für diese Bauart hauptsächlich geltend gemacht werden, sind die hohe Speisewassertemperatur und die bessere Gewichtsverteilung durch die Trennung des Vorwärmers und der Pumpe, wobei im Falle eines Abbaues zur Ausbesserung auch geringere Gewichte bewegt werden müssen.

Die allgemeine Anordnung zeigt Abb. 1, die Wirkungsweise ist in Abb. 2 bildlich dargestellt. Die Speisewasserpumpe mit Dampf-, Kalt- und Warmwasserteil ist am vorderen Ende der



Allgemeine Anordnung der Abdampfstrahlpumpe. Type H. von Davies und Metcalfe.



um Verunreinigungen zu vermeiden; in der Abdampfleitung sitzt ein Ölabscheider. Bemerkenswert ist noch die Regelung der angesaugten Wassermenge. Da diese Wassermenge durch den Querschnitt bestimmt wird, der zwischen Abdampf- und Saugdüse zum Durchtreten des Wassers zur Verfügung steht, so wird im vorliegenden Fall einfach mittels eines exzentrischen Zapfens die Abdampfdüse mehr oder weniger weit in die Saugdüse hineingeschoben und damit der erwähnte Querschnitt verändert. Die angesaugte Wassermenge soll sich auf diese Weise bis zur Hälfte der Größtmenge verringern lassen.

Wie bei den bisherigen Abdampf-Strahlpumpen wird auch bei der neuen Ausführung eine geringe Menge Frischdampf, ungefähr 2 1/2% der geförderten Wassermenge, durch eine besondere Hilfsdüse zugeführt, weil der Druck des zur Verfügung stehenden Abdampfes in der Regel zum Speisen gegen hohe Drücke nicht völlig genügt.

(The Railw. Eng. 1928, Oktober.)

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Neue Folge. LXXVI. Band. 9. Heft 1929.

Lokomotive wagrecht in der Höhe des Umlaufes befestigt, während der Vorwärmer oben am Kessel sitzt. Die wagrecht liegende Pumpe wurde hauptsächlich für solche Fälle geschaffen, in denen die Platzverhältnisse und die Umgrenzungslinie die senkrechte Bauart nicht anwenden lassen. Die Anordnung ist bezüglich der Sichtverhältnisse günstiger als wenn Vorwärmer und Pumpe an der Rauchkammer liegen.

Der Kolben B der Kaltwasserpumpe zieht, vom Dampfkolben A getrieben, das Wasser aus dem Tender und fördert es durch einen Windkessel O hindurch mittels des Sprühventils C in die Kammer D, in die auch der Abdampf durch das Rohr P nach dem Durchgang durch einen Ölfänger L und ein Rückschlagventil K eintritt. Durch die Vermischung mit dem zerstäubten Kaltwasser wird der Abdampf niedergeschlagen. Das Gemisch läuft durch das Rohr R der Warmwasserpumpe zu, die es über das Speiseventil M in den Kessel drückt. Während der Fahrt unter Dampf bildet sich meist ein Überschuß an Heißwasser. Dieser

Teil des Wassers wird durch die Strahlpumpe S in eine Hilfskammer T gefördert, von wo er durch das Rohr U auf die Saugseite der Kaltwasserpumpe B gelangt. Der Abdampf des Zylinders wird zusammen mit dem der sonstigen Hilfseinrichtungen der Lokomotive der Kammer D zugeleitet und nur ein kleiner Teil zum Betrieb der Strahlpumpe S abgezweigt. Das Rückschlagventil K besitzt großen Durchgang und gestattet durch seine

sind aus Schiffsbronze. Die Zylinderausblasehähne werden gemeinsam vom Führerstand aus bedient. Der Vorwärmer enthält keine bewegten Teile und ist gegen Kesselsteinablagerungen bei schlechtem Speisewasser wenig empfindlich und erspart das Erhitzen von 15% der Speisewassermenge. Er wird in vier Größen von 3 bis 21 m³ Leistung in der Stunde ausgeführt. Bttgr. (Railw. Eng., Juli 1928.)

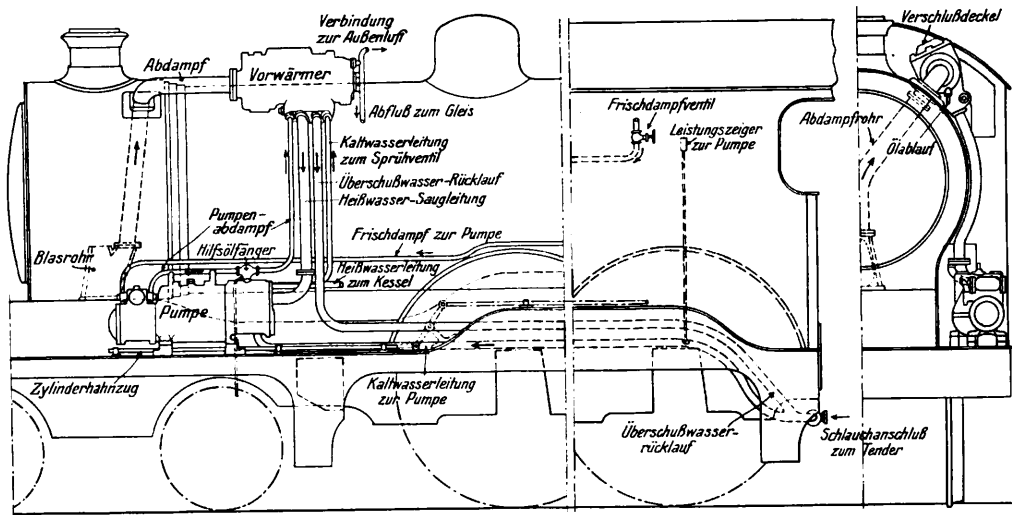


Abb. 1. Allgemeine Anordnung der Speisewasserpumpe mit Vorwärmer Bauart Worthington.

besondere, patentierte Bauart, in D einen Druck von solcher Höhe zu halten, daß oft Temperaturen über 110° erreicht werden. Der Hilfskammer wird durch das Ventil Q etwas kaltes Wasser zugeführt, um Dampfverluste zu vermeiden und das dem Kaltwasserzylinder zufließende Heißwasser etwas zu kühlen. Eine Öffnung von geringem Querschnitt verbindet die Kammer D mit

Dieselmotortriebwagen für Schmalspur in der Schweiz.

Auf der Appenzellerbahn sind vor kurzem zwei Dieselmotortriebwagen in Dienst gestellt worden. Es sind dies die ersten schmalspurigen Dieselfahrzeuge, die in der Schweiz in Betrieb kommen. Die Wagen gleichen in ihrem äußeren Aufbau dem elektrischen Triebwagen der Schweizer Bundesbahnen. Bei einer Länge von 16,5 m über Puffer ist ihr Inneres unterteilt in Personenabteile zweiter und dritter Klasse für etwa 40 Personen, in einen Motorraum, einen Gepäckraum von etwa 5,5 m² Fläche und zwei für sich abgeschlossene Führerstände. Der Wagenkasten ruht auf zwei Drehgestellen mit 10,75 m Drehzapfenabstand. Auf dem vorderen Drehgestell ist der Dieselmotor mit dem unmittelbar gekuppelten Gleichstromgenerator aufgestellt, während die beiden Elektromotoren für den Betrieb der Achsen im hinteren Gestell untergebracht sind. Der Wagen hat ein Gewicht von 31 t, was im Hinblick auf die große Motorleistung sehr bemerkenswert ist. Der Wagen ist von der Firma Gebr. Sulzer geliefert worden, die den wagenbaulichen Teil der Schweizerischen Industriegesellschaft in Neuhausen und die elektrische Ausrüstung der Maschinenfabrik Oerlikon in Auftrag gab.

Der Dieselmotor, der 250 PS leistet, ist für den vorliegenden Verwendungszweck besonders kräftig, aber doch leicht gebaut. Von besonderem Interesse ist, daß er elektrisch angelassen wird. Es arbeitet dabei der mit dem Dieselmotor gekuppelte Generator als Elektromotor, wozu ihm Strom aus einer mitgeführten kräftigen Eisen-Nickel-Akkumulatorenbatterie zugeführt wird. Die Wagen sind mit Westinghousebremse versehen und haben außerdem die sogenannte Totmanneinrichtung. Der Triebwagen ist für eine Geschwindigkeit von 45 km/Std. berechnet und kann zwei bis drei Anhängewagen mitführen, so daß er bergwärts bis zu 150 Personen befördern kann. M.

2 C 1-h 2 Personenzuglokomotive der Baltimore und Ohio Bahn mit Caprotti-Steuerung.

Nachdem erst vor kurzer Zeit in England die erste Lokomotive mit Caprotti-Steuerung in Dienst gestellt worden ist*), hat nun auch in den Vereinigten Staaten die Baltimore und Ohio Bahn in ihren Werkstätten in Mt. Clare eine 2 C 1-Lokomotive mit dieser Steuerung gebaut. Die Steuerung weist an sich gegenüber den bisherigen Ausführungen keine Besonderheiten auf: sie liegt, wie neuerdings üblich, innerhalb des Rahmens und wird von der mittleren Kuppelachse — der Treibachse — angetrieben. Beim Bau dieser Lokomotive, die den Namen „President Cleveland“

*) Organ 1928. S. 117.

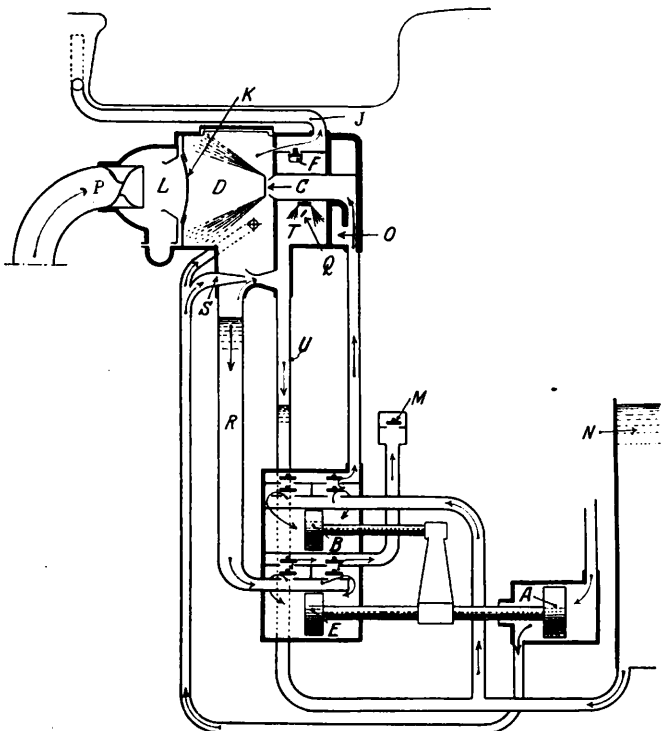
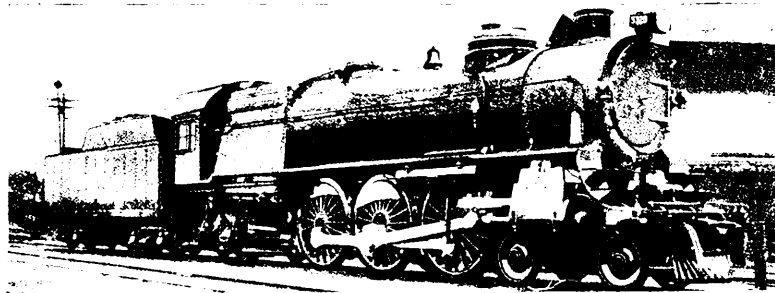


Abb. 2. Wirkungsweise der Speisewasserpumpe.

dem Ausströmrohr J zum Kamin, wobei etwa mitgerissenes Wasser dadurch am Austritt nach J verhindert wird, daß es durch das Ventil F abfließen kann.

Die Speisewasserpumpe besitzt einen Dampfkolben, der die gleichachsig gekuppelten Kalt- und Warmwasserkolben der Kalt- und Warmwasserpumpe antreibt. Die Kolbenringe und die Kolbenstangen bestehen aus nichtrostendem Stahl, die Ventile

trägt, hat die Bahn übrigens versucht, die den englischen Lokomotiven eigene glatte Bauform auf amerikanische Verhältnisse zu übertragen. Die verschiedenen Rohrleitungen sind zu diesem Zweck teils unter die Kesselbekleidung, teils unter das Laufblech verlegt worden; Luftpumpen und Luftbehälter liegen zwischen den



2C1-h2 Lokomotive der Baltimore und Ohio Bahn mit Caprotti-Steuerung.

Rahmen. Auch Schornstein und Umlaufblech lassen deutlich das englische Vorbild erkennen. Schließlich besitzt die Lokomotive noch — vielleicht zum erstmalig in amerikanischen Lokomotivbau — nicht die in Amerika sonst übliche kleine Rauchkammertür, sondern eine solche nach europäischem Muster. Die Textabbildung zeigt, inwieweit der erwähnte Versuch, das Aussehen der Lokomotive zu verbessern, gelungen ist.

Die Lokomotive, die eine Wasserrohrfeuerbüchse mit zwei Dampfsammlern besitzt, hat bei Versuchsfahrten Leistungen

bis zu 2330 PS_i entwickelt; der Kohlenverbrauch soll dabei 1,09 kg für 1 PS am Zughaken, der Dampfverbrauch 9,0 kg betragen haben. Die Zugkraft wird zu 22700 kg angegeben. Die Hauptabmessungen der Lokomotive sind im folgenden zusammengestellt:

Kesselüberdruck	16,2 at
Zylinderdurchmesser	686 mm
Kolbenhub	711 „
Kesselmitte über Schienenoberkante	3048 „
Rohrlänge	7106 „
Heizfläche der Feuerbüchse	42,0 m ²
„ „ Rohre	385,0 „
„ des Überhitzers	110,0 „
„ — im ganzen — H	537,0 „
Rostfläche R	6,5 „
Durchmesser der Treibräder	2032 mm
Fester Achsstand	4267 „
Ganzer Achsstand der Lokomotive	11303 „
Reibungsgewicht G ₁	91,0 t
Dienstgewicht der Lokomotive G	148,0 t
„ des Tenders	108,0 t
Vorrat an Wasser	45,5 m ³
„ „ Brennstoff	16,0 t
H : R	83
H : G	3,6 m ² /t
H : G ₁	5,9 „

(Railw. Age 1928. 2. Halb., Nr. 9.)

R. D.

Betrieb in technischer Beziehung; Signalwesen.

Ein neuartiger Signalscheinwerfer für elektrisch beleuchtete Signale.

Als man dazu überging Haupt- und Vorsignale mit elektrischer Beleuchtung zu versehen, hat man zunächst die Formen der Signallaternen und ihrer Scheinwerferblenden beibehalten, die sich aus der Petroleumbeleuchtung heraus entwickelt haben. Zu einem großen Teil ist das auch begründet, weil die alten Signale und die bisherigen Laternengehäuse beibehalten werden mußten. Nur die vollständig neu entwickelten elektrischen Signale (Tageslichtsignale usw.) weisen neuartige aus der neuen Beleuchtungsform entwickelte Konstruktionen auf. Mit den überkommenen Signalen und den Laternengehäusen wird auch noch auf lange Zeit gerechnet werden müssen. Andererseits gibt es aber auch genügend Gründe, die eine Verbesserung der Wirkung und Eindrucksfähigkeit dieser Signale erwünscht erscheinen lassen.

Die Eigenschaften der Petroleumlampe haben nun zwangsläufig dazu geführt, daß ein großer und man kann wohl sagen, der wirksamste Teil des Scheinwerfers, den man hinter der Lichtquelle anordnete, um eine möglichst günstige Fernwirkung zu erzielen, weggelassen werden muß. Die Lampe mit ihrem Glaszylinder wurde durch diesen Ausschnitt durchgesteckt, um die Luftzufuhr und das Abziehen der Verbrennungsgase zu ermöglichen, und man erzielte auf diesem Wege gleichzeitig auch die als Rücklicht bezeichnete Wirkung der Signallampe nach rückwärts, die erforderlich ist, einmal um in bestimmten Fällen das Brennen der Lampe vom Stellwerk aus überwachen zu können, zum anderen aber auch, um die Stellung des Signalflügels auch in der Dunkelheit von allen Seiten aus erkenntlich zu machen. Die Notwendigkeiten, die die Art der Lampe bedingt, sind bei der elektrischen Beleuchtung nicht vorhanden, und es wird daher zu prüfen sein, ob nicht die wiederum durch die besprochenen Notwendigkeiten bedingten Beschränkungen der Wirkungen bei elektrischer Beleuchtung ausgeschaltet werden können. Das Ziel muß sein, mit elektrischer Beleuchtung auch bei vorhandenen Signaleinrichtungen die Forderungen zu erfüllen, die man an ein Lichtsignal nach dem heutigen Stand der Technik stellen kann. Diese Forderungen sind offenbar einmal eine möglichst gute Wirkung des Signals und zwar sowohl aus der Ferne als auch aus der Nähe und ferner ein genügend wirksames Rücklicht. Wenn auch bei elektrischer Beleuchtung die Überwachung des Brennens der Lampen auf andere Weise erfolgen kann, etwa

durch in den Stromkreis eingeschaltete Überwachungslampen im Stellwerk, aus diesem Grunde also das Rücklicht nicht erforderlich wäre, so kann doch nicht gut darauf verzichtet werden, weil die Bediensteten im Bahnhof, Rangierer, Aufsichtsbeamte usw. auch bei Nacht von allen Seiten her den jeweiligen Stand des Signalflügels erkennen können müssen und weiter auch selbst auf der Strecke diese Kennzeichnung erwünscht ist. Die Verwendung von Scheinwerferblenden anderer Formen, etwa mit flachhyperbolischem Querschnitt haben zwar eine bessere Fernwirkung ergeben, fallen aber dafür in der Nähe selbst gegenüber den

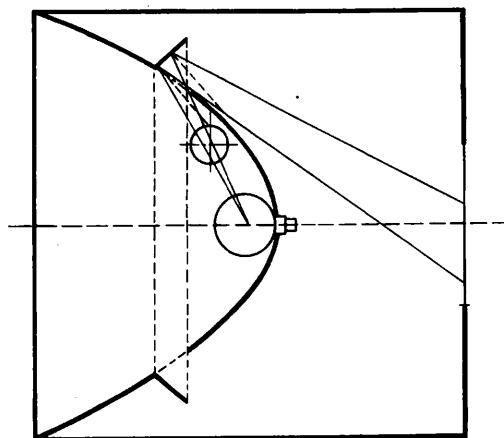


Abb. 1. Die Rücklichtstrahlen.

Petroleumlampen ab. Der Kernpunkt der ungenügenden Lichtwirkung und der Punkt an dem die Verbesserung anzusetzen hat, liegt meines Erachtens darin, daß man mit dem Ausschnitt in der Scheinwerferblende zum Durchstecken der senkrecht angeordneten Glühlampe, die wirksamsten Teile des Scheinwerfers wegschneidet und so im wesentlichen nur das direkte Licht der Lampe ausnutzt. Wie wirksam elektrisch beleuchtete Scheinwerfer sein können, die die Rückstrahlflächen so weit wie möglich nutzbar machen, zeigen die neuzeitlichen Scheinwerfer der Kraftwagen. Hier werden mit geringen Lichtstärken Wirkungen erzielt, die die der Eisenbahnsignale bei weitem übertreffen.

Die Gedankengänge zur Verbesserung der elektrisch beleuchteten Signale mußten sich also in der Richtung bewegen, eine ähnliche Anordnung wie beim Kraftwagenscheinwerfer zu legen und dabei doch ein ausreichendes Rücklicht zu erzielen. Die Lösung*) ist schematisch in Abb. 1 dargestellt. Die Rückstrahlfläche des Scheinwerfers ist bis auf die geringe zum Durchstecken der Fassung der kleinen elektrischen Birne erforderlichen Kreisfläche erhalten und wird zum Zurückwerfen

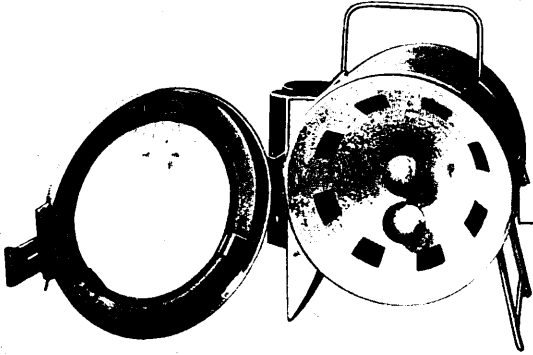


Abb. 2. Ansicht der eingebauten Blende.

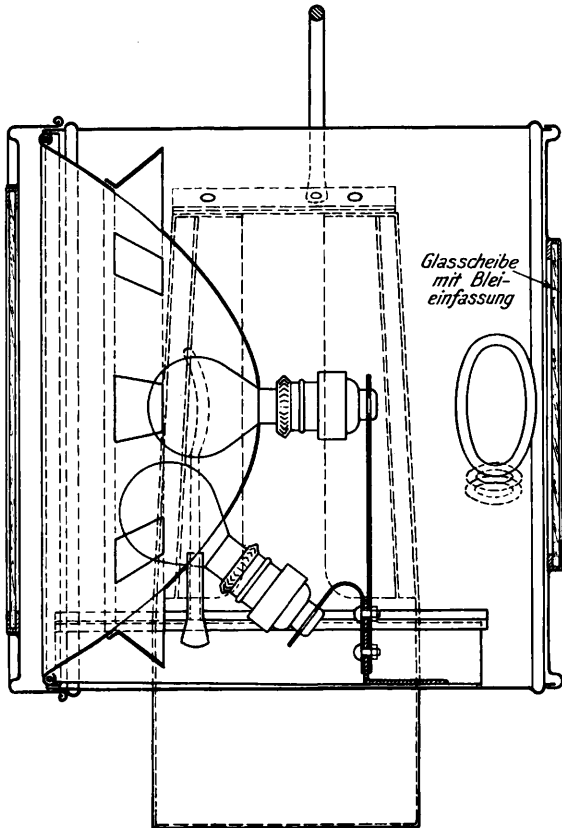


Abb. 3. Die Anordnung der Blende und der Lampen.

der Lichtstrahlen ausgenützt. Durch am Rande des parabolisch oder auch hyperbolisch gekrümmten Scheinwerfers angeordnete Ausschnitte mit zurückgebogenen spiegelnden Flächen wird ein Teil der Lichtstrahlen auf die Rücklichtfläche geleitet. Die Ausschnitte sind an den Rand und damit in eine Zone verlegt, die für die Scheinwerferwirkung nach vorne am leichtesten entbehrt werden kann. Das zeigt die Wirkung des Scheinwerfers, der die Wirkung, wie sie bei den bisherigen elektrisch und mit Petroleumlampen beleuchteten Signalen erzielt wird, weit übersteigt. Die Zahl und Größe der Ausschnitte kann den Bedürfnissen, die jeweils an das Rücklicht zu stellen sind, angepaßt werden. Statt der

*) Gesetzlich geschützt.

einzelnen zurückgebogenen Flächen kann auch auf der Außenseite des Scheinwerfers ein geschlossener Ring in entsprechender Neigung aufgebracht werden. Will man eine besonders große Rücklichtfläche beleuchten, so kann man diesem Ring verschiedene Neigung in seinen einzelnen Zonen geben und dadurch die Lichtstrahlen an jeden beliebigen Punkt der Rücklichtblende bringen.

Wenn erwünscht, ist es auch möglich noch vor dem wirklichen Teil des Scheinwerfers eine zweite Lampe anzuordnen, um auf diesem Wege bei Versagen der Hauptlampe sofort die Betriebssicherheit des Signals wieder herstellen zu können. Von besonderer Bedeutung ist, daß die Glühfäden der Hauptbirne genau im Brennpunkt des Scheinwerfers angeordnet werden können, wodurch eine genaue Anpassung der Wirkung an die theoretische Forderung erzielt wird. Durch Wahl der Form der Parabel oder auch der Hyperbel hat man es in der Hand den Scheinwerfer genau seinem jeweiligen Zweck anzupassen und je nach Wunsch in erster Linie auf Fernwirkung, Nahwirkung oder aber auch auf Verbindung beider hinzuwirken. Abb. 2 zeigt den Scheinwerfer in ein übliches Lampengehäuse eingesetzt mit Haupt- und Ersatzbirne. Abb. 3 zeigt die konstruktive Ausbildung der neuen Signallampe.

Dr. Ing. Derikartz, Koblenz.

Lokomotivlangläufe in Amerika.

Die Vereinigung amerikanischer Eisenbahningenieure hatte einen Fragebogen über Lokomotivlangläufe verschickt. Das Ergebnis der Rundfrage wird nun bekannt gemacht. Danach schwankt die Länge der planmäßigen Lokomotivläufe im Personenzugdienst von etwa 600 bis 1400 km. Der längste Lauf von etwa 1400 km wird von ölgefeuerten Lokomotiven gemacht. Im Güterzugdienst sind Lokomotivläufe von etwa 450 km sehr häufig. Der längste Lauf im Güterzugdienst ist mit etwa 1100 km auf der Strecke St. Louis—St. Francisco eingerichtet. Auf dieser Fahrt lösen sich sechs Mannschaften ab und vier verschiedene Kohlenarten kommen zur Verwendung. Die Monatsleistungen der in Langläufen verwendeten Lokomotiven sind auf den einzelnen Strecken sehr verschieden und erreichen in mehreren Fällen 20000 km im Personenzugdienst und 9000 km im Güterzugdienst. Hinsichtlich der Ersparnisse, die durch Langläufe erzielt werden sollen, brachte die Rundfrage nur wenig bestimmte Ergebnisse. Der schlechte Zustand des Feuers gegen Ende des Laufes ließ in einem Falle überhaupt keine Brennstoffersparnis erkennen. Die Southern Pacific Bahn berichtet, daß seit Einführung der Langläufe auf der Strecke Los Angeles—El Paso die Ausbesserungskosten von 0,25 M/km auf 0,21 M/km zurückgegangen sind und daß die Ersparnisse an Maschinenhauskosten etwa 33000 M monatlich betragen.

Die Fragen nach der Unterhaltung der Langlauflokomotiven wurden dahin beantwortet, daß die Lokomotiven mit Hilfe guter Werkstatteinrichtungen im besten Zustand gehalten werden müssen. Genaue monatliche Untersuchungen werden für unerlässlich gehalten. Besonderer Wert ist auf genaue Berichtsführung durch die Lokomotivmannschaften zu legen.

Die Missouri-Pacificbahn hat eingehende Untersuchungen über die Vorteile von Lokomotivlangläufen angestellt. Sie berechnet eine Gesamtersparnis von 3,5 Millionen Mark jährlich seit Einführung von Langläufen, insbesondere für Güterzüge. Während im Jahre 1926 der längste Lauf 285 km und der kürzeste Lauf 124 km im Güterzugdienst betrug, mißt heute der längste Lauf 750 km und der kürzeste Lauf 290 km. Im Güterzugdienst konnten 44 Lokomotiven, im Personenzugdienst 23 Lokomotiven eingespart werden.

Die Wirkung ausgedehnter Lokomotivläufe zeigte sich in der Verringerung des Brennstoffverbrauches, der Maschinenhauskosten und des Kapitaldienstes für die Lokomotiven. Der Kohlenverbrauch im Jahre 1927 war gegenüber 1925 um rund 200000 t geringer. Fünf Betriebswerkstätten konnten geschlossen werden. Für das erste Halbjahr 1928 waren die Maschinenhauskosten um etwa 950000 M geringer als für das erste Halbjahr 1925. Zu diesen bestimmt errechneten Ersparnissen treten noch mittelbare Ersparnisse durch Verringerung der Unterhaltungskosten und der Verwaltungskosten für die aufgelassenen Werkstätten. Eb.