

ORGAN

für die

FORTSCHRITTE DES EISENBAHNWESENS

in technischer Beziehung.

Fachblatt des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Neue Folge. LII. Band.

Die Schriftleitung hält sich für den Inhalt der mit dem Namen des Verfassers versehenen Aufsätze nicht für verantwortlich. Alle Rechte vorbehalten.

7. Heft. 1915. 1. April.

Über die Beanspruchung der Zapfen und Stangenschäfte des Triebwerkes der Lokomotiven.

Dr.-Ing. Heumann, Regierungsbaumeister in Berlin.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 8 auf Tafel 16.

Durch die liebenswürdige Unterstützung von Herrn Regierungs- und Baurat Halfmann und das Entgegenkommen von Lokomotivbauanstalten wurden mir folgende Untersuchungen ermöglicht.

Bei der Berechnung der Triebwerksteile werden meist die Massenwirkungen, die Eigengewichte und die Reibungsmomente vernachlässigt. Hier soll nun in Abschnitt I die Größe der hierdurch hervorgerufenen Zusatzbeanspruchungen ermittelt, und den entsprechenden Werten der gebräuchlichen Rechnungsart gegenübergestellt werden. In Abschnitt II ist der Stofsvorgang bei Druckwechsel allgemein behandelt, in Abschnitt III das Schleudern der Achssätze.

I. Die Wirkung der wechselweise allmähig zu- und abnehmenden Kräfte.

Zur Ermittlung der Höchstwerte der Triebwerksbelastung durch allmähig zu- und abnehmende Kräfte sind zwei Fälle zu untersuchen:

- A. Anfahren bei stärkster Zuglast,
- B. größte gleichmäßige Fahrgeschwindigkeit bei größter Leistung.

Fall A.

Hier sind nur statische Kraftwirkungen zu untersuchen. Diese haben beim Anfahren ihren Höchstwert, weil dann der Dampfdruck fast ohne Drosselung auf den Kolben übertragen wird.

1. Zapfen.

Bei den Kurbel-, Kuppel- und Kreuzkopf-Zapfen ist der Einfluss ihres Eigengewichtes so gering, daß er vernachlässigt werden kann.

2. Stangenschäfte.

Die Schäfte der Trieb- und Kuppel-Stange werden auf zusammengesetzte Festigkeit beansprucht:

a) auf Zug, Druck und Ausknicken durch die in Richtung der Stangenachse wirkende «Stangenkraft».

β) auf Biegen durch das Eigengewicht der Stangen und durch die aus der Zapfenreibung folgenden Momente.

Zu α) Die reine Längsspannung σ wird durch die in vorliegender Arbeit zu untersuchenden Zusatzkräfte nicht verändert.

Zu β) Hier ist neu die Biegespannung k_b durch Eigengewicht und Zapfenreibung.

A 2. β) a) Das Biegemoment der Stangenschäfte durch Eigengewicht der Stangen = M_G .

Bezeichnet:

G das Gewicht der betreffenden Stange,

l den Abstand der beiden Zapfenmitten der Stange,

x einen beliebigen Abstand eines Stangenquerschnittes von derjenigen Zapfenmitte, von der aus l gerechnet wird, dann ist unter der Näherungsannahme, daß G gleichmäßig über l verteilt sei, für den Querschnitt bei x:

$$M_G = \frac{G}{2} \left(x - \frac{1}{l} \cdot x^2 \right) \text{ und der Höchstwert von } M_G$$

$$M_{G_{gr}} = G \cdot \frac{1}{8} \text{ für } x = \frac{l}{2}.$$

M_G ist annähernd unabhängig von dem Winkel φ der Kurbelstellung.

A) 2. β) b) Biegemoment der Stangenschäfte durch Zapfenwirkung = M_R .

Bei M_R ist zu unterscheiden zwischen Trieb- und Kuppel-Stangenschaft.

Triebstangenschaft. Bei Vorwärtsfahrt ändern sich während eines Hin- und Herganges des Kolbens die auf die Stange wirkenden Zapfenreibungskräfte ihrer Lage und Richtung nach viermal (Textabb. 1). Die in Textabb. 1 eingetragenen, mit Pfeilen versehenen Linien bezeichnen die von den beiden Zapfen auf die Stange ausgeübten Reibungskräfte $\mu \cdot P$. Bezeichnet φ den Kurbelwinkel, so gelten vier Fälle, die sich aus dem jedesmaligen Wachsen von φ um 90° ergeben.

Bezeichnet:

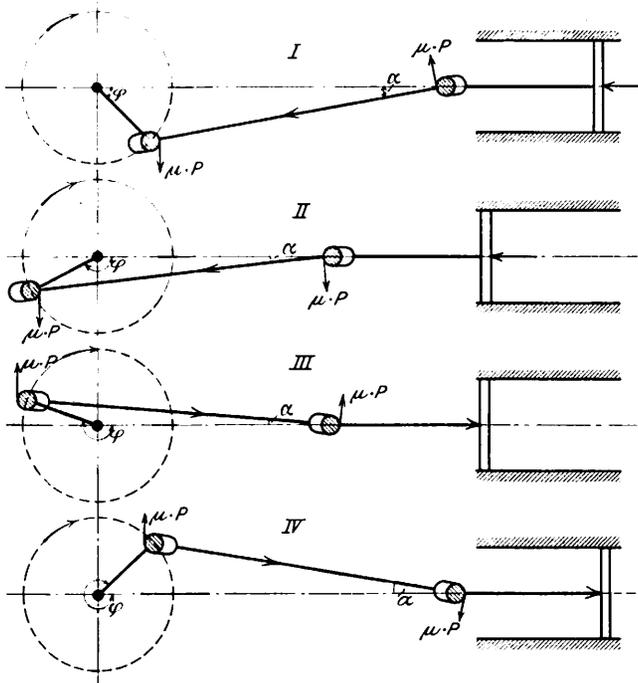
P die Stangenkraft,

μ die Wertziffer der Reibung zwischen Stange und Zapfen,

r_1 den Halbmesser des Kurbelzapfens,

r_2 den Halbmesser des Kreuzkopfzapfens.

Abb. 1.



x den Abstand von der Kurbelzapfenmitte nach dem Schaft zu, dann entsprechen für einen Schaftquerschnitt: $x = r_1$ bis $x = 1 - r_2$ den vier Fällen folgende vier Momentengleichungen:

Gl. 1) . . $M_{R_x} = \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 + r_2)$,

Gl. 2) . . $M_{R_x} = \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 - r_2)$,

Gl. 3) . . $M_{R_x} = \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 - r_2)$,

Gl. 4) . . $M_{R_x} = \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 + r_2)$.

Gl. 3) und 4) gelten für einen Schaftquerschnitt: $x = 0$ bis $x = 1$, also für einen weitem Bereich, als 1) und 2). 1) und 4). 2) und 3) haben den gleichen Ausdruck. Für die Querschnitte: $x = r_1$ bis $x = 1 - r_2$ vereinigen sich die vier Fälle daher zu zweien.

Bei Rückwärtsfahrt kehren alle Reibungskräfte ihre Richtung um, ihre Werte bleiben dieselben.

Kuppelstangenschaft. Hier kommen nur die Fälle 1) und 4) vor (Textabb. 2),

Fall 1) für $\varphi = 0$ bis $\varphi = \pi$,

Fall 4) für $\varphi = \pi$ bis $\varphi = 2\pi$.

$$M_{R_x} = \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 + r_2),$$

A) 2. β) c) ΣM .

$$\Sigma M = M_G + M_R.$$

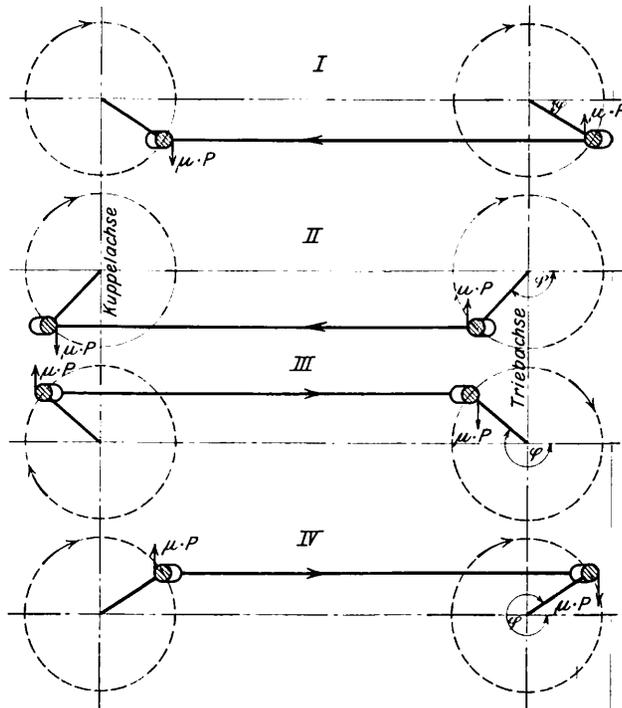
Für die Triebstange gilt im ersten und letzten Viertel der Kurbelstellung, für die Kuppelstange bei beliebiger Kurbelstellung:

$$\Sigma M = \frac{G}{2} \left(x - \frac{1}{1} \cdot x^2 \right) + \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 + r_2)$$

$$\frac{d \Sigma M}{dx} = 0 = \frac{G}{2} - \frac{1}{1} \cdot \frac{G}{2} \cdot 2 \cdot x' - \mu \cdot P \cdot \frac{r_1 + r_2}{1}$$

$$x' = \frac{1}{2} - \frac{1}{G_t} \cdot \mu \cdot P_{gr} (r_1 + r_2) \text{ und}$$

Abb. 2.



Gl. 5) $(\Sigma M)_{gr} = G \cdot \frac{1}{8} + \frac{1}{2} \frac{\mu^2 \cdot P_{gr}^2 (r_1 + r_2)^2}{1 \cdot G_t}$ (s. Textabb. 3).

Für die Triebstange ergibt sich im zweiten und dritten Viertel der Kurbelstellung:

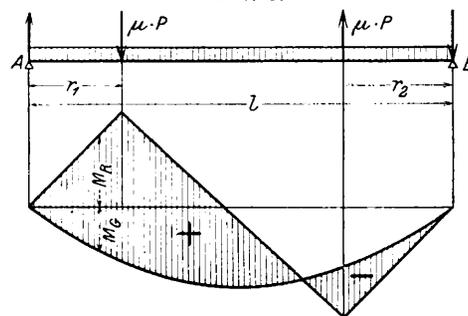
$$\Sigma M = \frac{G_t}{2} \left(x - \frac{1}{1} \cdot x^2 \right) + \mu \cdot P \cdot r_1 - \mu \cdot P \cdot \frac{x}{1} (r_1 - r_2),$$

$x' = \frac{1}{2} - \frac{1}{G_t} \cdot \mu \cdot P \cdot (r_1 - r_2) \sim \frac{1}{2}$, da $r_1 - r_2$ sehr klein ist.

$$(\Sigma M)_{gr} = G_t \cdot \frac{1}{8} + \frac{1}{2} \frac{\mu^2 \cdot P^2 (r_1 - r_2)^2}{1 \cdot G_t} + \mu \cdot P \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}$$

Gl. 6) . $(\Sigma M)_{gr} \sim G_t \cdot \frac{1}{8} + \mu \cdot P_{gr} \cdot \frac{r_1 + r_2}{2}$ (s. Textabb. 4).

Abb. 3.

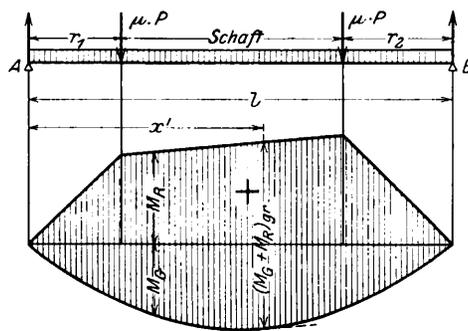


Gl. 6) gibt immer größere Werte, als Gl. 5).

Zur Ermittlung der die größte Randspannung $s_{gr} = (\sigma + k_b)_{gr}$ hervorruhenden Kräfte ist der Höchstwert der Summe $P + \Sigma M$ aufzusuchen.

Für die Triebstange tritt $(P + \Sigma M)_{gr}$ in der Kurbelstellung auf, in der φ eben über $\pi : 2$ gewachsen ist, also P seinen Höchstwert eben überschritten und ΣM bereits die Form der Gl. 6) angenommen hat.

Abb. 4.



Für die Kuppelstange hängt $(P + \Sigma M)_{gr}$ nicht von φ ab.

Fall B.

Hier sind außer den in Fall A auftretenden auch die Zusatzkräfte der beschleunigten und verzögerten Triebwerk-massen zu betrachten.

B. 1) Zapfen.

Hier sind gegenüber der gebräuchlichen Rechnungsart nur Massenkkräfte neu zu behandeln, die in wagerechte und senk-rechte zerlegt werden.

1. a) Wagerechte Kräfte.

Die größte wagerechte Beanspruchung des Kuppelzapfens ist durch das Reibungsgewicht des Kuppelradsatzes gegeben; der Kuppelzapfen kommt daher hier nicht in Frage. Dagegen ist die größte Beanspruchung von Kreuzkopf- und Kurbelzapfen durch die Trägheitskräfte bestimmt.

Auf den Kreuzkopffzapfen wirkt die Trägheitskraft von Kolben, Kolbenstange und Kreuzkopf, des «Kolbengestänges», vom Gewichte ΣG ; auf den Kurbelzapfen wirkt die Trägheitskraft derselben Teile, vermehrt um die der Triebstange, vom Gewichte $\Sigma G + G_t$.

- Bezeichnet: v die Kurbelgeschwindigkeit in cm/Sek,
- p den Dampfüberdruck in at,
- F' den Kolbenquerschnitt in cm^2 ,
- n die Umdrehungszahl der Kurbel in der Minute,
- g die Erdbeschleunigung in $cm\ Sek^2$,
- r den Kurbelhalbmesser in cm ,

so ergibt sich als wagerechte Belastung des Kreuzkopffzapfens:

$$F' p - \frac{v^2 \Sigma G}{r \cdot g} \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cdot \cos 2 \varphi \right) \\ = F' p - \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot \Sigma G \cdot r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) = F' (p - p_1)$$

und als wagerechte Belastung des Kurbelzapfens:

$$F' \cdot p - \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot (\Sigma G + G_t) \cdot r \left(\cos \varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2 \varphi \right) = \\ = F' (p - p_2).$$

Zur Bestimmung des Höchstwertes dieser Belastungen stellt man diese am besten zeichnerisch als Abhängige des Kolbenweges dar (s. Taf. 16, Abb. 1). Die Höchstwerte: $F' (p - p_1)_{gr} = P_r$ und $F' (p - p_2)_{gr} = P_{ku}$ treten bei $\varphi = \varphi'$, beim Beginne der Dampfdehnung, auf. Die Massenwirkung verringert die Zapfenbelastung. Die Entlastung des Kurbelzapfens durch den in umgekehrter Richtung wirkenden Druck der Kuppelstange darf nicht eingeführt werden, weil der Fall ein-treten kann, daß die Reibung des Kuppelradsatzes an den Schienen vorübergehend verschwindet.

1. b) Senkrechte Kräfte.

An Massenträgheitskräften treten in senkrechter Richtung an den Zapfen auf:

- die senkrechte Trägheitskraft der Triebstange, als Belastung von Kreuzkopf- und Kurbel-Zapfen,
- die senkrechte Trägheitskraft der Kuppelstange, als Belastung von Kurbel- und Kuppel-Zapfen.

1. b. α) Die senkrechte Trägheitskraft der Triebstange = T .

T ändert sich in geradem Verhältnisse zu $\sin \varphi$, hat also ihren Höchstwert T_{gr} für $\varphi = \pi : 2$.

Bezeichnet: γ das Einheitsgewicht der Stange in kg/cm ,
 f den Stangenquerschnitt in qcm , gemessen an der beliebigen Stelle x vom Kreuzkopfe,

so ist

$$Gl. 7) \quad T_{gr} = \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \gamma \int_0^l f \cdot x \cdot dx.$$

Da f weder unveränderlich, noch mit x gesetzmäßig ver-änderlich ist, wird das Integral zweckmäßig zeichnend gelöst*) (Abb. 4, Taf. 16). Die Triebstange wird einschliesslich des Kurbelzapfens, soweit dieser aus dem Radkörper herausragt, rechtwinkelig zu ihrer Längsachse in Teile von annähernd gleichem Querschnitte zerlegt: dann wird für jeden Abschnitt

die Massenkraft: $\left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \gamma \cdot f \cdot x$ gebildet und als Höhe

zu dem zugehörigen x als Länge aufgetragen. Der Inhalt der so gebildeten Fläche stellt dann T_{gr} dar. Die Ermittlung der Lage von T_{gr} und ihrer Verteilung auf Kreuzkopf- und Kurbel-Zapfen erfolgt ebenfalls zeichnend mit Kraft- und Seil-Eck (Abb. 5, Taf. 16). Zu diesem Zwecke wird die Fläche in Teile gleicher Länge a mit der veränderlichen mittlern Höhe h_m geteilt, dann stellen die verschiedenen $h_m \cdot a$ die Einzelkräfte dar, deren Mittelkraft T_{gr} ist. Im Kraftecke sind die $a \cdot h_m$ als Kräfte aufgetragen, dann ergibt sich nach Ziehen der Schlußlinie s

$$\begin{matrix} T_{ku} = \text{Kurbelzapfen-Seitenkraft} \\ T_r = \text{Kreuzkopffzapfen-Seitenkraft} \end{matrix} \quad \left| \text{von } T_{gr} \right.$$

T_{gr} liegt stets dem Kurbelzapfen sehr nahe; bei starker Massenanhäufung jenseits des Kurbelzapfens kann T_{gr} sogar in den Kurbelzapfen hinein, oder über diesen hinausfallen. Dann wird $T_r = 0$ oder gar negativ. $T_{ku} =$ oder gar $> T_{gr}$.

Die durchgeführte Ermittlung der Trägheitskräfte ist ziem-lich umständlich: meist dürfte das folgende Näherungsverfahren genügen. Wäre die Masse der Triebstange vom Gewicht G_t im Kurbelzapfen vereinigt, so wäre:

$$T_{gr} = \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot r \cdot G_t.$$

Nun kann man die Abweichung des tatsächlichen T_{gr} von diesem Werte durch einen Beiwert τ berücksichtigen, der in den meisten Fällen üblicher Bauart rund $= 0,7$ ist. Somit ergibt sich:

$$Gl. 8) \quad T_{gr} = \sim 0,70 \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot r \cdot G_t \text{ und weiter}$$

$$Gl. 9) \quad T_{ku} = \sim 0,87 T_{gr} = 0,61 \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot r \cdot G,$$

$$Gl. 10) \quad T_r = \sim 0,13 T_{gr} = 0,09 \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot r \cdot G.$$

1. b) β) Die senkrechte Trägheitskraft der Kuppelstange = T' .

Die Kuppelstange erfährt über ihre ganze Länge dieselbe Beschleunigung. Ihre senkrechte Trägheitskraft steht ebenfalls in geradem Verhältnisse zu $\sin \varphi$ und hat für $\varphi = \pi : 2$ den Höchstwert:

$$Gl. 11) \quad T'_{gr} = \left(\frac{n}{300} \right)^2 \cdot r \cdot G_k,$$

*) von Bach, Maschinenelemente.

wenn G_k das Gewicht der Kuppelstange bedeutet. Die Verteilung von T'_{gr} auf Kurbel- und Kuppel-Zapfen möge nach dem Vorgehen bei T_{gr} zeichnerisch geschehen. Der Stangenquerschnitt f ist ohne Zapfen eingesetzt (siehe Taf. 16, Abb. 6 bis 8).

T'_p ist die Kuppelzapfen-Seitenkraft
 T'_{ku} ist die Kurbelzapfen-Seitenkraft } von T'_{gr} .

Mit genügender Annäherung kann man meist setzen:

Gl. 12) . . $T'_p = 0,4 T'_{gr} = 0,4 \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot r \cdot G_k$,

Gl. 13) . . $T'_{ku} = 0,6 T'_{gr} = 0,6 \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot r \cdot G_k$.

Nun können die Gleichungen für die senkrechten Kräfte an den Zapfen aufgestellt werden.

1. b. γ) Senkrechte Kräfte am Kreuzkopfzapfen.

Bei dem beliebigen Kurbelwinkel φ ist:

für Vorwärtsfahrt $V_r = \frac{G_t}{2} - (p - p_1) F \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi + T_r \cdot \sin \varphi$,

für Rückwärtsfahrt $V_r = \frac{G_t}{2} + (p - p_1) F \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \mp T_r \sin \varphi$.

Die gebräuchliche Rechnung setzt nur an $\mp p \cdot F \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi$.

In beiden Gleichungen gelten im dritten Gliede die oberen Vorzeichen für den Hingang, die unteren für den Rückgang des Kolbens (Textabb. 5 und 6).

Abb. 5.

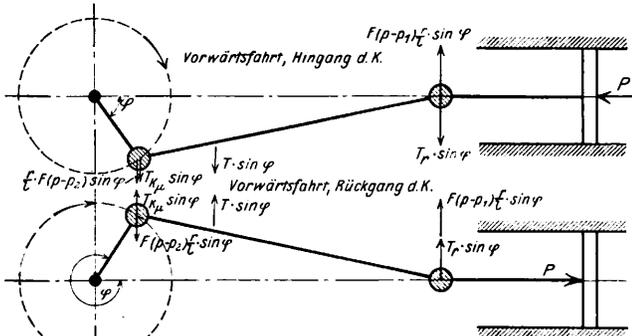


Abb. 6.

Das erste Glied der Gleichung ist ein Festwert, das zweite nach p und φ , das dritte nach φ veränderlich. Das zweite und dritte Glied werden zeichnend vereinigt. Alle drei Glieder haben gleiches $+$ Vorzeichen für den Rückgang des Kolbens bei Rückwärtsfahrt. Hier nimmt daher V_r seinen Höchstwert V_{rgr} an.

$$V_{rgr} = \frac{G_t}{2} + \sin \varphi \cdot \left[F (p - p_1) \cdot \frac{r}{l} + T_r \right]_{gr}$$

Abb. 2, Taf. 16 zeigt die zeichnende Vereinigung. Aus

dieser geht hervor, daß V_{rgr} im Punkte des Beginnes der Dampfdehnung für $\varphi = \varphi'$ liegt. Man kann daher mit hinreichender Annäherung setzen:

Gl. 14) $V_{rgr} = \frac{G_t}{2} + \left[P_r \cdot \frac{r}{l} + 0,09 \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot G_t \cdot r \right] \sin \varphi'$,

gegenüber $F \cdot p \cdot \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi'$ der gebräuchlichen Rechnung.

1. b. δ) Senkrechte Kräfte am Kurbelzapfen.

δ . I) Von der Triebstange am Hebelarme l_1 gehen aus:

$V'_{ku} = \frac{G_t}{2} + \left[F (p - p_2) \cdot \frac{r}{l} \pm T_{ku} \right] \sin \varphi$ für Vorwärtsfahrt und

$V'_{ku} = \frac{G_t}{2} - \left[F (p - p_2) \cdot \frac{r}{l} + T_{ku} \right] \sin \varphi$ für Rückwärtsfahrt.

$V'_{ku_{gr}}$ wird ebenso ermittelt wie V_{rgr} (Abb. 2, Taf. 16); es tritt auf für den Hingang des Kolbens bei Vorwärtsfahrt (Textabb. 5 und 6), und zwar bei $\varphi = \pi : 2$. Man kann daher mit hinreichender Genauigkeit setzen:

Gl. 15) $V'_{ku_{gr}} = \frac{G_t}{2} + F (p - p_2) \cdot \frac{r}{l} + 0,61 \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot G_t \cdot r$

für $\varphi = \pi : 2$.

δ . II) Von der Kuppelstange am Hebelarme l_2 gehen aus:

$V''_{ku} = 0,6 G_k \pm T'_{ku} \cdot \sin \varphi$ für Vorwärtsfahrt,
 $= 0,6 G_k \mp T'_{ku} \cdot \sin \varphi$ für Rückwärtsfahrt.

$V''_{ku_{gr}}$ tritt auf für den Hingang des Kolbens bei Vorwärtsfahrt und für den Rückgang bei Rückwärtsfahrt, beide Male bei $\varphi = \frac{\pi}{2}$.

Gl. 16) $V''_{ku_{gr}} = 0,6 G_k + T'_{ku} = 0,6 G_k + 0,6 G_k \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot r$.

Die größte auf den Kurbelzapfen ausgeübte senkrechte Kraft ist $V_{ku_{gr}} = (V'_{ku} + V''_{ku})_{gr}$. Sowohl V'_{ku} als V''_{ku} haben für $\varphi = \pi : 2$ für den Hingang des Kolbens bei Vorwärtsfahrt ihren Höchstwert. Mithin ist $V_{ku_{gr}} = V'_{ku_{gr}} + V''_{ku_{gr}}$.

Gl. 17) . . $V_{ku_{gr}} = 0,5 G_t + 0,6 G_k + (0,61 G_t + 0,6 G_k) \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot r + F (p - p_2) \cdot \frac{r}{l}$,

gegenüber $V_{ku_{gr}} = F \cdot p \cdot \frac{r}{l} \sin \varphi'$ der gebräuchlichen Rechnungsart.

1. b. ϵ) Senkrechte Kräfte am Kuppelzapfen.

$V_{pgr} = T'_p + 0,4 G_k + T_{\text{Kuppelzapfen}}$

$T_{\text{Kuppelzapfen}}$ ist angenähert $= 0,062 T'_{gr}$ zu setzen, also:

Gl. 18) . . $V_{pgr} = \left[0,462 \left(\frac{n}{300}\right)^2 \cdot r + 0,4 \right] \cdot G_k$.

In der gebräuchlichen Rechnungsart wird $V_p = 0$ gesetzt.

(Fortsetzung folgt.)

Theorie der Anlagen zur Bekohlung der Lokomotiven.

F. Landsberg, Regierungsbaumeister in Berlin.

(Schluß von Seite 99.)

C. 4) Die Wirtschaft.

Die wirtschaftlichen Erfolge sind ebenfalls in den Grenzzuständen des Betriebes zu vergleichen, die durch die Benutzung der Lager nach den Erörterungen unter C. 1) und C. 3) eintreten. k_a, k_b, k_c, k_d, k_e bezeichnen die Kosten in Pft/t, die

für die Bewegung der Kohle entstehen, wobei die Fußzeichen den unter B) aufgeführten Verrichtungen entsprechen.

Der günstigste Fall tritt ein, wenn nur eine solche Kohlenmenge am Lager gestapelt und entnommen wird, wie zur Erneuerung des Dauerlagers erforderlich ist, also wie auf S. 99

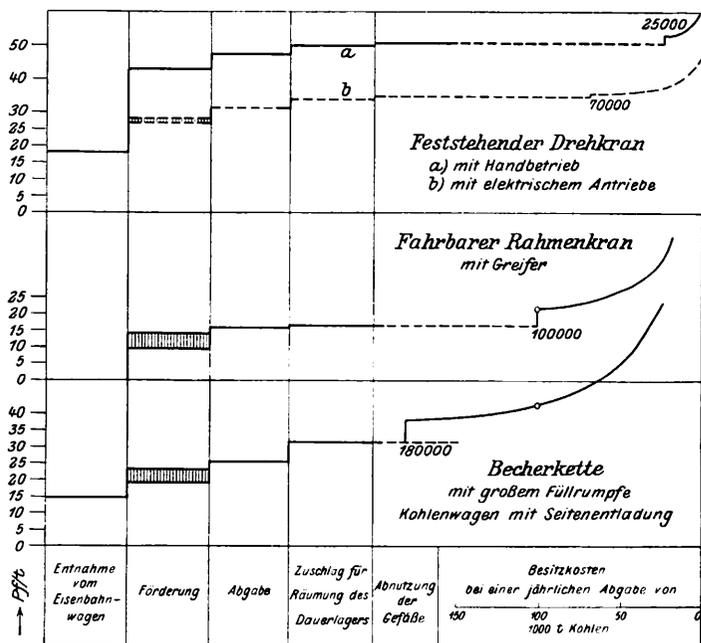
nachgewiesen (S:15,6)^t. Die durchschnittlichen Kosten für 1 t abgegebene Kohle sind dann

$$k' = \frac{(k_a + k_d + k_e)S + (k_b + k_c - k_a) \frac{S}{15,6}}{S} = k_a + k_d + k_e + \frac{k_b + k_c - k_a}{15,6}$$

Im ungünstigsten Falle sind alle Kohlen zunächst zu stapeln, wobei die Kosten $k'' = k_b + k_c + k_d + k_e$ *) betragen.

Der Vergleich dieser beiden Grenzkosten zeigt, in welchem Grade eine Bekohlungsanordnung wirtschaftlich zur Aufnahme von Schwankungen der Anfuhr geeignet ist. Ferner geben die Grenzwerte auch Aufschluss über die Sparsamkeit verschiedener Anordnungen. Die Ermittlung der Werte k muß mit gleichen Löhnen erfolgen, ferner ist die Verschiedenheit in den Betriebsverhältnissen, in der Ausnutzung der Mannschaft und Ähnliches auszuschalten. Zu diesem Zwecke werden die für die einzelnen Vorrichtungen erforderlichen Arbeitsminuten und ihr Geldwert ermittelt. Hierbei wird vorausgesetzt, daß die Mannschaft stets ausgenutzt, daß sie also in etwa eintretenden Betriebspausen in anderer Weise beschäftigt wird, die nicht auf den gerade betrachteten Arbeitsvorgang anzurechnen ist. Die Kosten werden an einander gereiht, wie sie bei der Bewegung der Kohlen entstehen (Textabb. 12). Am Schlusse dieser Darstellung werden

Abb. 12.



die Kosten hinzugefügt, die als Besitzkosten B zur Ermöglichung und unveränderten Erhaltung der Anlage unabhängig von ihrer Beanspruchung, also von der Jahresabgabe S aufzubringen sind, und deren Anteil b für die Einheit der abgegebenen Kohlenmenge sich demnach aus $B = b \cdot S$; $b = B : S$ als die Höhe einer Hyperbel mit dem Festwerte B ergibt. Diese Linie beginnt mit dem Werte b, der der schon ermittelten größten Dauerleistung entspricht, und wird für abnehmende Beanspruchung aufgezeichnet.

*) In beiden Fällen ist zu berücksichtigen, daß der Anteil k_a für die zunächst zum Lager gebrachte Kohlenmenge nicht in Betracht kommt, weil die Kosten k_a für die Entladung in denen k_b für Verbringen an eine bestimmte Lagerstelle enthalten sind.

Zu Grunde werden gelegt:

Stundenlohn eines Arbeiters	45 Pf
« « Kranführers	55 «
Kosten einer KWSt	15 «
Verzinsung der Anlagekosten	3,5 %
Abschreibung der Bau-Anlagen	3 %
« « Maschinen-Anlagen	5 %
Unterhaltung der Bau-Anlagen	1 %
« « Maschinen-Anlagen	2 %
Wartung « « «	1 %

Besitzkosten in % der Kosten

der Maschinen-Anlagen $(3,5 + 5 + 2 + 1) =$	11,5 %
« Bau- « $(3,5 + 3 + 1) =$	7,5 %

4. a) Feststehender Drehkran.

Die Entladung der Eisenbahnwagen in Kohlenhunde von 0,5 t Inhalt und das Heranbringen an den Kran kann mit Rücksicht auf die Kürze der Wege, die durch zweckmäßige Aufstellung der Kohlenwagen in der Nähe des Kranes erzielt werden kann, zu 12 Arbeitsminuten für den Hund, also zu 24 Minuten für 1 t geschätzt werden: $k_n = 45 \cdot 24 : 60 = 18 \text{ Pf}_t$.

Die Entnahme vom Lager. Hierbei müssen für das umständliche Beladen eines Hundes 10 Minuten und für den zweimal mit 0,5 m/Sek Geschwindigkeit zurückzulegenden Weg von 100 m $\frac{2 \cdot 100}{0,5 \cdot 60} \cong 7$ Minuten, also für 1 t 34 Minuten angenommen werden: $k_e = 45 \cdot 34 : 60 = 25,5 \text{ Pf}_t$.

Die Beschickung des Lagers durch Abladen und Stapeln erfolgt dagegen unmittelbar von den Eisenbahnwagen aus, die nahe an die zu belegende Stelle geschoben werden; für 1 t Förderkohle sind 40, für Kohlenziegel 60 Min/t erforderlich: $k_b = 30$ beziehungsweise 45 Pf/t.

Die Förderung erfordert bei elektrischem Antriebe drei Arbeiter, von denen der eine die Wagen herschiebt und den Haken in Schienenhöhe, der zweite die Triebmaschine, der dritte den Haken auf der Bühne bedienen muß, falls die Leistung von 15 t/St erreicht werden soll: $3 \cdot 45 : 15 = 9 \text{ Pf}$. Der Verbrauch an Arbeit ist 0,1 KWSt/t für die Hebung und erfordert $0,1 \cdot 15 = 1,5 \text{ Pf}_t$, also ist $k_d = 9 + 1,5 = 10,5 \text{ Pf}_t$. Bei Handbetrieb mit 4,5 t/St genügt 0,5 Arbeitskraft in Schienenhöhe, da weniger Spiele in der Stunde möglich sind, während auf der Bühne zwei Mann an der Kurbel und am Haken tätig sind: $k_d = 2,5 \cdot 45 \cdot 4,5 = 25 \text{ Pf}_t$.

Die Abgabe der Kohlen erfolgt mit zwei Mann am Handdrehkrane mit 1,5 Minuten für 1 Spiel: $k_e = 2 \cdot 45 \cdot 2 \cdot 1,5 : 60 = 4,5 \text{ Pf}_t$, oder am elektrischen Krane bei 2 Min/t mit $k_e = 2 \cdot 45 \cdot 2 : 60 = 3 \text{ Pf}$, wobei die Stromkosten vernachlässigt sind.

Der Zuschlag für die Räumung des Dauerlagers wird zu $(k_b + k_c - k_a) : 15,6$ ermittelt, da für den Teil $S/15,6$ an Stelle der unmittelbaren Förderung in Hundes k_a die Beschickung k_b und Räumung k_c des Lagers treten:

$$(30 + 25 - 18) : 15,6 = 2,4 \text{ Pf}_t$$

Für die Besitzkosten an den Leistungsgrenzen sind folgende Anlagewerte zu Grunde zu legen:

für Bau und Gründung 1500 \mathcal{M}
 « Maschinen bei Handbetrieb 2000 «
 « « « elektrischem Antriebe 4500 « .

Sie betragen bei Handbetrieb

$$b_{\min} = (11,5 \cdot 2000 + 7,5 \cdot 1500) : 25\,000 = 1,33 \text{ Pf/t.}$$

für elektrischen Antrieb

$$(11,5 \cdot 4500 + 7,5 \cdot 1500) : 70\,000 = 0,9 \text{ Pf/t.}$$

Die Grenzwerte für die geringst mögliche und die weitestgehende Benutzung der Lager werden

für Handantrieb: $18 + 25 + 4,5 + 2,4 + 1,3 = 51,2 \text{ Pf/t}$

beziehungsweise $30 + 25,5 + 25 + 4,5 + 1,3 = 86,3 \text{ Pf/t}$,

für elektrischen Antrieb:

$$18 + 10,5 + 3 + 2,4 + 0,9 = 34,8 \text{ Pf/t}$$

beziehungsweise $30 + 25,5 + 10,5 + 3,0 + 0,9 = 60,9 \text{ Pf/t}^*$.

4. b) Fahrbarer Rahmenkran.

Die Entladung der Eisenbahnwagen ist mit der Überladung in die Bunker verknüpft; die Leistung ist 15 t/St:

zwei Arbeiter im Eisenbahnwagen $2 \cdot 45 : 15 = 6 \text{ Pf/t}$,

ein Kranführer $1 \cdot 55 : 15 = 3,6 \text{ Pf/t}$,

Strom im Mittel 0,3 KWSt $4,5 \text{ Pf/t}$

$$k_a + k_d = 14 \text{ Pf. t.}$$

Für die Beschickung des Lagers gilt der gleiche Wert: $k_b = 14 \text{ Pf/t}$.

Die Entnahme vom Lager und die Bewegung zu den Bunkern gestattet nur 12 t/St, wobei jedoch für die Bedienung nur der Kranführer in Betracht kommt und für den Strombedarf der Durchschnittswert wie oben eingesetzt wird:

$$k_c = 55 : 12 + 0,3 \cdot 15 = 9 \text{ Pf/t.}$$

Die Abgabe von 20 t/St Kohlen verlangt an der Loko-

*) Da die Beschaffungskosten der Kohlenhunde von dem sehr wechselnden Bestände abhängen und daher schwer zu erfassen sind, ist in Textabb. 12 für ihre Erhaltung 1 Pf/t eingesetzt, entsprechend den Kosten einer Wiederherstellung von 50 \mathcal{M} nach 8000 bis 10000 Füllungen.

motive einen Arbeiter zur Beaufsichtigung und Bedienung der Bunker: $k_e = 45 : 20 = \text{rund } 2 \text{ Pf/t}$. Da in der Entnahme vom Lager die Beschickung der Bunker inbegriffen ist, beträgt der Zuschlag für Räumung des Dauerlagers:

$$(k_b + k_c - [k_a + k_d]) : 15,6 = (14 + 9 - 14) : 15,6 = 0,575 \text{ Pf/t.}$$

Die Besitzkosten werden bei 35 000 \mathcal{M} Anlagekosten für Maschinen und 15 000 \mathcal{M} für den Bau

$$(11,5 \cdot 35\,000 + 7,5 \cdot 15\,000) : 100\,000 = 5,14 \text{ Pf/t}$$

an der Leistungsgrenze.

Als Grenzwerte ergeben sich:

$$14 + 2 + 0,575 + 5,14 = 22 \text{ Pf/t}$$

beziehungsweise $14 + 9 + 2 + 5,14 = 30 \text{ Pf/t}$,

wobei zu bemerken ist, daß der letztere Wert in Wirklichkeit noch höher liegt, weil bei zunehmender Benutzung des Lagers die ganze Abgabemenge sinkt und die Besitzkosten über 5,14 Pf/t wachsen.

4. c) Becherkette mit Hochbehälter und großem Erdrumpfe, Anfuhr der Kohlen in gewöhnlichen Kohlenwagen.

Das Herausschaufeln der Kohlen nimmt für einen Wagen von 15 t bei drei Arbeitern etwa 1,5 Stunden in Anspruch:

$$k_a = 3 \cdot 45 \cdot 1,5 : 15 = 13,5 \text{ Pf/t.}$$

Die Förderung verlangt je einen Mann zur Überwachung der Schaltung und Antriebe und der Ent- und Beladevorrichtung der Kohle, die 30 t/St leistet: $k_{d1} = 3 \cdot 45 : 30 = 4,5 \text{ Pf/t}$. Der Arbeitsaufwand hängt von der Länge der Kette und der Förderhöhe ab und kann bei 27 bis 28 m Förderhöhe und 125 m Länge zu 0,25 KWSt/t angenommen werden:

$$k_{d2} = 0,25 \cdot 15 = 4 \text{ Pf/t, } k_d = 4,5 + 4 = 8,5 \text{ Pf/t.}$$

Die Abgabe der Kohlen aus den Hochbehältern ergibt sich aus der Art der Abgabevorrichtung. Mefstrommeln verlangen 1,5 Min/t und bei Handantrieb zwei Arbeiter, $k_e = 2 \cdot 45 : 40 = \text{rund } 2 \text{ Pf/t}$, bei elektrischem Antriebe und gleicher Leistung

Zusammenstellung I.

1	2	Kosten in Pf/t							11		12
		3	4	5	6	7	8	9	10	a	
	Leistungs- grenze im günstig- sten Falle t/Jahr	Zufuhr zur För- dereinrichtung vom Eisen- bahn- wagen unmit- telbar	Stapelung auf dem Lager	Förder- ung	Abgabe	Zuschlag für Räumung des Dauer- lagers	Besitz- kosten an der Lei- stungs- grenze	im Ganzen		Bemerkungen	
Feststehender Drehkran mit Hunden:											
Handbetrieb . . .	25 000	18	25,5	30	25	4,5	2,4	1,33	51,2	86,3	Die mit * bezeich- neten Zahlen sind die Stromkosten bei 1 KWSt zu 15 Pf. Spalte 10 gibt den Gestehungspreis an, wenn nur 33,3% des Dauerlagers geräumt und neu beschickt, alle übrige Kohle unmittel- bar von den Eisenbahn- wagen abgegeben wird. Spalte 10 = Spalten 3 + 6 + 7 + 8 + 9. Für Spalte 11 ist angenommen, daß alle Kohlen erst auf das Lager gebracht werden. Spalte 11 = Spalten 4 + 5 + 6 + 7 + 9.
Elektr. Betrieb . .	70 000	18	25,5	30	9 + 1,5 *	3,0	2,4	0,90	34,8	69,9	
Rahmenkran mit Greifer	100 000	in Spalte 6 enthalten	9	9,5 + 4,5 *	9,5 + 4,5 *	2	0,575	5,14	22	30,14	
Becherkette mit großem Füllrumpfe	180 000	15	40 + 15	30	4,5 + 4 *	2	4,5	6,4	36,5	102	

einen Arbeiter $45 : 40 = \text{rund } 1 \text{ Pf/t}$ und $0,05 \text{ KWSt t}$ für $0,05 \cdot 15 = 0,8 \text{ Pf/t}$, also in beiden Fällen rund 2 Pf/t .

Der Zuschlag für Räumung des Dauerlagers ergibt sich wie folgt. Für die Beschickung des Lagers kommt der Wert, wie im ersten Beispiele in Frage: $k_b = 30 \text{ Pf/t}$. Die Entnahme erfolgt am besten durch erneutes Aufladen auf offene Kohlenwagen mit Regelspur und kostet 40 Pf/t , die Verschiebekosten sind dabei vernachlässigt; das Entladen über den Füllrumpfen kostet wie oben 15 Pf/t . Der Zuschlag beträgt somit $(30 + 40 + 15 - 15) : 15,6 = 4,5 \text{ Pf/t}$.

Besitzkosten. Die Maschinenanlage kostet etwa $80\,000$, der Bau etwa $30\,000 \text{ M}$. An der Leistungsgrenze von $180\,000 \text{ t}$ sind somit $(11,5 \cdot 80\,000 + 7,5 \cdot 30\,000) : 180\,000 = 6,4 \text{ Pf/t}$ aufzubringen.

Die Grenzwerte sind also

$$15 + 8,5 + 2 + 4,5 + 6,4 = 36,5 \text{ Pf/t}$$

beziehungsweise $30 + 40 + 15 + 8,5 + 2 + 6,4 = 102 \text{ Pf/t}$.

Die einzelnen Kostenanteile werden nach Textabb. 12 entsprechend ihrer Entstehung aufgetragen. Zusammenstellung I gibt eine zahlenmäßige Übersicht.

D. Ergebnisse.

Aus den angezogenen Beispielen ergibt sich zunächst der geringe Einfluss der Stromkosten, der in Textabb. 12 überstrichelt ist; die Bedeutung dieses Anteiles wird häufig überschätzt: maßgebend ist das Verhalten einer Anlage gegenüber der Bedienung des Lagers. Am ungünstigsten schneiden hierbei

Berechnung der Leistung und des Heizstoffes für Lokomotiven.

Dr. M. Jgel in Charlottenburg.

Hierzu Schaulinien Abb. 1 bis 8 auf Tafel 17.

Über Wasser- und Kohlen-Verbrauch von Lokomotiven sind zahlreiche Angaben veröffentlicht, meist Ergebnisse aus Versuchsfahrten. Solche Ermittlungen sind schwierig und kaum mit der erforderlichen Genauigkeit ausführbar. Die Ergebnisse schwanken bei derselben Lokomotive unter verschiedenen Verhältnissen, und Gleichheit der Grundlagen ist nicht zu erreichen. Bei Beobachtung verschiedener gleichartiger Lokomotiven wächst die Schwierigkeit.

Deshalb sind von Geheimrat Obergethmann und seinen Assistenten die mannigfaltigsten Versuche theoretischer Art angestellt worden, um einwandfreie Vergleichsgrundlagen für den Wasser- und Kohlen-Verbrauch von Lokomotiven zu schaffen. Ein Ergebnis derartiger Versuche bieten die folgenden Betrachtungen, die Schaulinien des Verbrauches an Kohlen für gleichartige Schnellzuglokomotiven verschiedener Gattung liefern, um die Güte der Gattungen auf gleicher Grundlage vergleichen zu können. Dabei soll der Lokomotivkessel stets im Beharrungszustande bei unveränderlichem Wasserstand voll ausgenutzt werden, so dass Verbrauch und Erzeugung von Dampf gleich sind. Da Kohle etwa 16 , Wasser nur $0,1 \text{ M/t}$ kostet, so ist hauptsächlich der Verbrauch an Kohlen zu verfolgen.

Als Einheit der Leistung, auf die der Verbrauch bezogen wird, werden 1000 tkm benutzt, Δ_D bedeutet den stündlichen Verbrauch an Wasser, Δ_B den an Kohlen in $\text{kg}/1000 \text{ tkm}$.

die Becheranlagen mit großem Füllrumpfe ab, besonders bei Verwendung von Wagen mit Seitenentleerung. Etwas günstiger verhalten sich die Anlagen mit großem Hochbehälter, hoher Leistung der Becherkette und Entladevorrichtung, deren eingehende Berechnung hier nicht durchgeführt ist. Am sparsamsten arbeiten die Rahmenkräne mit Greifer. Bei ihnen weichen die Grenzwerte nicht erheblich von einander ab, und sind geringer, als die aller anderen Bekohlungsanlagen, wie sich nachweisen lässt. Die Verwendungsmöglichkeit wird durch die Abhängigkeit des Lagerplatzes von den Lokomotivbekohlungsgleisen und damit von den übrigen Anlagen des Lokomotivdienstes beschränkt.

Große Freiheit in der Wahl der Lagerplätze wird durch Seilbahnen erzielt, deren Fördergeschwindigkeit nach Schaubildern der besprochenen Art zu bestimmen ist.

E. Zusammenfassung.

Für den allgemeinen Vergleich verschiedener Bekohlungsanlagen müssen folgende Werte bestimmt werden:

Größte jährliche Abgabemenge im Dauerbetriebe.

Größte vorübergehende Abgabemenge nebst der für sie erforderlichen Zeit.

Kosten der Kohlenbewegung bei der kleinstmöglichen und der weitestgehenden Benutzung der Lager.

Bei bestimmten vorliegenden Verhältnissen sind diese Werte vor der Wahl einer Anordnung für verschiedene Lösungen zu berechnen und einander gegenüber zu stellen.

Man erhält die Werte des Verbrauches in dieser Einheit, indem man den tausendfachen stündlichen Verbrauch in kg durch die Anzahl der geförderten Tonnen und den stündlich zurückgelegten Weg in km teilt.

Das tkm als Maß der Leistung steht mit der Leistung der Lokomotive in PS in gar keiner Verbindung: es ist keine Arbeitsleistung, die sich nach mechanischen Gesetzen vollzieht, es ist nur eine Verkehrsgröße, denn es wird eine gewisse Anzahl Tonnen auf wagerechter oder geneigter Bahn bewegt. Verkehrsgrößen lassen sich aber nicht ohne Weiteres vergleichen, sondern nur Arbeiten in der Zeiteinheit, mechanische Leistungen. Will man beispielsweise 400 t mit 80 oder 100 km/St Geschwindigkeit 500 km weit befördern, so ergeben sich genau gleiche Verkehrsgrößen, aber ungleiche Leistungen. Trotzdem kann das tkm als Leistungseinheit zur Beurteilung der Güte von Lokomotiven vorteilhaft bei Zugförderungen mit annähernd gleichen Lokomotiven benutzt werden, besonders wenn man es außerdem in Beziehung zu der Leistung in PS setzt.

Von «Nutz- tkm » oder «Brutto- tkm » spricht man, je nachdem man nur das Gewicht des Zuges, oder auch das von Lokomotive und Tender G_L in Rechnung stellt. Zieht beispielsweise eine $G_L = 110 \text{ t}$ schwere Lokomotive $G_w = 400 \text{ t}$ Zuggewicht mit 100 km/St Geschwindigkeit bei $B = 1150 \text{ kg}$ Verbrauch an Kohlen, so beträgt dieser für $1000 \text{ Brutto-} \text{tkm}$ $1000 \text{ B kg} : [(G_L + G_w) \cdot V \text{ km/St}] = 22,5 \text{ kg}/1000 \text{ tkm}$, für

1000 Nutz-tkm 1000 B kg: $(G_w^t \cdot V \text{ km/St}) = 28,75 \text{ kg/1000 tkm}$.
Wo nichts anderes gesagt wird, ist in Folgendem von Nutz-tkm die Rede.

Zur Berechnung des Verbrauches an Kohle auf 1 tkm muß man zunächst die Leistung der Lokomotive in PS kennen. Diese ändert sich bei voller Ausnutzung, wenn also dauernd die zulässige größte Leistung erzielt wird, mit wechselnder Geschwindigkeit und mit der Menge der stündlich auf 1 qm Rost verbrannten Kohlen, der Rostanstrengung. Kleineren Geschwindigkeiten und kleineren Rostanstrengungen entsprechen kleinere Leistungen und umgekehrt. Ein Grund für die Abnahme der Leistung bei fallender Geschwindigkeit ist die schlechtere Dampfausnutzung durch Dehnung bei dem Wachsen des Füllungsgrades mit der Abnahme der Geschwindigkeit. Bei wachsender Geschwindigkeit steigt die Leistung der Lokomotive, bis sie bei einer bestimmten Geschwindigkeit ihren Höchstwert erreicht; bei noch weiterer Zunahme der Geschwindigkeit sinkt die Leistung wieder durch Verluste aus Drosseln des Einströmens. Die Geschwindigkeit größter Leistung nennt Obergethmann die «günstigste» V' : man könnte sie auch als «wirtschaftlich beste» bezeichnen, denn sie ist die Geschwindigkeit, bei der zur Erzeugung von 1 PSSt die geringste Dampfmenge gebraucht wird. Für eine gegebene Lokomotive folgt V' aus der Beziehung $V' = 270 \cdot N_1 : Z_i$, worin N_1 die größte Dauerleistung der Maschine am Kolben und Z_i die meist gebrauchte Kolbenzugkraft in kg bei günstiger Füllung bedeutet. Z_i kann bei ein- und zweistufiger Dehnung aus den Gleichungen der Reihen 1 und 3 der Zusammenstellung I berechnet werden, daraus folgen die Werte Z_i der

Zusammenstellung I.

Arbeitsgleichungen und meistgebrauchte Kolbenzugkräfte.

Nr.	Art der Dehnung	Anzahl der Dampfzylinder		
		zwei	drei	vier
1	ein- fache	$Z_i \pi \cdot D = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot 2 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$	$\frac{\pi \cdot d^2 \cdot 3 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$	$\frac{\pi \cdot d^2 \cdot 4 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$
		$Z_i = \frac{d^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$	$1,5 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$	$2 \cdot \frac{d^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$
3	zwei- fache	$Z_i \pi \cdot D = \frac{\pi \cdot d_N^2 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$	a) $\frac{\pi \cdot d_N^2 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$ b) $\frac{\pi \cdot d_N^2 \cdot 2 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$	$\frac{\pi \cdot d_N^2 \cdot 2 \cdot 2s \cdot p_{mi}}{4}$
		$Z_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_N^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$	a) $\frac{1}{2} \cdot \frac{d_N^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$ b) $\frac{d_N^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$	$\frac{d_N^2 \cdot s}{D} \cdot p_{mi}$

Reihen 2 und 4; außerdem sind bei drei Zylindern mit zweifacher Dehnung die Fälle unterschieden, daß a) nur ein oder b) zwei Niederdruckzylinder vorhanden sind. In diesen Gleichungen bezeichnet D^m den Triebraddurchmesser und s^m den Kolbenhub, p_{mi}^{at} den mittlern Dampfüberdruck in den Arbeitszylindern bei wirtschaftlich bester Füllung und den üblichen Kesselspannungen, bei zweifacher Dehnung bezogen auf den Niederdruckzylinder, d^m und d_N^m den Durchmesser eines Zylinders und Niederdruckzylinders. Der Dampfüberdruck p_{mi} schwankt etwa zwischen 3,4 und 4,2^{at}; er ist am kleinsten

bei Heißdampf mit zweifacher, am größten bei Satttdampf mit einfacher Dehnung. Allgemein sollte angenommen werden, daß die wirtschaftlich beste Geschwindigkeit die im Betriebe meist gebrauchte ist; sie beträgt ungefähr 10 bis 20 km/St weniger, als die zulässige Höchstgeschwindigkeit V_{gr} der Lokomotive. Letztere kommt nur für die Ermittlung der Triebraddurchmesser in Betracht, während zur Bestimmung der Mafse des Kessels und der Zylinder V' benutzt werden muß.

Nun soll die preussisch-hessische 2 B. II. T. Γ . S-Lokomotive S_6 mit Rauchröhrenüberhitzer von Schmidt auf ihre Leistung und ihren Kohlenverbrauch untersucht werden. Ein Maß für die Leistungsfähigkeit ist die Rostfläche und die auf ihr stündlich verbrannte Kohlenmenge. Wird der stündliche Verbrauch an westfälischer Steinkohle mittlerer Güte von etwa 7500 WE/kg zu 500 kg/St qm angenommen, was etwa der regelmäßigen Rostanstrengung bei Schnellzug-Lokomotiven entspricht, so ist bei 2,29 qm Rostfläche der stündliche Kohlenverbrauch $B = 1145 \text{ kg}$.

Wie groß das Verhältnis der Dampfmenge D zu der sie erzeugenden Heizstoffmenge B für die Stunde, also $D : B$ zu wählen ist, hängt vor allem von dem Heizwert der Kohlenart ab. Das Verhältnis $D : B$ heißt die «Verdampfungs-ziffer» φ ; diese gibt an, wieviele kg Wasser von bestimmter Wärme durch 1 kg des Heizstoffes in Dampf von bestimmter Spannung verwandelt werden. Die Verdampfungs-ziffer folgt aus dem Verhältnisse (Wärmeinhalt in 1 kg Kohle) : (Wärmeinhalt in 1 kg Dampf). Zur Bestimmung des Wärmeinhaltes in der Kohle betrage der Heizwert W der Kohle, das ist die Zahl der Wärmeeinheiten, die bei vollkommener Verbrennung von 1 kg Kohle entwickelt werden, 7500 WE. Hiervon geht auf dem Wege in den Kessel ein Teil verloren, nämlich zuerst bei der Verbrennung auf dem Roste, die bei dem Wirkungsgrade $\eta_f = 0,8$ bis 0,9 der Feuerung nur $\eta_f \cdot 7500 \text{ WE}$ liefert; η_f ist das Verhältnis der für die Heizfläche wirklich verfügbaren Wärmemenge zu der bei vollkommener Verbrennung erzeugten. Weiter kommt die Nutzwirkung $\eta_h = 0,6$ bis 0,75 der Heizfläche zur Geltung, das Verhältnis der in den Kessel geführten zu der auf dem Roste erzeugten Wärmemenge. Setzt man nun $\eta_f \cdot \eta_h = \eta_k$ für den Kessel überhaupt, so ist dieser Wirkungsgrad 0,48 bis 0,675, im Durchschnitt = 0,66, also wirken nur $0,66 \cdot 7500 = 4950 \text{ W. E.}$ für 1 kg Kohle auf die Dampferzeugung.

Ist $\lambda = 668,9 \text{ WE/kg}$ der Wärmeinhalt von 1 kg Dampf, so findet man die Anzahl kg Dampf, die mit 1 kg des Heizstoffes erzeugt werden können aus $\varphi = \eta_k \cdot W : \lambda = 4950 : 668,9 = 7,4$, worin $\lambda = 668,9$ dem Wärmeinhalte von Satttdampf bei Lokomotiven üblicher Spannung von 12 at Überdruck entspricht. 1 kg Kohle erzeugt also 7,4 kg Satttdampf, wenn die Entstehung ganz trockenen Dampfes vorausgesetzt wird; sonst würde sich eine größere Verdampfungs-ziffer ergeben. Die Verdampfungs-ziffer bei Erzeugung von 300 bis 350 °C warmem Heißdampf ist etwa 10% kleiner, als die für Satttdampf, also gleich $7,4 - 0,74 = 6,7$; zur Erzeugung von 1 kg Heißdampf sind danach 10% Kohlen weniger erforderlich, als von 1 kg Satttdampf (Abb. 4, Taf. 17).

Für die 2 B. II. T. Γ . S-Lokomotive betrug der stündliche

Kohlenverbrauch 1145 kg bei 500 kg/qmSt Rostanstrengung. Da nun die Verdampfungsziffer für Heißdampf $\varphi = D^{kg} : B^{kg} = 6,7 \text{ kg/kg}$ war, so ist der größte stündliche Dampfverbrauch, der der erzeugten Menge gleich angenommen wurde, $D = 1145 \cdot 6,7 = 7670 \text{ kg}$. Bei dem kleinsten Dampfverbrauche von 6,9 kg/PS_iSt beträgt die größte Dauerleistung der Lokomotive $7670 : 6,9 = 1110 \text{ PS}$ am Kolben oder $0,9 \cdot 1110 = 1000 \text{ PS}$ am Radumfang, wenn der Wirkungsgrad des Trieb- und Laufwerkes der 2 B-Lokomotive 0,9 ist. Die Fahrgeschwindigkeit, bei der diese Höchstleistung dauernd entwickelt wird, ist $V' = 270 \cdot 1110 : Z_i$, und zwar ergibt sich die meist gebrauchte Kolben-Zugkraft aus $Z_i = d^2 \cdot s \cdot p_{mi} : D$ nach Zusammenstellung I zu 3175 kg für $p_{mi} = 3,5 \text{ at}$ und $V' \cong 95 \text{ km/St}$. Für die weiteren Betrachtungen wird die wirtschaftlich beste Geschwindigkeit gleich 100 km/St gesetzt. Hierfür und für die Leistung von 1000 PS am Radumfang folgt mit der Beziehung $N = Z \cdot V : 270$ die Zugkraft am Radumfang $Z_e = 2700 \text{ kg}$. Im Beharrungszustande ohne Beschleunigung oder Verzögerung ist Z_e gleich dem ganzen Zugwiderstande W^{kg} . Letzterer besteht aus dem Eigenwiderstande von Lokomotive und Tender W_L^{kg} und dem der Wagen W_w^{kg} , also ist $W^{kg} = W_L^{kg} + W_w^{kg}$ oder gleich $W_L^{kg} + W_Z^{kg}$; nach Abzug des Widerstandes der Lokomotive und des Tenders von der Zugkraft am Radumfang bleibt die Zugkraft am Tenderzughaken im Beharrungszustande übrig.

Aus Versuchsfahrten muß zunächst die Schleppleistung der betrachteten Lokomotive berechnet werden, dann kann man nach Feststellung des Heizstoff-Verbrauches Schlüsse auf ihre wirtschaftliche Güte ziehen. Solche in Belastungstafeln eingetragene Schleppleistungen geben für verschiedene Streckenverhältnisse und Geschwindigkeiten die im Beharrungszustande dauernd bei bester Ausnutzung der Lokomotive ohne Überanstrengung des Kessels beförderten Wagengewichte an; Anfahr-, Beschleunigungs-, Verzögerungs-, Krümmungs- und Brems-Widerstände sind dabei unberücksichtigt geblieben.

Die verschiedenen Widerstandsformeln geben bei Berechnung von Schleppleistungen mehr oder weniger verschiedene Werte; vor der Wahl einer bestimmten sind zur Gewinnung eines Überblickes mehrere herangezogen, wobei vorausgesetzt ist, daß in allen unter W der Nutzwiderstand am Triebumfang $W_e = Z_e$ gemeint ist. Für die 2 B. II. T. I. S-Lokomotiven mit 110 t Dienstgewicht einschließlic Tender liefert die Formel von Clark bei 100 km/St in der Ebene das Wagengewicht G_w gemäß $W^{kg} = (G_L + G_w)^t \cdot [(2,4 + (V^{km/St})^2 : 1300)]$ zu 268^t, die von Busse gemäß $W^{kg} = (G_L + G_w)^t \cdot [(2,5 + 0,6 \cdot (V^{km/St})^2 : 1000)]$ zu 208^t; beide berücksichtigen nur das Gewicht, nicht die Zusammensetzung des Zuges. Nach Frank ist $W^{kg} = (G_L + G_w) \cdot [2,5 + 0,0142 (V : 10)^2] + 0,54 (V : 10)^2 \cdot (1,1 F_L + 2 + n \cdot f_w)$ bei $V = 100 \text{ km/St}$ in der Ebene für Abteilwagen zu je 40^t Einzelgewicht $G_w = 358^t$, während die «Schnellbahn-Studiengesellschaft» nach $W^{kg} = G_L^t \cdot (4 + 0,027 \cdot V) + G_w^t \cdot (1,3 + 0,0067 \cdot V) + 0,0052 \cdot V^2 \cdot [F_L + \sum (f_w)]$ für dieselbe Wagenart nur 316^t, und bei D-Wagen desselben Gewichtes 440^t ermittelt. Die beiden letzten Formeln berücksichtigen neben dem Gewichte auch die Zug-Zusammensetzung des Zuges. Der stündliche Kohlen-

verbrauch zur Beförderung jedes dieser Züge war 1145 kg. Da nun die Zuggewichte bei gleicher Geschwindigkeit und gleichem Kohlenverbrauche je nach der Widerstandsformel und der Zugart verschieden ausfallen, so werden auch die Werte des Verbrauches für 1000 Nutz-tkm verschieden (Zusammenstellung II).

Zusammenstellung II.

Δ_B bei $B/R = 500 \text{ kg/Stqm}$ für aus verschiedenen Widerstandsformeln bei 100 km/St Geschwindigkeit errechnete Wagenzüge und 2 B. II. T. I. S-Lokomotiven.

Nr.	Benennungen	Wagenarten und Wageneinzelgewichte q				
		Wagenarten: beliebig q: beliebig		Abteilwagen q = 40 t	D-Wagen q = 40 t	
		Clark	Busse	Frank	Studien- gesellschaft	
1	G_w^t	268	208	358	316	440
2	$V^{km/St}$	100	100	100	100	100
3	tkm	26 800	20 800	35 800	31 600	44 000
4	B^{kg}	1145	1145	1145	1145	1145
5	$\Delta_B^{kg/1000 tkm}$	42,7	55,0	32,0	36,2	26,0

Um die Belastungstafeln für wechselnde Streckenverhältnisse und Geschwindigkeiten aufstellen zu können, genügt nicht die Kenntnis der Zugkraft bei der wirtschaftlich besten Geschwindigkeit V' , auch die Zugkräfte bei anderen Fahrgeschwindigkeiten müssen bekannt sein. Wie diese Zugkräfte und die zugehörigen Leistungen bestimmt werden können, soll im Folgenden unter Voraussetzung unveränderlicher höchster Dampferzeugung D an der Grenze der Kesselleistung bei allen Geschwindigkeiten gezeigt werden. Diese Angaben über die Bestimmung des Leistungsgefälles von Lokomotiven sind bereits von Obergethmann mitgeteilt*), doch möge zur Erleichterung des Verständnisses auch hier eine ausführliche Ableitung der Zugkraft- und Leistungs-Reihe zur Aufstellung von Belastungstafeln bei wechselnden Streckenverhältnissen und Fahrgeschwindigkeiten folgen.

Wäre das Verhältnis des stündlichen Dampfverbrauches zur Leistung, also $D^{kg} \text{ St} : \text{PS St}$ für verschiedene Geschwindigkeiten bekannt, so könnte man die Lokomotivleistungen aus $N = D^{kg} \text{ St} : (D : \text{PS St})$ in jedem Augenblicke errechnen, da die Dampfmenge D für alle Geschwindigkeiten die größte bei voller Beanspruchung des Kessels lieferbare sein soll. Die Leistung N steht demnach in umgekehrtem Verhältnisse zu $D : \text{PS St}$; also ist der Dampfverbrauch für 1 PS St bei wechselnden Fahrgeschwindigkeiten festzustellen, dann kennt man auch die Leistungen der Lokomotive.

Der kleinste Dampfverbrauch für 1 PS_iSt bei Heißdampf von 300 bis 350^o C ist bereits zu 6,9 kg angenommen. Sieht man diesen Wert vorübergehend als Einheit an und bezeichnet die zu diesem kleinsten Dampfverbrauche für 1 PS_iSt gehörende wirtschaftlich beste Geschwindigkeit V' mit 100^o/_o, so muß der Dampfverbrauch für die Leistungseinheit, da $D : \text{PS}$ bei

*) Glaser's Annalen 1909, Bd. 64, S. 228.

V' kleinster Wert werden soll, bei gegen V' fallender und steigender Geschwindigkeit gröfser als 1 werden. Ist der Verlauf der Schaulinie a b c für D : PS St in Abb. 1, Taf. 17 richtig, was nachher bewiesen werden wird, so muß, da N in umgekehrtem Verhältnisse zu D : PS steht, die Leistung von ihrem Höchstwerte bei V' aus bei fallender und steigender Geschwindigkeit abnehmen und sich aus dem Werte 1 : (D : PS) ergeben. Das so bestimmte Leistungsgefälle entspricht etwa der Schaulinie a' bc' in Abb. 1, Taf. 17.

Zum Beweise, dafs die Abhängigkeit der Gröfse D : PS von der Geschwindigkeit den Verlauf der Schaulinie abc in Abb. 1, Taf. 17 hat, dienen Zusammenstellung III und Abb. 2, Taf. 17. Erstere ist für 18%, 20% und 23% wirkliche Füllung bei V' aufgestellt, die dem wirklichen Dampfverbrauche

im Gegensatze zu der auf der Teilung des Steuerbockes abgelesenen, entspricht. Wo es nötig ist, wird die Entstehung der Zusammenstellung III später erläutert werden. Ist die Lokomotive bis zur regelmäfsigen Leistung des Kessels belastet und soll der Dampfverbrauch D für alle Geschwindigkeiten derselbe bleiben, so muß die Lokomotive bei geringeren Geschwindigkeiten mit gröfseren Füllungen fahren, so dafs sich die Füllungen bei den verschiedenen Geschwindigkeiten umgekehrt wie diese verhalten (Spalten 1 und 2, Zusammenstellung III und Schaulinie a, Abb. 2, Taf. 17). Mit wachsender Füllung wächst auch p_{mi}. Die Zahlenwerte in Spalte 3 und für p_{mi} in Spalte 4 ergeben sich aus einer Reihe von Druck-schaulinien mit allmähig steigenden Füllungen von Fahrten mit einer bestimmten Lokomotive an der Grenze der Kessel-

Zusammenstellung III (Abb. 2 und 3, Taf. 17).

Füllungen, mittlere Drücke, Zugkräfte und Leistungen für veränderliche Fahrgeschwindigkeit bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung.

1.	2.	3.	4.		5.	6.	7.		8.	9.
Teil von V' %	Wirkliche Füllung Schaulinien a Abb. 2, Taf. 17 %	Abgelesene Füllung Schaulinien b Abb. 2, Taf. 17 %	Mittlere Drücke p _{mi}		Verhältniszahlen für Zugkraft Z Schaulinien c Abb. 2, Taf. 17	Maßstab für N und 1/D : PS St			Verhältniszahlen für Leistung N Schaulinien d Abb. 2, Taf. 17	
			ursprüngliche atm	abgeänderte Schaulinien c Abb. 2, Taf. 17 atm			ursprünglich	abgeändert Schaulinien d Abb. 2, Taf. 17		
Nr. 1. 18% wirkliche Füllung bei V'										
100	18	22,5	3,60	3,60	1	3,60	3,60	1		
90	$\frac{100}{90} \cdot 18 = 20$	24,8	3,95	3,95	$\frac{3,95}{3,60} = 1,097$	$\frac{90}{100} \cdot 3,95 = 3,56$	3,55	$\frac{3,55}{3,60} = 0,986$		
80	$\frac{100}{80} \cdot 18 = 22,5$	27,8	4,40	4,35	$\frac{4,35}{3,60} = 1,208$	$\frac{80}{100} \cdot 4,40 = 3,52$	3,47	$\frac{3,47}{3,60} = 0,964$		
70	$\frac{100}{70} \cdot 18 = 25,6$	31,5	4,75	4,80	$\frac{4,80}{3,60} = 1,333$	$\frac{70}{100} \cdot 4,75 = 3,33$	3,35	$\frac{3,35}{3,60} = 0,931$		
60	$\frac{100}{60} \cdot 18 = 30,0$	37,0	5,37	5,37	$\frac{5,37}{3,60} = 1,492$	$\frac{60}{100} \cdot 5,37 = 3,22$	3,22	$\frac{3,22}{3,60} = 0,894$		
50	$\frac{100}{50} \cdot 18 = 36,0$	44,6	6,15	6,15	$\frac{6,15}{3,60} = 1,708$	$\frac{50}{100} \cdot 6,15 = 3,08$	3,08	$\frac{3,08}{3,60} = 0,856$		
Nr. 2. 20% wirkliche Füllung bei V'										
100	20	24,9	3,95	3,95	1	3,95	3,95	1		
90	$\frac{100}{90} \cdot 20 = 22,2$	27,5	4,25	4,30	$\frac{4,3}{3,95} = 1,086$	$\frac{90}{100} \cdot 4,25 = 3,83$	3,87	$\frac{3,87}{3,95} = 0,979$		
80	$\frac{100}{80} \cdot 20 = 25,0$	30,8	4,67	4,67	$\frac{4,67}{3,95} = 1,185$	$\frac{80}{100} \cdot 4,67 = 3,74$	3,74	$\frac{3,74}{3,95} = 0,947$		
70	$\frac{100}{70} \cdot 20 = 28,6$	35,2	5,18	5,12	$\frac{5,12}{3,95} = 1,30$	$\frac{70}{100} \cdot 5,18 = 3,63$	3,58	$\frac{3,58}{3,95} = 0,906$		
60	$\frac{100}{60} \cdot 20 = 33,3$	41,1	5,81	5,66	$\frac{5,66}{3,95} = 1,433$	$\frac{60}{100} \cdot 5,81 = 3,49$	3,40	$\frac{3,40}{3,95} = 0,860$		
50	$\frac{100}{50} \cdot 20 = 40,0$	49,6	6,46	6,46	$\frac{6,46}{3,95} = 1,64$	$\frac{50}{100} \cdot 6,46 = 3,23$	3,23	$\frac{3,23}{3,95} = 0,817$		
Nr. 3. 23% wirkliche Füllung bei V'										
100	23	28,4	4,38	4,38	1	4,38	4,38	1		
90	$\frac{100}{90} \cdot 23 = 25,6$	31,5	4,76	4,72	$\frac{4,72}{4,38} = 1,077$	$\frac{90}{100} \cdot 4,76 = 4,28$	4,28	$\frac{4,28}{4,38} = 0,977$		
80	$\frac{100}{80} \cdot 23 = 28,8$	35,4	5,20	5,12	$\frac{5,12}{4,38} = 1,170$	$\frac{80}{100} \cdot 5,21 = 4,17$	4,11	$\frac{4,11}{4,38} = 0,938$		
70	$\frac{100}{70} \cdot 23 = 32,8$	40,5	5,70	5,61	$\frac{5,61}{4,38} = 1,280$	$\frac{70}{100} \cdot 5,70 = 3,99$	3,91	$\frac{3,91}{4,38} = 0,891$		
60	$\frac{100}{60} \cdot 23 = 38,3$	47,5	6,36	6,16	$\frac{6,16}{4,38} = 1,406$	$\frac{60}{100} \cdot 6,36 = 3,82$	3,70	$\frac{3,70}{4,38} = 0,842$		
50	$\frac{100}{50} \cdot 23 = 46,0$	57,8	6,92	6,92	$\frac{6,92}{4,38} = 1,580$	$\frac{50}{100} \cdot 6,92 = 3,46$	3,46	$\frac{3,46}{4,38} = 0,790$		

leistung*). Zur Auffindung der Beziehungen zwischen den wirklichen und den an der Teilung abgelesenen Füllungen, und der Abhängigkeit der mittleren Kolbendrücke von den abgelesenen Füllungen, wie sie aus der Reihe von Druck-schaulinien hervorgehen, dient Abb. 3, Taf. 17. So entspricht der abgelesenen Füllung von 45 % die wirkliche von 36,38 %, wozu $p_{mi} = 6,2^{at}$ gehört. Verwertet man die beiden Schaulinien W. F. und $p_{mi} = f(T. F.)$ sinngemäß, so erhält man die in den Spalten 3 und 4 der Zusammenstellung 3 angegebenen Werte und die Schaulinien b für $T. F. = f(V')$ in Abb. 2, Taf. 17.

Wird p_{mi} aus Spalte 4 der Zusammenstellung III als Abhängige von den Teilen der wirtschaftlich besten Geschwindigkeit aufgetragen, so erhält man keine gleichmäßig verlaufende Schaulinie: deshalb sind einige Werte p_{mi} auf die Werte der Spalte 5 als Grundlagen der Schaulinie $c_1 c_2 c_3$ etwas verändert. Nach der Arbeitsgleichung $Z \pi D = d^2 \pi 4 s. p_m : 4$ als Beispiel für Zwillings-Lokomotiven steht Z in geradem Verhältnisse zu p_m . Daher geben die Schaulinien c zugleich einen Maßstab für die Zugkräfte, die demnach mit wachsender Geschwindigkeit abnehmen, da zugleich die wirkliche Füllung kleiner werden muß. Wären die Füllungen für alle Geschwindigkeiten gleich, so würde die Zugkraft bei zunehmender Geschwindigkeit abnehmen, da der mittlere Kolbendruck wegen Drosselung und wachsender Verluste durch Pressung kleiner wird, und zwar ist diese Abnahme bei kleineren Füllungen stärker, als bei größeren.

Sind die mittleren Kolbendrücke bei wechselnder Geschwindigkeit bekannt, so erhält man aus Spalte 4 der Zusammenstellung III einen Maßstab für die Leistungen auf die Art, wie aus Spalte 7 ersichtlich ist. Spalte 8 enthält die abgeänderten Werte gegen Spalte 7 zur Erzielung einer schlanken Schaulinie $d_1 d_2 d_3$. Die Zahlen in Spalte 9 können als Verhältniszahlen für die Leistung bezeichnet werden; sie veranschaulichen das Leistungsgefälle in Abhängigkeit von den Geschwindigkeiten für den Fall, daß die Leistung bei 100 % von V' die Größe 1 hat. Ähnlich stellen die Zahlen der Spalte 6 die Verhältniszahlen für die Zugkräfte dar.

Die Schaulinie für $N = f(V')$ wäre wagerecht, wenn bei einer Dampfdruckschaulinie für größere Füllung die Leistung, also die Fläche der Schaulinie in geradem Verhältnisse zur Füllung wüchse, wenn beispielsweise die Fläche einer Schaulinie für 40 % Füllung doppelt so groß wäre, wie die für 20 %. Dies kann jedoch bei demselben Zylinder nicht zutreffen, da die Dampflehnung unter Voraussetzung unveränderlicher größter Dampferzeugung bei größeren Füllungen schlechter ausgenutzt wird, als bei kleineren. Die Schaulinie für $N = f(V')$ muß also von V' aus fallen.

Um Zugkräfte und Leistungen bei größter regelmäßiger Anstrengung des Kessels in jedem Augenblicke für die 2 B. II. T. S-Lokomotive bei wechselnder Fahrgeschwindigkeit bestimmen zu können, soll angenommen werden, daß sie bei ihrer Höchstleistung mit 20 % wirklicher Füllung fährt; dann kommen die Zahlen der Spalten 6 und 9 der Zusammenstellung III unter Nr. 2 für die weitere Rechnung in Betracht.

*) Zillgen: Glaser's Annalen 1908, 15. März, S. 117.

Für V' überschreitende Geschwindigkeiten seien die Zahlen der Leistung 0,99 bei 110 % und 0,947 bei 120 %, die der Zugkraft 0,90 bei 110 % und 0,789 bei 120 % von V' . Ebenso sind die Verhältniszahlen für 40 % von V' schätzungsweise festgesetzt worden. Zusammenstellung IV

Zusammenstellung IV.

Verhältniszahlen zur Berechnung von Zugkräften und Leistungen für veränderliche Fahrgeschwindigkeit bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung.

Teil von V' %	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Verhältniszahlen für Zugkraft Z	1,95	1,64	1,433	1,30	1,185	1,086	1,0	0,90	0,789
Verhältniszahlen für Leistung N	0,78	0,82	0,860	0,906	0,947	0,979	1,0	0,99	0,947

enthält die Verhältniszahlen, die für die Berechnung von Zugkraft- und Leistungs-Gefällen benutzt werden sollen. Nun können auch die Verhältniszahlen für $D : PS St = f(V')$ ermittelt werden, da bei der Annahme unveränderlicher Dampferzeugung $D : PS St = 1 : PS$ ist; somit nehmen die Verhältniszahlen des Dampfverbrauches für eine Pferdekraftstunde die Werte der Zusammenstellung V an.

Zusammenstellung V.

Teile von V' %	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Verhältnis $D : PS St$	1,282	1,22	1,162	1,10	1,056	1,021	1,0	1,01	1,056

Die Verhältnisse von Z, N und $D : PS$ zu V' gelten für jede Lokomotive, welche wirtschaftlich beste Geschwindigkeit sie auch hat.

Für die 2 B. II. T. S-Lokomotive betrug die Höchstleistung am Radumfang bei 500 kg/qmSt Rostanstrengung 1000 PS_e , die Zugkraft am Radumfang 2700 kg; die Höchstleistung wurde bei 100 km/St erreicht. Vervielfältigt man diese Leistung und Zugkraft mit den den jeweiligen Geschwindigkeiten entsprechenden Verhältniszahlen für Z und N aus Zusammenstellung IV, so erhält man ohne Berücksichtigung der Reibungsgrenze die in Zusammenstellung VI angegebenen

Zusammenstellung VI.

Zugkräfte und Leistungen für die 2 B. II. T. S-Lokomotive bei Fahrten an der Grenze der Kesselleistung, wenn $V' = 100$ km/St.

V km/St	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Z_e kg	5265	4428	3870	3510	3186	2943	2700	2430	2133
N_e PS	780	820	860	910	950	980	1000	990	950
N_i $PS = N_e : 0,9$	867	911	956	1010	1056	1090	1110	1100	1056

Zugkräfte und Leistungen. Diese «Kesselzugkräfte» sind die am Radumfang bei einer bestimmten Geschwindigkeit, zu der der voll beanspruchte Kessel eben noch genügend Dampf liefern kann. Mit Hilfe dieser Reihe von Kesselzugkräften können Belastungstafeln für wechselnde Streckenverhältnisse und Geschwindigkeiten aufgestellt werden.

Zur Ermittlung der Schleppeleistungen G_w^t würden für Personenwagenzüge in erster Reihe die Widerstandsformeln

von Frank und der «Schnellbahn-Studiengesellschaft» in Betracht kommen, da sie Luft- und Reibungs-Widerstände getrennt und auch den Einfluss der Bauart der Wagen berücksichtigen. Nach Ansicht des Verfassers hat die Formel der Studiengesellschaft gegen die von Frank den Nachteil, dass sie bei kleinen Geschwindigkeiten zu kleine Zuglasten ergibt, andererseits aber den grössern Vorzug, dass sie für Lokomotive und Wagen verschiedene Reibungswiderstände einführt, nämlich 4 und 1,3 kg/t, und das mit Recht. Ferner machen die Veröffentlichungen bezüglich der Schnellbahnformel Angaben über die Widerstandsfächen kurzgekuppelter Wagen mit Faltenbälgen. Da es sich hier um die Bestimmung von Zuglasten für D-Züge handelt, so wird die Widerstandsformel der Schnellbahn-Studiengesellschaft für die weitere Berechnung gewählt.

Für die Gleichung $Z_z^{kg} = Z_e^{kg} - W_L^{kg}$ ist Z_e aus Zusammenstellung VI zu entnehmen, W_L^{kg} ist $= G_L^t (4 + 0,027 \cdot V) + 0,0052 \cdot V^2 \cdot F^*$ für $G_L = 110^t$ und die Winddruckfläche $F = 10 \text{ qm}$, also $W_L^{kg} = 440 + 2,97 \cdot V + 0,052 \cdot V^2$. Aus der Zugkraft am Tenderzughaken Z_z können die Wagengewichte für die Steigung $n\text{‰}$ nach $G_w^t = (Z_z^{kg} - n\text{‰} G_L^t) : (w_w^{kg/t} + n\text{‰})$ gefunden werden, worin $w_w^{kg/t}$, der Widerstand einer Tonne des Wagenzuges in der Ebene, bekannt ist, nämlich aus der Schnellbahnformel für vierachsige D-Zugwagen von 40 t Einzelgewicht $w_w^{kg/t} = 1,3 + 0,0067 \cdot V + 0,00013 \cdot V^2$, die die Werte der Zusammenstellung VII liefert.

*) Widerstandsformel der Schnellbahn-Studiengesellschaft.

Zusammenstellung VII.

V km/St	40	50	60	70	80	90	100	110	120
w _w kg/t	1,776	1,96	2,17	2,406	2,668	2,956	3,27	3,61	3,976

Die Wagenlasten G_w gibt Zusammenstellung VIII in Zahlen, Abb. 5, Taf. 17 bildlich an. Jede Schaulinie zeigt die

Zusammenstellung VIII (Abb. 5, Taf. 17).
Gewichte von D Zügen bei 40 t Gewicht eines Wagens auf n‰ Neigung.

V km/St	n Gefälle ‰		Steigungen n‰																	
	2	1	0	1	1,25	2	3,33	4	5	6,66	8	10	13,33	25						
30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	369	286	198	63					
40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	429	356	275	191	60				
50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	345	284	218	147	—				
60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	424	350	263	214	103	—			
70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	390	338	278	207	167	121	73	—	
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	420	302	261	212	155	122	85	44	—
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	—	—	—	431	399	322	231	198	159	113	85	55	—	—	—	—	—	—	—	—
110	—	—	440	312	289	232	163	138	108	72	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	—	439	286	200	184	145	96	78	56	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
120	409	235	148	96	85	63	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

zusammen gehörenden Wagenlasten und Geschwindigkeiten für eine bestimmte Neigung an. Ist die steilste Steigung beispielsweise $n = 5\text{‰}$, so können nach Abb. 5, Taf. 17 bei 55 km/St Geschwindigkeit 400 t, bei 50 km/St 450 t, bei 60 km/St nur

Zusammenstellung IX (Abb. 6 und 7, Taf. 17).

Geschwindigkeiten in km/St. für die 2 B. II. T. S-Lokomotive.

n ‰	Zuggewichte G _w in t und Zahl Z der vierachsigen D-Wagen.								
	G _w = 160 z = 4	G _w = 200 z = 5	G _w = 240 z = 6	G _w = 280 z = 7	G _w = 320 z = 8	G _w = 360 z = 9	G _w = 400 z = 10	G _w = 440 z = 11	
Steigung	14	46,5	—	—	—	—	—	—	
	13	49	42	—	—	—	—	—	
	12	52	45	—	—	—	—	—	
	11	55,5	48,5	43,5	—	—	—	—	
	10	60	52,5	47	37,5	—	—	—	
	9	65	57	51	45,5	35	—	—	
	8	71,5	63	56	50	46	37,5	—	
	7	77	69	61,5	55,5	51	46,5	43	—
	6	83	75,5	68	62	57	52	48	44,2
	5	89,5	82,5	75,5	69,5	64	59	54,5	50,5
	4	96	89,5	83	77,5	72	67	62,5	58,5
	3	102,5	96,5	91,5	86,5	81	76,5	71,5	67,5
	2	108	103	99	94,5	90	86	82	78
1	114	110	106,5	103	99,5	96	92,5	89	
0	119,5	116	113	110,5	108	105	102,5	100	
Gefälle	1	124	122	119,5	117,5	115,5	113,5	111,5	110,5
	2	129	127	125,5	124	122,5	121	120	119
	3	133,5	132,5	131,5	130,5	129,5	128,5	127,7	127

noch 350 t befördert werden. Zieht man in Abb. 5, Taf. 17 die einer Wagenzuglast entsprechende Wagerechte, so ergeben deren Schnitte mit den Schaulinien die Fahrgeschwindigkeiten, mit denen die Last auf einer bestimmten Neigung befördert werden kann; so können 400 t auf der Steigung $n = 2,5\%$ mit 77 km/St, auf $n = 1,25\%$ mit 90 km/St befördert werden. Die so ermittelten Geschwindigkeiten für 160, 200, 240 bis 440 t Last auf verschiedenen Neigungen sind in Zusammenstellung IX als Zahlenwerte, in Abb. 6, Taf. 17 bildlich angegeben. Abb. 6, Taf. 17 gibt an, mit welchen Geschwindigkeiten die untersuchte Lokomotive auf den verschiedenen Neigungen mit den einzelnen Lasten fahren muß, damit sie stets voll ausgenutzt wird: so muß ein Zug von 240 t bei voller Ausnutzung des Kessels auf der Steigung $n = 10\%$ mit 47,0, auf $n = 5\%$ mit 75,5, auf $n = 1\%$ mit 106,5 km/St fahren. Die Schaulinien der Abb. 6, Taf. 17 beziehen sich nur auf wenige Neigungen, für die übrigen Neigungen können sie zwischengerechnet werden. In Abb. 7, Taf. 17 sind die aufzutragenden Größen vertauscht, um die Abhängigkeit der Wagengewichte von der Neigung für verschiedene Geschwindigkeiten darzustellen. Zusammenstellung X enthält die Neigungen,

(Fortsetzung folgt.)

Nachrichten von sonstigen Vereinigungen.

Verein deutscher Maschinen-Ingenieure.

Über die Eisenbahnfahrzeuge auf der baltischen Ausstellung in Malmö 1914

berichtete Regierungsbaumeister Sussmann, Stettin, am 19. Januar 1915 das folgende*):

Die deutschen Fahrzeuge für Eisenbahnen waren hervorragend vertreten: in der 5000 qm großen Halle des deutschen Verkehrswesens waren 36 vollständige Fahrzeuge und Züge, nämlich 5 Dampflokomotiven, 3 elektrische Lokomotiven, 8 Triebwagen, 12 Wagen für Reisende und 9 für Güter von vielen der hervorragendsten deutschen Bauanstalten und Elektrizitätswerke ausgestellt. Bei der neuesten Bauart von Schnellzuglokomotiven der preußisch-hessischen Staatsbahnen, der 2 C. III. T. F. S-Lokomotive der Vulkanwerke in Stettin hat man den vierten Zylinder beseitigt, um eine weniger gefährdete, einfach gekröpfte Kurbelachse zu erhalten. Die Steuerung ist besonders einfach gestaltet, indem in sinnreicher Weise die Bewegung des mittlern Kolbenschiebers aus der der beiden äußeren Schieber zusammengesetzt wird. Bei Versuchsfahrten hat die Lokomotive einen 823 t schweren Zug aus 15 schweren D-Wagen mit meist 100 km/St Geschwindigkeit befördert, stellenweise 110 km/St überschritten, und bis 1400 PS Leistung erzielt. Sie war, wie die von Schwartzkopff, der Hanomag und den Linke-Hofmann-Werken aus den neuesten Ausführungen für die Beförderung von Reisenden und Gütern auf den preußisch-hessischen Staatsbahnen ausgestellt, mit einem Abdampfvorwärmer für das Speisewasser ausgerüstet, wodurch bis 10 % Kohlenersparnis erzielt werden können. Eine von der üblichen ganz abweichende Bauart zeigte die D. G-Lokomotive der Aktiengesellschaft Orenstein und Koppel, A. Koppel in Berlin, in ihrem Stroomann-Kessel mit Wellrohrfeuerbüchse und Wasserrohren. Diese gegen eine frühere Ausführung verstärkte Bauart wird zur Zeit erprobt. Viel Beachtung fanden die von den Maffei-Schwartzkopff- und den Siemens-

*) Ausführlich in Glaser's Annalen.

Zusammenstellung X (Abb. 8, Taf. 17).

Neigungen, auf denen bei Fahrt an der Grenze der Kesselleistung bestimmte Zuglasten von vierachsigen D-Wagen zu 40 t von der 2 B. II. T. F. S-Lokomotive befördert werden können.

Nr.	Zuglast G_w^t	Neigungsverhältnisse $n\%$ für die Geschwindigkeiten km/St.									
		40	50	60	70	80	90	100	110	120	
1	160	—	12,6	10,0	8,1	6,5	4,95	3,42	1,75	0,1	
2	200	13,05	10,6	8,5	6,77	5,34	3,95	2,55	1,0	0,7	
3	240	11,25	9,3	7,3	5,74	4,4	3,2	1,97	0,55	1,0	
4	280	9,9	8,0	6,35	4,95	3,74	2,55	1,35	0,07	1,35	
5	320	8,88	7,25	5,55	4,25	3,08	2,0	0,93	0,25	1,6	
6	360	7,86	6,4	4,9	3,7	2,64	1,6	0,55	0,55	1,9	
7	400	7,1	5,7	4,3	3,2	2,2	1,25	0,3	0,85	2,0	
8	440	6,5	5,14	3,8	2,74	1,8	0,95	0	0,1	2,13	

die mit vorgeschriebenen Zuglasten und Geschwindigkeiten bei Ausnutzung des Kessels mit 500 kg/qm St an Kohle überwunden werden können. Diese Neigungen sind nach $n^{\infty} = (Z_z^{kz} - w_w^{kz} \cdot G_w^t) : (G_L^t + G_w^t)$ zu berechnen. Die Werte rechts von der angestrichelten Linie gelten für Fahrten im Gefälle.

Schuckert-Werken ausgestellt elektrischen Schnellzug-Lokomotiven, die alle hochgelagerte Einzeltriebmaschinen, 600 bis 1000 PS Leistung, bis 130 km/St Geschwindigkeit vor dem Zuge haben, und für die mit Einwellen-Wechselstrom betriebene Vollbahnstrecke Magdeburg-Leipzig-Halle bestimmt sind.

Für die Einwellen-Wechselstrom-Bahn Lauban-Königszell ist ein Zug aus einem mittlern Triebwagen und zwei diesen einschließenden Beiwagen bestimmt. Die beiden Triebmaschinen im Triebgestelle des Triebwagens werden von den an den Enden des Zuges befindlichen Führerständen aus gesteuert. Die inneren Beschlagteile und das Dach sind geerdet, um Gefährdungen der Fahrgäste auszuschließen. Die übrigen ausgestellten Triebwagen hatten eigene Kraftquellen und zwar teilweise Blei- oder Edison-Speicher, teilweise benzolelektrischen Antrieb.

Von den Wagen für Fahrgäste hat der von van der Zypen und Charlier, Köln-Deutz, gebaute vierachsige D-Wagen ganz eisernes Kastengerippe: Holz ist nur für die Innenauskleidung verwendet, wodurch die Festigkeit erhöht, das Gewicht vermindert wird.

Die zweite große Gruppe der Eisenbahnfahrzeuge in der Sonderausstellung der schwedischen Staatsbahnen*) hatte zwar nicht den Umfang der deutschen, bot aber ein klares Bild der Entwicklung und des jetzigen Standes dieser Verwaltung. Hier ragte eine neue sechsachsige Bauart für Schnellzuglokomotiven mit Verbundwirkung in zwei Zylinderpaaren von 1900 PS für 100 km/St Geschwindigkeit hervor, an der die Ausrüstung der Tender- und Drehgestell-Achsen mit Kugellagern besonders hervorzuheben ist. Ferner sind die elektrische Schnellzuglokomotive für die Kiruna-Reichsgrenze-Bahn, ein Schneepflug von 700 PS mit kreisender Schaufel, und die neue Bauart des schwedischen Schlafwagens III. Klasse**), mit je drei über einander angeordneten Schlafplätzen in einzelnen Halbbauarten zu nennen.

*) Organ 1914, S. 395.

**) Organ 1911, S. 328.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

Bogenlehre.

(Railway Age Gazette, November 1914, Nr. 21, S. 972. Mit Abbildungen.)

Einem amerikanischen Hersteller ist eine einstellbare Bogenlehre aus Metall geschützt, die auf dem Zeichentische die bisher gebräuchlichen und meist in zahlreichen Abstufungen erforderlichen Einzellehren aus Holz ersetzt. Das Zeichengerät besteht aus einem 254 mm langen Maßstabe aus Metall, der in der Längsrichtung einen Schlitz enthält. Ein zweites biegsames Lineal ist mit dem ersten durch ein festes und ein in der Schlitzführung verschiebbares Gelenk verbunden. Das lose Gelenk kann mit Schieber und Stellschraube auf die Meisteilung ein- und festgestellt werden. Der biegsame Stab selbst hat eine Kante aus zwei auf einander liegenden Leisten aus Uhrfederstahl, die abwechselnd mit den freien Stabenden eines schmalen Scherengitters verbunden sind, dessen andere auf einander liegenden Enden gelenkige Verbindung haben. Werden die Stabenden einander genähert, so öffnen sich die Gitterstäbchen scherenförmig und verschieben die im Bogen ausweichenden Kantenleisten. Die zwangsläufige Verbindung der Einzelstäbe gewährleistet gleichmäßige Krümmung des Bogens an jeder Stelle. Je nachdem die biegsame Lehre mit dem geraden Stabe verbunden wird, lassen sich Bogen auf der Innen- oder Außen-Seite ziehen.

A. Z.

Schornstein der Vereinigten Boston- und Montana-Kupfer- und Silber-Bergwerks-Gesellschaft.

(Engineering Record 1908, II, Band 58, Heft 22, 28. November, S. 600. Mit Abbildungen.)

Der auf den Schmelzwerken der Vereinigten Boston- und Montana-Kupfer- und Silber-Bergwerks-Gesellschaft in Great Falls, Montana, errichtete gemauerte Schornstein zur Abführung

der Gase aus den Kupferschmelzen ist der höchste der Welt. Seine Höhe über der Gründung beträgt 154,23 m. Die Beton Gründung ist bis zu einer Tiefe von 6,86 m unter die Erdoberfläche hinabgeführt. Ihr äußerer Umriss ist ein Achteck mit einem untern kleinsten Durchmesser von 31,39 m, einem obern von 24,69 m, der innere kreisförmige Umriss hat unten 14,33 m, oben 19,51 m Durchmesser. Der achteckige Sockel hat vier Fuchsöffnungen von je 4,57 m Breite und 10,97 m Höhe, in den vier zwischenliegenden Wänden Reinigungstüren von 61×91 cm. Er ist 14,02 m hoch und hat 8% Anlauf. Die untersten 54,86 m des kreisförmigen Schaftes haben 7% die nächsten 30,48 m 4%, die obersten 54,86 m 2% Anlauf.

Der Schornstein besteht aus 23 Ringen. Die geringste Wandstärke eines Schusses beträgt unten 1,68 m, oben 46 cm, bei einer Abnahme von 5 cm für jeden Ring, mit Ausnahme des untersten Schafttringes, wo die Dicke von 1,52 m auf 1,37 m abnimmt. Der äußere kleinste Durchmesser des Schornsteines beträgt unten 23,93 m, am untern Teile des Kopfes 16,38 m, der innere unten 20,27 m, oben 15,24 m. Die Höhe der Sockelringe schwankt von 2,13 m bis 4,88 m, die der 19 Schafttringe von 3,05 m bis 4,57 m. Jeder Schafttring hat oben eine innere Auskragung zum Tragen der Verkleidungsringe. Bei den Schornsteinringen von mehr als 6,10 m Höhe ist die Verkleidung in zwei oder drei Ringe geteilt.

Der Schornstein steht ungefähr 600 m von der Fuchsmündung im Schmelzhausa, 75 m über der Beschickungsfläche der Öfen und ungefähr 150 m über der Stadt Great Falls. Er kann 113 000 cbm/Min Gase von 300° Wärme abführen.

B—s.

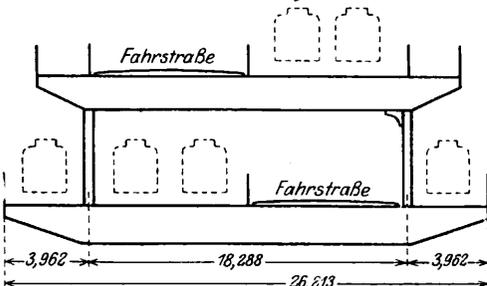
Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Gleisanordnung auf der Queensboro-Brücke in Neuyork.

(Engineering Record 1914, II, Band 70, Nr. 7, 15. August, S. 178. Mit Abbildungen.)

Die kürzlich genehmigte Gleisanordnung für die Queensboro-Brücke in der Stadt Neuyork weicht wesentlich vom ursprünglichen Entwurfe, von späteren Vorschlägen und der gegenwärtigen versuchsweisen Anordnung ab. Die obere Fahrbahn trägt nach dem neuen Entwurfe zwei Hochbahngleise an der Südseite (Textabb. 1), eine Fahrstraße an der Nordseite, vorzugsweise für Kraftwagen und schnell fahrende Fahrzeuge unter Polizeiaufsicht, und zwei Fußwege aufserhalb der

Abb. 1. Gleisanordnung auf der Queensboro-Brücke in Neuyork.



Hauptträger, die untere zwei Gleise der Untergrundbahn an der Nordseite, eine Fahrstraße an der Südseite und wie gegenwärtig zwei Strafenbahngleise aufserhalb der Hauptträger.

Der gegenwärtige unterirdische Strafenbahnhof in Manhattan wird entfernt, und statt dessen ein unterirdischer Schleifenbahnhof in der III. Avenue zwischen der 59. und 60. Strafe mit zwei von je zwei Gleisen eingeschlossenen Bahnsteigen gebaut. Gleisverbindungen können in Höhe der 59. und 60. Strafe hergestellt werden, so daß Strafenbahwagen nach und von der untern Fahrbahn der Brücke fahren können, ohne durch die unterirdische Schleife zu gehen.

In Queensboro wird gegenwärtig ein Bahnhof auf Queens-Plaza mit vier oberen Gleisen für östliche und vier unteren für westliche Richtung gebaut. Wegen des Neigungswechsels der Gleise der Untergrundbahn wird die obere Fahrstraße seitwärts abgelenkt und von van Alst Avenue bis Crescent-Strafe auf einer neben liegenden, stählernen Überführung mit auskragendem Fußwege geführt.

B—s.

Fahrbarer Rüstkran für die Quebec-Brücke.

(H. P. Borden. Railway Age Gazette 1914, II, Band 57, Nr. 11, 11. September, S. 463. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnung Abb. 1 auf Tafel 18.

Jeder der beiden Kragarme der Quebec-Brücke*) wird

*) Organ 1912, S. 192; 1911, S. 301; 1914, S. 174.

durch einen stählernen, mit voller Ausrüstung ungefähr 900 t schweren Rüstkran (Abb. 1, Taf. 18) mit vier dreiachsigen Fahrgestellen auf vier Schienensträngen vorgekragt. Die Fahrbahn jedes der beiden Eisenbahngleise der Brücke wird von einer besondern Fahrbahn-Trogbrücke mit durchgehenden Blechträgern getragen. Bei den zwei eingleisigen Landöffnungen jedes Endes ruhen diese Fahrbahn-Hauptträger unmittelbar auf den durch die Obergurte reichenden senkrechten Pfosten der Brücken-Hauptträger. Zwei der den Kran tragenden Schienenstränge liegen auf dem obern Flansche der äußeren Fahrbahn-Hauptträger, die andern beiden auf besondern Rüstträgern ungefähr 1,2 m auferhalb dieser Fahrbahn-Hauptträger. Die oberen Arme des ungefähr 60 m über Schienenoberkante hohen Kranes erstrecken sich 15,24 m über die ganze Länge der Hauptpfosten hinaus. Auf dem Rüstkrane laufen zwei elektrische Krane auf mit der Brückenachse gleichlaufenden Gleisen. Auf jedem dieser Krane laufen zwei Katzen rechtwinkelig zur Brückenachse. Die Krane haben je 100 t Tragfähigkeit, 10,668 m Ausladung und 14,478 m Reichweite auf beiden Seiten der Brückenachse. Die Bewegungen der Krane und Katzen

werden von einem Manne an zwei Schaltbrettern auf der untern Brücke des Rüstkranes geregelt. Die Maschinen haben selbsttätige elektrische Bremsen. Beim Senken eines Gliedes müssen die durch elektrischen Widerstand getriebenen Maschinen ebenso schwer arbeiten, wie beim Heben.

An den Enden der Kranträger auf dem Rüstkrane befinden sich vier kleine, ebenfalls von der untern Brücke betriebene Bockkrane mit je zwei Hubmaschinen von je 5 t Tragfähigkeit zur Handhabung von Bolzen und anderen kleinen Bauteilen in der Linie der Hauptträger. An jeder der vier Ecken des Hauptturmes sind durch vier elektrische Hubmaschinen auf der untern Bühne betriebene stählerne Ausleger von je 27,432 m Reichweite und 18 t Tragfähigkeit zur Handhabung der Glieder der Fahrbahn, des Wind- und Querverbandes angeordnet.

Von der Hauptbühne des Rüstkranes geht ein von einer Nottreppe umgebener Aufzug nach der Bühne unter den oberen Kranträgern.

Jeder der beiden Rüstkrane kostet vollständig ausgerüstet ungefähr 1 Million *M.* B—s.

O b e r b a u.

Sicherheits-Hakennagel.

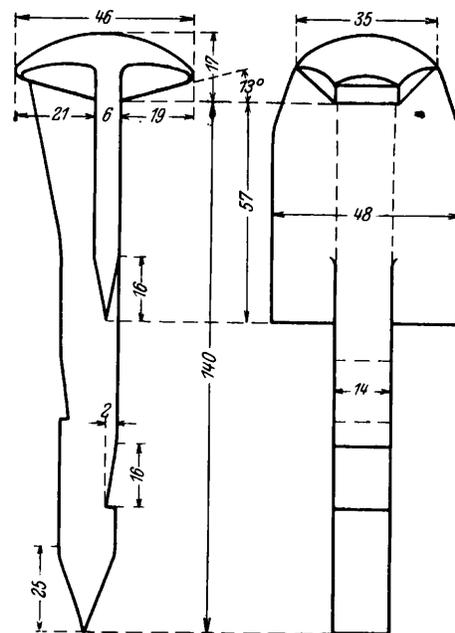
(Railway Age Gazette 1914, II, Bd. 57, Nr. 17, 23. Oktober, S. 756. Mit Abbildungen.)

Der von der «Railway Safety Spike Co.» in Richmond, Virginien, in den Handel gebrachte, von einer Anzahl von Eisenbahnen versuchsweise verwendete Sicherheits-Hakennagel (Textabb. 1 und 2) hat zwei vorstehende seitliche Flügel zur Vermehrung seines Widerstandes gegen seitliche Verdrückung und Zähne an der vordern und hintern Kante unter den Flügeln zur Vermehrung des Haftens. Er besteht aus niedriggekohltem Stahle mit 1,2 bis 2,0 ‰ Kohlenstoff und 400 bis 450 kg/qcm Zugfestigkeit. Die Hakennägel werden durch Gessenarbeit unter dem Hammer hergestellt, wodurch gleichförmige Festigkeit, insbesondere am Halse erzielt wird. Dieser ist an der Rückseite verstärkt, so daß er größere Festigkeit hat, wenn er zur Verwendung im Ausschnitte einer Winkelasche umgedreht wird.

Bei Verwendung dieser Hakennägel sollen Stützknaggen in Bogen und Weichen entbehrlich sein. Der Nagel kann wie ein gewöhnlicher mit einem Schlägel eingeschlagen und mit einer Nagelklaue ausgezogen werden.

Die Gesellschaft hat auch eine besondere Unterlegplatte für diese Nägel in Bogen entworfen, deren Lochung die Be-

Abb. 1 und 2. Sicherheits-Hakennagel.



nutzung der Nägel bei fünf verschiedenen, 39,7 bis 49,6 kg/m schweren Schienen zuläfst. B—s.

B a h n h ö f e u n d d e r e n A u s s t a t t u n g.

Wärmeregler für Dampfheizungen.

(Schweizerische Bauzeitung, Oktober 1914, Nr. 14, S. 162. Mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnung Abb. 8 auf Tafel 18.

Unter dem Namen «Samson» wird eine einfache Vorrichtung zur zuverlässigen selbsttätigen Regelung der Wärme an Dampfheizkörpern in den Handel gebracht. Nach Abb. 8. Taf. 18 besteht die Einrichtung aus einer die Dehnflüssigkeit enthaltenden, als Wärmemesser wirkenden Röhre, die an der Wand aufgehängt wird, und durch ein feines Kupferröhrchen mit einer zweiten, über dem Heizkörperventile angebrachten Röhre verbunden ist. In letztere ist, in die Flüssigkeit tau-

chend, ein nahtloser, gewellter Metallschlauch von hoher Nachgiebigkeit und Federung in der Längsachse eingelötet. Der Schlauch ist durch einen geführten Stab mit dem Ventile des Heizkörpers verbunden. Sobald nun die Flüssigkeit in der Regleröhre bei Wärmeänderung ihren Inhalt ändert, wird auch die Länge des federnden Metallschlauches geändert, und das Ventil dadurch nach und nach geschlossen oder geöffnet. Im Regleröhre dient ein ähnlicher Metallschlauch, dessen Länge von außen her verändert werden kann, zum Einstellen der Einrichtung auf die gewünschte Wärme. Da die beiden Metallschläuche die Flüssigkeit dicht abschließen, ist kein Verdunsten möglich. A. Z.

Maschinen und Wagen.

1 D + D + D 1. V. T. F. G-Lokomotive der Erie-Bahn*).

(Railway Age Gazette 1914, Mai, Seite 1027; Engineering News 1914, Mai, Seite 1046; Ingegneria ferroviaria 1914, März, Seite 89; Engineering 1914, Mai, Seite 667; Génie civil 1914, Band LXV, Nr. 13, Juli, Seite 249; Rivista tecnica 1914, Juli, Band VI, Nr. 1, Seite 32; Die Lokomotive 1914, Oktober, Heft 10, Seite 213; Railway Age Gazette 1914, Juli, Band 57, Nr. 5, Seite 208; Schweizerische Bauzeitung 1915, Januar, Band 65, Nr. 3. Mit Zeichnungen und Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 9 bis 19 auf Tafel 16.

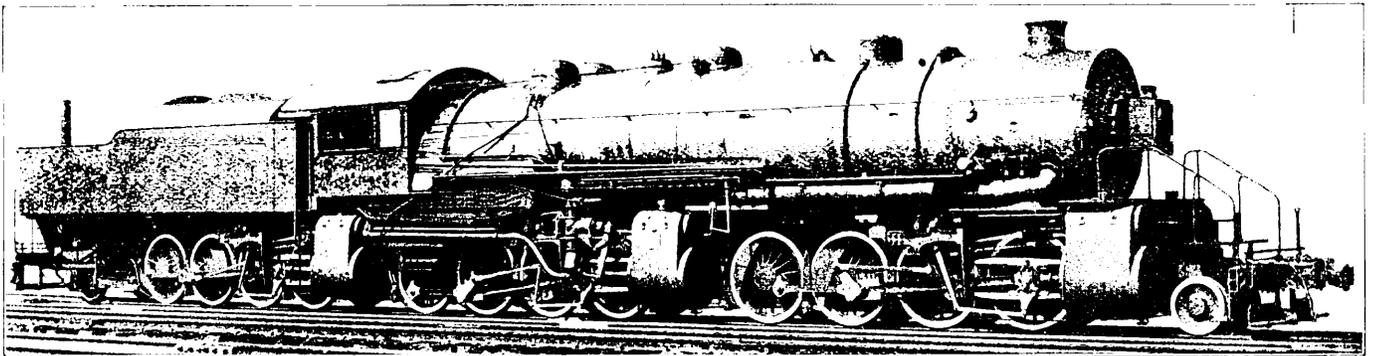
Die nach Patent G. R. Henderson von Baldwin gebaute Lokomotive ist die schwerste und kräftigste der Welt (Textabb. 1 und Abb. 9 bis 19, Taf. 16): sie versieht Schiebedienste auf der 12,8 km langen Steigung von durchschnittlich 10,6 ‰ östlich von Susquehanna, der kleinste Halbmesser der Gleisbogen beträgt 109,5 m.

Alle Zylinder haben gleichen Durchmesser und Hub; die Kolben der beiden mit Hochdruck arbeitenden Zylinder treiben die vier Achsen des mittlern Triebgestelles. Der Abdampf des rechten Hochdruckzylinders strömt in einen Verbinder und von hier in die beiden vorderen, der Abdampf des linken in ähnlicher Weise nach den hinteren beiden Niederdruckzylindern. Das Verhältnis der Zylinderräume für Hoch- und Nieder-Druck ist also 1 : 2.

Der Kessel hat aufsergewöhnlich grofse Abmessungen, der

Der Kessel hat aufsergewöhnlich grofse Abmessungen, der

Abb. 1.



Langkessel einen kegelförmigen Schufs. Die Quernähte sind dreifach vernietet, die Längnähte durch Laschen und sechsfache Vernietung verbunden, aufserdem an den Enden verschweisft. Da die Feuerkiste über die Räder dreier Triebachsen hinwegstreicht, hat der Krebs nur eine geringe Tiefe. Um eine zweckmäßige Länge der Heizrohre einhalten zu können, ist eine 1372 mm lange Verbrennungskammer vorgesehen.

Der aus Stahl geprefste Dom hat bei 838 mm Durchmesser nur 330 mm Höhe. Er nimmt einen Regler nach Chambers auf, der in üblicher Weise mit dem innerhalb des Kessels liegenden Dampfzuführungsrohre verbunden ist. Die Sicherheitsventile sind in einem Stahlgufskörper untergebracht, der nur eben aus der Kesselbekleidung austritt. An Stelle eines grofsen Sandkastens wurden zwei verhältnismäfsig kleine an den Seiten des Kessels angebracht. Glocke und Dampfpeife mufsten ebenfalls, und zwar an der linken Seite des Kessels angebracht werden, um die Umgrenzung des lichten Raumes einzuhalten.

Die Feuerbüchse ist mit strahlenförmig gesetzten Deckenstehbolzen ausgerüstet, alle Stehbolzen sind beweglich nach Tate**). 3658 mm vor der Feuerbüchrückwand befindet sich ein Feuerschirm mit Luftzufuhr nach Gaines***), der durch sechs Siederöhre von 89 mm Durchmesser gestützt wird. Die beiden Feuertüren zeigen die Bauart Franklin, die Beschickung des Rostes erfolgt mechanisch nach Street.

Der Überhitzer nach Schmidt besteht aus 53 Gliedern und ist mit 147,15 qm Heizfläche der gröfste bis jetzt bei

einer Lokomotive verwendete. Der Sammelkasten hat getrennte Räume für Nafs- und überhitzten Dampf.

Das Blasrohr hat eine rechteckige Mündung, die von 178 × 229 bis zu 178 × 76 mm verändert werden kann. Der Schornstein von 559 mm Weite tritt bis zur Mittellinie des Kessels in die Rauchkammer hinein.

Der überhitzte Dampf wird den Hochdruckzylindern durch Aufsenrohre zugeführt, die mit Kugel- und Gleit-Verbindung ausgestattet sind. Der Sattel dieser Zylinder ist mit zwei Kanälen versehen; der eine führt den Auspuff des rechten nach dem vordern, der zweite den Auspuff des linken nach dem hintern Verbinder. Der Abdampf der vorderen Niederdruckzylinder tritt in üblicher Weise in den Schornstein, während der Abdampf der hinteren Niederdruckzylinder in einen Speisewasser-Vorwärmer und darauf durch ein an der Rückwand des Tenderwasserkastens hochgeführtes Rohr ins Freie tritt.

Die Zylinder wurden getrennt von ihren Satteln gegossen und, wie die Schieberkästen, mit Büchsen aus Hunt-Spiller-Metall ausgerüstet. Die Dampfverteilung erfolgt durch Kolbenschieber von 406 mm Durchmesser, die durch Baker-Steuerung bewegt werden. Um die drei Satz Steuerungen gleichzeitig betätigen zu können, wurde eine Kraftumsteuerung nach Ragonnet*) vorgesehen.

Die aus Vanadiumstahl gegossenen Rahmen sind 152 mm stark. Die gelenkige Verbindung zwischen dem mittlern und vordern Triebgestelle läfst eine Bewegung in senkrechter und in wagerechter Richtung zu. Mit dem vordern Gestelle ist die Deichsel durch einen wagerechten Bolzen verbunden, der

*) Organ 1914, Seite 51.

***) Organ 1905, S. 64.

****) Organ 1913, S. 129; 1914, S. 83.

*) Organ 1914, S. 32.

die senkrechte Bewegung zulässt, ferner ist eine Kugelverbindung mit dem Gelenkbolzen unter dem Zylindersattel des mittlern Gestelles vorgesehen. Die Verbindung zwischen dem mittlern und hintern Gestelle liegt unter dem Führerstand. Sie ist der vorstehend angegebenen ähnlich, doch ist die Deichsel mit dem mittlern Gestelle fest verbunden. Die Gelenkigkeit wird durch eine an dem Gelenkbolzen unter dem Zylindersattel des hintern Gestelles angeordnete Kugelverbindung erreicht. Zum Vorwärmen des Kesselspeisewassers bis auf 93° C dient ein unter dem Wasserkasten liegender, walzenförmiger Behälter von 7315 mm Länge und 508 mm innerm Durchmesser, der 31 Rohre von 57 mm Durchmesser enthält, durch die der Abdampf der hintern Niederdruckzylinder strömt. Das Wasser tritt am hintern Ende des Vorwärmers durch ein besonderes Ventil ein und verlässt ihn am vordern Ende, um zwei Heißwasserpumpen zuzufliessen, die einfach mit Taucherkolben von 178 mm Durchmesser wirken. An jeder Seite des Kessels befindet sich eine Pumpe; sie ist an dem Gleitbahnträger des Hochdruckgestelles befestigt und wird vom Kreuzkopfe aus mittels eines einfachen Hebels angetrieben, der dem Kolben 254 mm Hub erteilt. Der Zufluss zu diesen Pumpen wird durch ein auf dem Führerstand angebrachtes Ventil geregelt. Die Lokomotive ist ferner mit zwei Hancock-Dampfstrahlpumpen von je 28,4 cbm/St Leistung ausgestattet. Sie saugen das kalte Speisewasser aus dem vordern Ende des Wasserbehälters und werden nur benutzt, wenn die Lokomotive steht, oder wenn die Heißwasserpumpen aus irgend einem Grunde nicht im Stande sind, dem Kessel die erforderliche Wassermenge zuzuführen. Die Kesselventile befinden sich in der Nähe des vordern Kesselendes.

Die Dampfkolben zeigen «Marine»-Form. Der aus Gußstahl bestehende Körper ist mit einem gußeisernen Mantel umgeben, dessen Lage durch einen elektrisch aufgeschweißten Ring gesichert wird. Jeder Kolben hat drei Dichtringe, die auch aus Hunt-Spiller-Metall bestehen.

Triebräder, Trieb- und Kuppel-Stangen, die Steuerungsteile, sowie eine Anzahl anderer Einzelheiten der drei Triebgestelle können gegen einander ausgewechselt werden.

Der zur Unterbringung von Aschkastenrümpfen verfügbare Raum ist dadurch sehr beschränkt, daß die Feuerkiste über den Triebrädern, und der Verbinder für die hinteren Niederdruckzylinder zwischen den Rahmen liegt. Deshalb wurde an jeder Seite des Aschkastens ein weiterer Rumpf angeordnet, der mit einer Auslaßöffnung von 1524×203 mm versehen ist, während der Hauptrumpf vorn zwei Ausschnitte von 305×305 mm hat. Drahtnetze und Blechschilde sollen das Hindurchtreten von Funken verhüten.

Zum Schmieren der Dampf-Kolben und der Kolbenschieber, der Dampfzylinder der Luftpumpen und der mechanischen Rostbeschickung dienen zwei «bull's eye»-Schmierpressen mit je vier Ölabgabestellen. Jeder Niederdruck-Schieberkasten ist außerdem mit einem kleinen Ölgefäße versehen.

Die Flansche von 8 Triebrädern werden durch zwei «Chicago»-Öler geschmiert, und zwar die der Räder der ersten Triebachse des vordern, der ersten und vierten Triebachse des mittlern und der letzten Triebachse des hintern Gestelles. Alle Triebachslager sind mit Elvin-Ölern ausgerüstet.

Von den an dem Kessel befindlichen beiden Sandkästen wird der Sand vor die Räder des ersten und hinter die der vierten Achse des mittlern Gestelles geführt. Von einem am Sattel der vorderen Niederdruckzylinder angebrachten Hülfsandkasten gelangt der Sand vor die Räder der ersten Triebachse der Lokomotive. Ein das Abdampfrohr des hintern Gestelles umschließender Sandkasten ist vorgesehen, um Sand hinter die Räder der letzten Triebachse werfen zu können. Die Sandstreuvorrichtungen werden durch Prefsluft betätigt.

Zum Zwecke des Anfahrens wird Frischdampf auf dem Wege durch die Auspuffkanäle der Hochdruckzylinder und die Verbinder in die vier Niederdruckzylinder gelassen: die Betätigung des Anfahrventiles erfolgt von Hand.

Bei dieser Lokomotive werden 89% ihres Gewichtes für die Zugkraft ausgenutzt, während selbst bei kräftigen 1D + D1-Lokomotiven dieser Betrag 65% nicht überschreitet. Sie ersetzt im Schiebedienste drei Lokomotiven, und zwar eine 1D + D1- und zwei 1D-Lokomotiven.

Die Hauptverhältnisse sind:

Durchmesser aller sechs Zylinder	914 mm
Kolbenhub h	813 «
Kesselüberdruck p	14,8 at
Kesseldurchmesser außen vorn	2388 mm
Kesselmitte über Schienenoberkante	3226 «
Feuerbüchse, Länge	4115 «
« , Weite	2743 «
Heizrohre, Anzahl	326 und 53
« , Durchmesser außen	57 » 140 mm
« , Länge	7315 «
Heizfläche der Feuerbüchse	25,27 qm
« « Verbrennungskammer	10,03 «
« « Heizrohre	596,23 «
« « Siederohre	8,18 «
« des Überhitzers	147,15 «
« im Ganzen H	786,86 «
Rostfläche R	8,36 «
Triebraddurchmesser D	1600 mm
Durchmesser der Laufräder vorn 851, hinten	1067 «
Triebachslast G_1	341,83 t
Betriebsgewicht G	383,31 «
Wasservorrat	37,85 cbm
Kohlenvorrat	14,51 t
Fester Achsstand	5029 mm
Ganzer «	27432 «
Ganze Länge	31331 «
Zugkraft $Z = 2 \cdot 0,75 \cdot p \frac{(d_{cm})^2 h}{D} =$	94235 kg
Verhältnis H : R =	94,1
« H : $G_1 =$	2,30 qm/t
« H : G =	2,05 «
« Z : H =	119,8 kg/qm
« Z : $G_1 =$	275,7 kg/t
« Z : G =	245,8 «

Am 23. Juli 1914 beförderte die Lokomotive auf der 37 km langen Strecke von Binghamton, Neuyork, nach Susquehanna, Pennsylvania, einen aus 250 voll beladenen, stählernen

Hochbordwagen für 45,35 t Ladung und einem Meßwagen bestehenden, ohne Lokomotive 16246 t schweren Zug von 2,57 km Länge, wobei 22,53 km/St Höchstgeschwindigkeit erreicht wurden. Die Strecke ist fast wagerecht, die schlimmste Stelle hat 0,9‰ Steigung in einem Gleisbogen von 350 m Halbmesser. Als höchste Zugkraft am Zughaken hat der Meßwagen 58 968 kg, als niedrigste 30 291 kg verzeichnet. Dem Zuge folgten Schiebelokomotiven, die nur so lange eingriffen, bis alle Wagen in Bewegung gesetzt waren. —k.

Selbsttätige Wagenkuppelung.

(Engineer, Mai 1914, S. 482. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 9 bis 12 auf Tafel 18.

Von G. Fischer in Schaffhausen stammt eine selbsttätige Wagenkuppelung, die besonders bei Schmalspurbahnen mit scharfen Gleisbogen verwendbar ist. Der Kuppelkopf ist nach

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Kugellager für Eisenbahnwagenachsen.

D. R. P. 277542. C. G. Söderlund in Göteborg, Schweden.

Hierzu Zeichnungen Abb. 2 bis 7 auf Tafel 18.

Die Erfindung bezweckt die Belastung einer möglichst großen Zahl von Kugeln, das Herausfallen zerbrochener Kugeln und deren schnelle und sichere Auffindung.

In die Lagerbüchse 1 sind Träger 3 unter dem Kopfstücke 15 mit zwischengesetzten, starken Federn 13 eingesetzt, die auf den äußeren Laufringen 4 ruhen. 15 steht von 3 unbelastet etwas ab, unter der Last geht 15 nieder, spannt die Federn 13, und so werden die Seitenteile von 3 unter geringer Verbiegung fest gegen die äußeren Laufringe gepreßt, auch die seitlichen Kugeln belastend. Die Mittelkraft aller Federn geht durch die Lagermitte.

Abb. 9 und 10, Taf. 18 mit zwei in der Längsrichtung federn- den, gekreuzten Gelenkstangen am Wagengestelle befestigt und kann in wagerechter Ebene weit zur Seite geschwenkt werden. Der Kuppelkopf hat nach Abb. 11 und 12, Taf. 18 einen rechteckigen breiten Einführtrichter aus Stahlgufs, aus dessen Seite ein flacher Arm nach der Mitte heraustritt. Der Arm schiebt sich beim Kuppeln in den gegenüber liegenden Trichter und löst in dessen Grunde die Verriegelung eines senkrechten Bolzens aus, der dann nach unten sinkt und den Arm kuppelt. Das gleiche geschieht im gegenüber liegenden Kuppelkopfe, so daß die zum Eingriffe kommenden Kuppelungshälften starr mit einander verbunden sind. Dieser Umstand ermöglicht auch, an den Trichtern besondere Stofsfächen zur selbsttätigen Kuppelung der Leitungen für Bremsluft und elektrischen Strom vorzusehen. A. Z.

Die Kugeln laufen in strahligen Bohrungen der inneren Laufringe 6, 12, so daß sie seitlich nicht herausfallen können. Die äußeren Laufringe 4 haben oben die übliche Kehlung, unten gehen sie nach Abb. 5, Taf. 18 in eine schneidenartige Zuschärfung 8 über, die so tief liegt, daß die Stücke gebrochener Kugeln aus den Käfigen daran herunter fallen können. Der untere Teil von 4 ist etwas unrund nach innen gedrückt, so daß sich die Kugeln auch unten sanft gegen den Zapfen 2 legen. Abb. 3 und 7 zeigen eine Lösung, bei der die Unterteile 8 (9) von 4 besondere durch Federn 10 bis zum Anschläge 22 nach oben gedrückte Stücke bilden.

Im Unterteile 16 des Kastens läuft ein Schieber 18 mit der Anschlagnutte 19, 20 und einer Lade 17, in die die Stücke zerbrochener Kugeln rutschen: nach Lösung der Schraube 21 findet man sie durch Herausziehen von 18. G.

Bücherbesprechungen.

Die mechanischen Stellwerke der Eisenbahnen von S. Scheibner. III. Band. Die im Freien befindlichen Bauteile der Stellwerksanlagen, 125 Seiten mit 67 Abbildungen. Sammlung Götschen, Berlin-Leipzig 1914. Preis 0,9 M.

Mit diesem dritten Bändchen wird der Gegenstand der mechanischen Stellwerke abgeschlossen*). In der auch die übrigen Bändchen auszeichnenden übersichtlichen, sachlichen Weise werden die Leitungen, die Riegel, die Verschlüsse der Weichenspitzen nebst den Antrieben und Stellvorrichtungen der Weichensignale, die Einzelsicherungen und die bauliche Anordnung der Haupt- und Vorsignale behandelt. Der letzte Abschnitt vervollständigt die im I. Bändchen gegebene Übersicht über die Anordnung der Signale im Allgemeinen.

Die ganze Bearbeitung bildet insofern eine wertvolle Ergänzung der umfangreichen Behandlung desselben Gegenstandes im Handbuche der Ingenieurwissenschaften**), als eine größere Zahl der Abbildungen die Einheitsanordnungen der preussisch-hessischen Staatsbahnen wiedergibt, die dort noch nicht zu finden sind.

Die Ausstattung ist die bei der Sammlung Götschen übliche, die Abbildungen sind im Allgemeinen gut, ein Sachverzeichnis erleichtert die Benutzung.

Wir empfehlen die drei handlichen Bändchen zur fleißigen Benutzung. W—e.

Rationelle Vorgänge der Absteckung bedeutend langer Tunneln. Vortrag gehalten in der Fachgruppe für Vermessungswesen

*) Organ 1914, S. 20 und 83.

**) Teil V, Band 6. Leipzig 1910 und 1913; Organ 1911, S. 94; 1913, S. 340.

des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines am 2. März 1914. A. Tichy, Wien 1915, Verlag für Fachliteratur G. m. b. H.

Das anregend geschriebene Buch von 45 Achelseiten beruht auf den Erfahrungen, die der bekannte Verfasser*) bei der Absteckung und dem Baue der langen Tunnel der zweiten Verbindung Wien-Triest gemacht hat: es besitzt daher in besonders hohem Maße den Wert einer Anweisung zielbewußter und zweckmäßiger Anwendung der ja verhältnismäßig einfachen wissenschaftlichen Grundlagen auf die stets wechselnden und harten Notwendigkeiten der Wirklichkeit des Hochgebirges. Die gemachten Angaben erwachsen Teiles Vorkommnissen bei der Ausführung auch unerwarteter Art, so daß dem Tunnelbauer, abgesehen von der Anleitung zu großzügigem Angriffe der Arbeit, auch viele Fingerzeige und Hilfsmittel für die Augenblicke geboten werden, in denen es heißt, den Naturgewalten mit Tatkraft und klarem Blicke entgegen zu treten.

Der Wunsch, die äußere Fassung der verdienstlichen Arbeit reiner deutsch zu sehen, beschränkt die Anerkennung der inneren Güte nicht.

Jahrbuch der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Flugtechnik. II. Band 1913/4. 3. Lieferung. Berlin, J. Springer, 1914.

Die inhaltreiche Lieferung bringt im Wesentlichen den durch die Berichte auf der Hauptversammlung der Gesellschaft in Dresden im April 1914 geschaffenen, sehr vielseitigen und neuartigen Stoff. Sie gibt einen treffenden Einblick in die reiche wissenschaftliche Tätigkeit der Gesellschaft.

*) Organ 1915, S. 91.