

### Zur Theorie des Lokomotivkessels

im Lehrbuch von Garbe: »Die zeitgemäße Heißdampflokomotive«.

Von Prof. Dr. Ing. Heumann, Aachen.

Ein sehr bekanntes und geschätztes Lehrbuch über Lokomotiven ist das von Garbe. In dem vor einigen Jahren herausgekommenen Ergänzungsband: »Die zeitgemäße Dampflokomotive« ist im zweiten Abschnitt: »Untersuchungen der Rost- und Heizflächenbeziehungen bei Dampflokomotiven« der Versuch einer Theorie des Lokomotivkessels gemacht worden. Das ist sehr zu begrüßen, weil auf diesem wichtigen Gebiete außer guten älteren allgemein grundlegenden Arbeiten an solchen, die die Eigentümlichkeiten des modernen Heißdampf-Lokomotivkessels voll erfassen, außer den Strahlischen nur wenig Brauchbares vorhanden ist, noch sehr viel zu tun bleibt. Dieser Abschnitt rührt nicht von Garbe selbst her, sondern von Dr. Ing. Morgenroth, ist dessen Doktorarbeit (T. H. Berlin). Garbe legt großen Wert auf diese Arbeit, denn er sagt im Vorwort, daß der Inhalt des vorliegenden Ergänzungsbandes durch sie wesentlich gestützt werde. Bei der großen Bedeutung und der bisherigen Ungeklärtheit des Gegenstandes sowie wegen der hervorragenden Stelle dieser Veröffentlichung möchte ich mir einige kritische und ergänzende Betrachtungen dazu erlauben.

#### Wärmeübertragung.

Schwierig ist in der Lokomotivkesseltheorie die einigermaßen genaue Bestimmung der Wärmeübertragung von den Feuergasen an das Kesselwasser und an den Heißdampf durch die verschiedenen Heizflächen hindurch, namentlich, weil die Wärmedurchgangszahl  $k$  sehr schwer einigermaßen genau zu erfassen ist. Dieser Wärmeübertragung widmet der Verfasser daher mit Recht eine ausführliche Untersuchung.

#### Wärmeübertragung in der Feuerbüchse.

Die ganze in der Feuerbüchse von den Gasen an das Wasser stündlich übertragene Wärmemenge  $Q_F$  bestimmt er nach dem Ausdruck

$$Q_F = K \cdot H_F \cdot (T_0 - t_0), \text{ worin}$$

$H_F$  in  $m^2$  die feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse,

$T_0$  in  $^{\circ}C$  die Verbrennungstemperatur in der Feuerbüchse,

$t_0$  in  $^{\circ}C$  die Siedetemperatur des Kesselwassers,

$K$  in  $WE/m^2 \text{ Std. } ^{\circ}C$  die Wärmedurchgangszahl bedeuten.

Dieser Ausdruck setzt Unveränderlichkeit von  $K$ ,  $T_0$  und  $t_0$  voraus. Hiermit rechnet der Verfasser auch tatsächlich, unter Einsetzung des Höchstwerts von  $T_0$  an der Brennschicht. In Wirklichkeit ist nur  $t_0$  unveränderlich. Für  $K$  muß man in Ermangelung genaueren Kenntnis allerdings einen unveränderlichen Mittelwert setzen;  $T_0$  ändert sich aber in weiten und erfassbaren Grenzen auf dem Wege der Gase von der Brennschicht bis zum Eintritt in die Rohre, von  $T_0$  bis auf  $t_0$ . Sein hier in Frage kommender Mittelwert  $T_{0m}$  hat bekanntlich den Ausdruck:

$$T_{0m} = \frac{T_0 - t_0}{\ln \frac{T_0 - t_0}{t_0 - t_0}} + t_0,$$

so daß also der richtige Ausdruck für  $Q_F$  lautet:

$$Q_F = K_m \cdot H_F \cdot \frac{T_0 - t_0}{\ln \frac{T_0 - t_0}{t_0 - t_0}}.$$

Wie groß der Fehler durch Vernachlässigung der Veränderung von  $T_0$  wird, zeigt die bildliche Darstellung der Abb. 1, worin — unter

Voraussetzung eines richtigen  $K$  — bei  $T_0 = 1500^{\circ}$ ,  $t_0 = 1000^{\circ}$ ,  $t_0 = 190^{\circ}$ , wie beim Verfasser, die Fläche  $A E C D$  die wirkliche Wärmemenge  $Q_F$ , die Rechteckfläche  $A B E C D$  das  $Q_F$  des Verfassers wiedergeben.  $T_0$  ist vom Verfasser nach der Gofschenschen Formel für die Verbrennungstemperaturerhöhung  $T_0 = 975 + \frac{B}{R}$  berechnet, worin  $\frac{B}{R}$  das auf  $1 m^2$  Rostfläche in der Stunde verbrannte Brennstoffgewicht in  $kg$

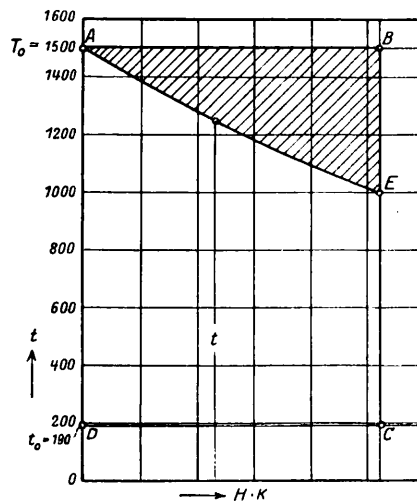


Abb. 1.

bedeutet, eine Formel, die rein empirisch, sehr ungenau und nicht allgemein gültig ist, weil sie die Abhängigkeit vom Heizwert des Brennstoffs und vom Wärmeverlust, der mit steigender Rostanstrengung zunimmt, gar nicht, die Strahlung in der Feuerbüchse höchstens ganz summarisch berücksichtigt. — Das zeigt übrigens auch die Abb. 49 des Verfassers selbst.

#### Wärmeübertragung im Langkessel.

Bei der Wärmeübertragung durch die Rohrheizflächen des Langkessels hindurch an das Kesselwasser benutzt der Verfasser den Ausdruck:

$$Q = k \cdot H \cdot (t_m - t_0)$$

ohne anzugeben, wie er  $t_m$  bestimmt.

Bei der Wärmeübertragung durch die Überhitzerrohre hindurch an den Dampf setzt Verfasser:

$$Q = k \cdot H \cdot \tau,$$

worin  $\tau$  den mittleren Temperaturunterschied zwischen Heizgas und Dampf bedeutet und führt für  $\tau$  zunächst — angenähert richtig — den Ausdruck:

$$\tau = \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - \frac{t_1 + t_0}{2}}{t_2 - \frac{t_1 + t_0}{2}}}$$

ein, worin  $t_1$  und  $t_2$  die Heizgastemperaturen beim Eintritt in den und beim Austritt aus dem Überhitzer und  $t_0$  die Heißdampf Temperatur bedeuten, vereinfacht dann aber diesen Ausdruck durch Reihenentwicklung mit Vernachlässigung wich-

tiger Glieder so, daß er gänzlich unbrauchbar wird. Denn der so gewonnene Ausdruck:  $\tau = \text{const.} - \frac{t_0}{2}$  stellt die Gleichung einer Geraden dar, die ganz erheblich von der wirklichen  $\tau$ -Kurve abweicht, wie auch ein Blick auf die Abb. 41 des Verfassers, die hier als Abb. 2 wiederholt ist, zeigt. Der angegebene Näherungsausdruck

$$\tau = \frac{t_1 + t_2 - t_0 - t_u}{2} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_0 + t_u}{2}$$

ist weiter nichts wie der Unterschied der arithmetischen Mittelwerte der Temperaturen des wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Mediums, setzt also, sehr stark von der Wirklichkeit abweichend, gradlinigen Verlauf der Temperaturen über

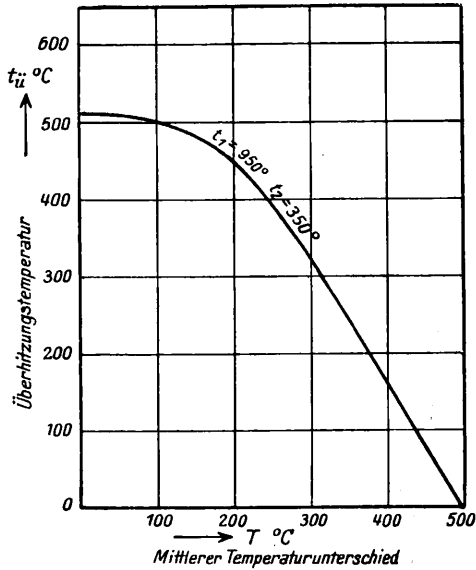


Abb. 2.

die Rohrlängen hin voraus, verwischt völlig die Eigentümlichkeiten des untersuchten Falles. Der Verfasser verwendet diesen Näherungsausdruck auch tatsächlich gar nicht, wenn es auch aus seinem Text nicht klar hervorgeht.

#### Wärmedurchgangszahl.

Nun zu der Wärmedurchgangszahl  $k$  bzw.  $K = \kappa + k$ , worin

$\kappa$  die Wärmedurchgangszahl bei Strahlung allein,  
 $k$  die Wärmedurchgangszahl bei Berührung und Leitung (die vom Verfasser ausgelassen wird) bedeuten.

Für  $\kappa$  führt Verfasser den ungenauen Rosettischen Ausdruck ein

$$\kappa = C \cdot \varphi \left\{ \left( \frac{T_0 + 273}{100} \right)^2 - 10 \right\},$$

— übrigens noch als geschrieben, — der zu große Werte gibt. Richtiger ist der von Stephan und Boltzmann. Daß der Faktor  $C$  in der Rosettischen Gleichung für  $K$  proportional  $\frac{H_F}{R}$  ist, brauchte der Verfasser nicht mehr zu beweisen, weil es längst bekannt ist, z. B. bei Brückmann, »Heißdampflokomotiven« steht.

Für  $\alpha_{1F}$ , die Wärmeübergangszahl zwischen den Heizgasen und der Feuerbüchsenwand, gibt Verfasser die Molliersche Formel an:

$$\alpha_{1F} = 2 + 2 \sqrt{\frac{B}{R}}.$$

Durch  $B$  soll die Gasgeschwindigkeit  $w$  erfasst werden, die durch die stündlich auf  $1 \text{ m}^2$  Rostfläche erzeugte Heizgasmenge bestimmt ist. Diese aber ist bei verschiedenem Heizwert  $h$ ,

womit im Lokomotivbetriebe doch gerechnet werden muß, nicht proportional  $\frac{B}{R}$ , sondern ungefähr proportional  $\frac{B \cdot h}{R}$ . Jener Ausdruck kann also nur bei einem bestimmten  $h$  ungefähr richtig sein. Ist  $h_0$  derjenige Heizwert, für den Mollier seine Formel aufgestellt hat, so ist für ein beliebiges  $h$  richtiger der folgende Ausdruck:

$$\alpha_{1F} = 2 + \frac{2}{\sqrt{h_0}} \sqrt{\frac{Bh}{R}}.$$

Das gesuchte  $k$  setzt Verfasser nun gleich  $\alpha_{1F}$ , was ja angenähert richtig ist.

Für die Wärmeübergangszahl zwischen den Heizgasen und den Rohrwänden des Langkessels verwendet Verfasser den Holmboeschen Ausdruck:

$$\alpha_{1R} = 2 + 5,5 \sqrt[1,3]{w \cdot \gamma} = 2 + 5,5 \sqrt[1,3]{\frac{G}{3600 q}},$$

worin  $G$  das Heizgasgewicht in kg, das stündlich durch einen bestimmten Rohrquerschnitt  $q$  in  $\text{m}^2$  strömt,  $\gamma$  das spezifische Gewicht des Heizgases in  $\text{kg}/\text{m}^3$  bedeutet und  $w$ , die Gasgeschwindigkeit, in  $\text{m}/\text{Sek.}$  gemessen, ist. Diese Holmboesche Formel ist nicht unmittelbar experimentell gewonnen oder theoretisch begründet, sondern dem Ergebnis von Versuchen unter andern Bedingungen mit andern Stoffen angeglichen (s. Holmboe D. p. J. 1910). Sie stimmt nicht überein mit dem Ergebnis sorgfältiger Nusseltscher, Strahlscher und anderer neuerer Versuche mit Bedingungen und Stoffen ähnlich den vorliegenden (s. Nusselt, Z. V. d. I. 1917, S. 685). Nach Holmboe ändert sich  $\alpha_{1R}$  über die ganze Rohrlänge

hin nicht, denn  $w \cdot \gamma$  oder  $\frac{G}{q}$  ist innerhalb eines Rohres konstant, während es nach den angegebenen neueren Versuchen vom Rohreintritt zum Rohraustritt hin stark abfällt, also nicht, wie der Verfasser behauptet, »unabhängig von den einzelnen Temperaturunterschieden der Heizgase in den Rohren«, nicht »lediglich abhängig von dem Verhältnis des Rohrquerschnittes zum Heizgasgewicht« ist. Das ist für die weitere Berechnung sehr wichtig.

#### Temperaturabfall in den Heizrohren.

Trotz dieser unhaltbaren vereinfachenden Annahme eines über die Langkesselrohrlänge unveränderlichen  $\alpha_{1R}$  bzw.  $k$  behauptet der Verfasser, daß »der Verlauf des Temperaturabfalls in den Heizrohren nicht bekannt« sei, — soll wohl heißen: durch einen einzigen mathematischen Ausdruck nicht darstellbar sei — und zwar, weil »die spezifische Wärme des Heizgases  $c$  veränderlich und abhängig von der zu einer möglichst vollkommenen Verbrennung erforderlichen Luftmenge, von dem vorhandenen Luftüberschuss und von der Zusammensetzung des Brennstoffes« sei. Tatsächlich ist  $c$  außer von dieser Zusammensetzung und dem tatsächlich vorhandenen Luftüberschuss vor allem von der Temperatur der Feuergase abhängig. Da er sich innerhalb der hier vorliegenden Temperaturgrenzen ziemlich gradlinig mit der Temperatur des Gases und außerdem nur sehr wenig mit ihr ändert — bei  $100^\circ$  Temperaturänderung ungefähr um  $0,7\%$  —, so kann man seine Veränderlichkeit im Rohr hinreichend genau durch einen Mittelwert  $c_m$  als das arithmetische Mittel der wirklichen spezifischen Wärme  $c$  am Anfang und am Ende des Rohres, unter Schätzung der Gasendtemperatur im Rohre, erfassen und für die gesuchte Beziehung zwischen Rohrheizfläche und Heizgastemperatur im Rohr bei vorläufiger Annahme eines unveränderlichen mittleren  $k_m$  den bekannten Ausdruck anwenden:

$$H = \frac{c_m \cdot G}{k_m} \ln \frac{t_0 - t_u}{t_0 - t_1}$$

worin  $G$  die die Heizfläche  $H$  in der Stunde bestreichende Heizgasmenge in  $\text{kg}$ ,  $t_0$  und  $t_a$  die Anfangs- und Endtemperaturen der Heizgase in den Rohren bedeuten

Wirkliche Schwierigkeiten macht dagegen die mathematische Erfassung des tatsächlich stark über die Rohrlänge hin veränderlichen  $k$ . Strahl hat einen Weg zu ihrer Lösung gewiesen (V. d. I. 1917), der mit kleinen nicht das Wesen betreffenden Korrekturen zum Ziel führen dürfte. Der Verfasser geht aber diesen Weg nicht, sondern stellt nach Brückmann für  $H$  den Ausdruck auf:

$$H = \frac{G}{k} \frac{\sum c_{m_1} \cdot t_1 - c_{m_2} \cdot t_2}{t_m - t_0},$$

worin  $(t_1 - t_2)$  kleine Temperaturstufen in dem Bereich  $(t_0 - t_a)$  mit dem jedesmaligen Mittelwert  $t_m$  sind und  $k = \sim a_{1R}$

nach Holmboe eine Funktion von  $\frac{G}{q}$  ist. Weiter schreibt er:

$$\frac{H}{q} = \frac{4l}{d} = \frac{1}{k \frac{q}{G}} \frac{\sum c_{m_1} \cdot t_1 - c_{m_2} \cdot t_2}{t_m - t_0},$$

worin  $l$  und  $d$  Länge und inneren Durchmesser der Rohre bedeuten und bezeichnet

$$\frac{1}{k \cdot \frac{q}{G}} = f\left(\frac{G}{q}\right) \text{ als »Wärmeübertragungswert« } U,$$

$$\frac{\sum c_{m_1} \cdot t_1 - c_{m_2} \cdot t_2}{t_m - t_0} \text{ als »mittleren Wärmewert« } W,$$

der also die Wärmemenge ist, die von 1  $\text{kg}$  Heizgas für 1<sup>o</sup> mittleren Temperaturunterschied von den Heizgasen an das Kesselwasser abgegeben werden kann, der aber nicht, wie Verfasser definiert, »der Wärmemenge entspricht, die bei mittlerem Temperaturunterschied von den Heizgasen an das Kesselwasser abgegeben werden kann«.

$U$  und  $W$  werden dann vom Verfasser ermittelt,  $U$  sehr einfach als  $f\left(\frac{G}{q}\right)$ ,  $W = \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_a} \cdot t_a}{t'_m - t_0}$  umständlich durch

Summation von  $\frac{c_{m_1} \cdot t_1 - c_{m_2} \cdot t_2}{t_m - t_0}$  der einzelnen Temperaturstufen.

Dabei hält der Verfasser  $t_m$  und  $t'_m$  nicht auseinander, die doch etwas ganz verschiedenes bedeuten,  $t_m$  die — jedesmal angenommene — Heizgasmitteltemperatur jeder Stufe  $(t_1 - t_2)$ ,  $t'_m$  dagegen die errechnete Heizgasmitteltemperatur zwischen  $t_0$  und  $t_a$ , für die in Wirklichkeit der bekannte Ausdruck besteht:

$$t'_m = t_0 + \frac{t_e - t_a}{\ln \frac{t_e - t_0}{t_a - t_0}}$$

#### Wärmeübertragung durch die Rauchrohr- und Überhitzerheizflächen.

$U$  und  $W$  werden weiterhin vom Verfasser auf alle im Lokomotivkessel vorkommenden Wärmeübertragungen angewandt. So leitet er zur Ermittlung der Wärmeübertragung durch die Rauchrohr- und Überhitzerheizflächen an das Kesselwasser und an den Dampf zunächst einen Ausdruck für  $W$ , das hier mit  $W_m$  bezeichnet sei, ab.  $W_m$  ist nach obiger Definition also diejenige Wärmemenge, die von 1  $\text{kg}$  Heizgas für 1<sup>o</sup> mittleren Temperaturunterschied zwischen den Heizgasen einerseits, dem Kesselwasser und dem Dampf im Überhitzer andererseits an das Kesselwasser und an den Dampf an der Rauchrohr- und an der Überhitzerheizfläche abgegeben wird. Zur Bestimmung von  $W_m$  ist eine Zerlegung der Gesamtwärmeabgabe in die auf die Rauchrohr- und die Überhitzerfläche  $H_1$  und  $H_2$  entfallenden beiden Bestandteile nicht zu umgehen, schon

weil an beiden Flächen verschiedene Temperaturen des aufnehmenden Stoffes Wasser und Dampf bestehen. Demgemäß zerlegt auch der Verfasser  $W_m$  in  $W_1$  und  $W_2$ . Er setzt ohne weiteres

$$W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} \text{ mit } W_1 = \frac{H_1 \cdot k_1}{G}, W_2 = \frac{H_2 \cdot k_2}{G}, \text{ worin } G \text{ die}$$

ganze stündlich durch das ganze Rauchrohrnetz strömende Gasgewichtsmenge in  $\text{kg}$  bedeutet, ohne etwas über die Zulässigkeit und Genauigkeit dieser Setzung zu sagen. Tatsächlich ergibt sich angenähert:

$$W_m \cdot \frac{G}{k_m} = H_1 + H_2 = \frac{G_1}{k_1} \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_{a_1}} \cdot t_{a_1}}{t'_m - t_0} + \frac{G_2}{k_2} \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_{a_2}} \cdot t_{a_2}}{\tau},$$

$$\text{also } W_m = \frac{H_1 + H_2}{G} \cdot k_m = \frac{k_m}{G} \left( \frac{G_1}{k_1} \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_{a_1}} \cdot t_{a_1}}{t'_m - t_0} + \frac{G_2}{k_2} \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_{a_2}} \cdot t_{a_2}}{\tau} \right).$$

In diesen Gleichungen bedeuten:

$G_1$  die  $H_1$  beheizende stündliche Gasmenge,

$G_2$  die  $H_2$  beheizende stündliche Gasmenge,

so daß  $G_1 + G_2 = G$ ,

$k_m$  einen Mittelwert von  $k_1$  und  $k_2$ ,

$t_{a_1}$  und  $t_{a_2}$  gedachte Austrittstemperaturen der Heizgase an der Rauchrohrwand bzw. am Überhitzer, die auftreten würden, wenn  $G_1$  und  $G_2$  voneinander isoliert wären, also kein Wärmeaustausch zwischen ihnen aufträte, was ja in Wirklichkeit nie zutrifft. Die wirklichen Austrittstemperaturen dürften diesen gedachten nahe liegen; sie lassen sich vorläufig rechnerisch wohl kaum genau erfassen,

$t_e$  die Temperatur der Heizgase beim Eintritt in den vom Überhitzer besetzten Teil der Rauchrohre,

$\tau$  den mittleren Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Dampf des Überhitzers.

Wenn der Verfasser an Stelle dieses Ausdrucks ableitet:

$$W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{H_1 \cdot k_1}{G} + \frac{H_2 \cdot k_2}{G} = \frac{c_{m_e} \cdot t_e - c_{m_a} \cdot t_a}{2} \left( \frac{1}{t'_m - t_0} + \frac{1}{\tau} \right),$$

so macht er damit stillschweigend folgende Voraussetzungen:

$$1. G_1 = G_2 = \frac{G}{2}, \text{ also } q_1 = q_2 = \frac{q}{2},$$

$$2. t_{a_1} = t_{a_2} = t_a,$$

$$3. k_1 = k_2 = k_m.$$

Zu 1. In der Ableitung des Verfassers wird diese Voraussetzung verschleiert, indem fälschlich gesetzt wird:

$$\frac{H_1}{q} = U_1 \cdot W_1 \text{ statt } \frac{H_1}{\frac{q}{2}} = U_1 \cdot W_1; \text{ wäre } \frac{H_1}{q} = U_1 \cdot W_1$$

richtig, so würde sich durch Einsetzen des vom Verfasser vorher aufgestellten richtigen Ausdrucks  $U_1 = \frac{1}{k_1 \cdot \frac{q}{G}}$  in  $\frac{H_1}{q} =$

$$= U_1 \cdot W_1 \text{ ergeben: } \frac{H_1}{q} = \frac{1}{k_1 \cdot \frac{q}{G}} \cdot W_1 \text{ oder } W_1 = \frac{H_1}{q} \cdot k_1 \cdot \frac{q}{G} = \frac{H_1 \cdot k_1}{G},$$

während Verfasser  $W_1 = \frac{H_1 \cdot k_1}{G}$  ableitet! Das Verhältnis  $\frac{G_1}{G_2}$

ist vor allem abhängig von der Größe und Form von  $H_1$  und  $H_2$ ;  $G_1 = G_2$  trifft beim Großrohrüberhitzer wohl einigermaßen, beim Kleinrohrüberhitzer aber gar nicht zu; hier dürfte im Mittel etwa  $G_1 = 2 \cdot G_2$  zu rechnen sein.

Zu 2. Die gedachten Temperaturen  $t_{a_1}$  und  $t_{a_2}$  dürften im allgemeinen nicht gleich sein, weil der Wärmeübergang an beiden Heizflächen  $H_1$  und  $H_2$  immer verschieden ist. Nimmt man ein wirkliches über den ganzen Querschnitt gleiches  $t_a$  an, so ist dieses etwa gleich  $\frac{t_{a_1} + t_{a_2}}{2}$  zu setzen. Ob im ganzen

Rauchrohrquerschnitt die gleiche Austrittstemperatur  $t_a$  auftritt, oder tatsächlich ein Unterschied zwischen der Austrittstemperatur der Gase an der Rauchrohrwand und am Überhitzer besteht, hängt ab vom Mafs der Wirbelung, von der Form des freien Gasquerschnitts und von der Gröfse der Differenz  $t_{a_1} - t_{a_2}$ . Diese Frage bedarf noch experimenteller Klärung.

Zu 3).  $k_1 = k_2 = k_m$  ist nie vorhanden, weil das  $\alpha_2$  des Dampfes im Überhitzer stets viel kleiner als das des Wassers im Kessel ist (etwa  $\frac{1}{10}$ ). Der Fehler ist allerdings nicht grofs,  $k_2$  kann ziemlich allgemein etwa  $0,9 k_1$  gesetzt werden.  $k_m$  ist etwa  $= (k_1 + k_2) \frac{1}{2}$  zu setzen.

Die Voraussetzungen 1. und 2. des Verfassers führen zu  $Q_1 = (c_{m_0} \cdot t_0 - c_{m_a} \cdot t_a) \frac{G}{2} = Q_2$ , was in der Folge von ihm nicht beachtet ist, was ja auch durchaus nicht zutrifft. Zur genaueren Bestimmung von  $Q_1$  und  $Q_2$  nach seiner Gleichung sind notwendig die gedachten Temperaturen  $t_{a_1}$  und  $t_{a_2}$  einzuführen.

Die genannten Voraussetzungen hätten wenigstens als solche angegeben werden müssen. Sie werden aber vollkommen stillschweigend gemacht. Ihre Erörterung zeigt, dafs der Ausdruck des Verfassers  $W_m = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{H_1 \cdot k_1}{G} + \frac{H_2 \cdot k_2}{G}$  nur eine grobe Annäherung an die wirklichen Verhältnisse darstellt.

In des Verfassers Ausdruck für  $W_m$  sind nun alle Werte bekannt bis auf  $\tau$ . Zu dessen Bestimmung setzt er  $\tau = t_u$ , der Heifsdampf-temperatur, auf den späteren Beweis der Richtigkeit dieser Gleichsetzung verweisend, ermittelt  $\tau$  aus der bekannten Beziehung:

$$\tau = \frac{t_0 - t_{a_2}}{t_0 - \frac{t_u + t_0}{2}} \cdot \ln \frac{t_u + t_0}{t_{a_2} - \frac{t_u + t_0}{2}} \quad \dots \dots \dots 1)$$

— also unter Annahme einer über die Überhitzerlänge unveränderten mittleren Dampftemperatur —, worin er, wie gesagt,  $t_u = \tau$  und  $t_{a_2} = t_a$  setzt, so dafs dann  $\tau$  nur von  $t_0$  und  $t_a$  abhängig erscheint, und bestimmt so  $W_m$ . Dies  $W_m$  stellt er dann für verschiedenes  $t_0$  in Abhängigkeit von  $t_a$  graphisch dar. Tatsächlich ist aber die Gleichsetzung von  $\tau$  und  $t_u$  vollkommen unbegründet, ist also nach Gleichung 1)  $\tau$  nicht nur von  $t_0$  und  $t_a$ , wie Verfasser behauptet, sondern ausserdem von  $t_u$  abhängig, das noch zu bestimmen ist. Zu dessen Bestimmung steht die weitere Beziehung zur Verfügung:

$$Q_2 = D \cdot c_{m_D} \cdot (t_u - t_0) = (c_{m_e} \cdot t_0 - c_{m_{a_2}} \cdot t_{a_2}) G_2, \dots 2)$$

worin  $D$  die den Überhitzer ständlich durchstreichende Dampfmenge in kg,  $c_{m_D}$  die mittlere spezifische Wärme des Heifsdampfes im Überhitzer bezeichnet,  $c_{m_D}$  sich hinreichend genau schätzen läfst, weil es sich nur wenig mit  $t_a$  ändert. Diese Gleichung zeigt, dafs  $t_a$  bei festliegendem  $t_0$  und  $t_{a_2}$  mafsgebend bestimmt wird durch  $\frac{G_2}{D}$ , derart, dafs  $(t_u - t_0)$  sich annähernd proportional

$\frac{G_2}{D}$  ändert. Man kann also gar nicht allgemein  $W_m$  oder an-

nähernd  $(W_1 + W_2) \frac{1}{2}$  als Funktion von  $t_0$  und  $t_{a_2} \approx t_a$  bestimmen ohne Kenntnis des Verhältnisses  $\frac{G_2}{D}$ , also des Gasgewichts am Überhitzer zum Dampfgewicht im Überhitzer. Da Verfasser dies Verhältnis vollkommen vernachlässigt, stimmt seine Berechnung von  $W_m$  nur für  $\tau = t_u$ , d. h. für ganz bestimmte und mit  $W_m$  veränderliche Verhältnisse  $\frac{G_2}{D}$ , die z. T. weit von den im Lokomotivkessel wirklich vorkommenden abweichen, wie weiter unten gezeigt werden wird.

Zu seinem Irrtum  $\tau = t_u$  kommt der Verfasser auf folgende Weise: Er nimmt in Gleichung 1) ohne weiteres  $t_u$  bei verschiedenem  $t_u$  unveränderlich an, während es sich tatsächlich nach Gleichung 2) ändert und schliesst nun in folgender Weise: Da  $\tau$  für die im Überhitzer ausgetauschte Wärme mafsgebend ist, diese ausgetauschte Wärme bei möglichst kleinem  $H_2$  möglichst grofse Wärmeübertragung bei guter Überhitzung gewährleisten soll und  $\tau$  und  $t_u$  einander (nach Gleichung 1) gegenseitig beeinflussen, so ist gröfstmögliches  $\tau$  bei gröfstmöglichem  $t_u$  anzustreben und das wird nur erreicht bei  $\tau = t_u$ . Dagegen ist zu sagen: Erstens ist nicht  $\tau$ , sondern  $k_2 \cdot \tau$  für die auf  $1 \text{ m}^2$   $H_2$  stündlich ausgetauschte Wärmemenge mafsgebend, — weil  $Q_2 = k_2 \cdot \tau \cdot H_2$  —;  $k_2$  aber ist wesentlich durch die Gasgeschwindigkeit, also  $G_2$  bestimmt. Zweitens kommt es nicht nur auf gröfstmöglichem Wärmeaustausch, sondern auf möglichst grofsen Wärmeaustausch unter nicht allzu hoher Steigerung von  $t_a$  mit Rücksicht auf den mit wachsendem  $t_a$  zunehmenden Abgasverlust an. Drittens sind  $\tau$  und  $t_u$  nur bei unveränderlichen  $t_0$  und  $t_a$  eindeutig durcheinander bestimmt und müfste, damit  $t_a$ , — genauer  $t_{a_2}$  —, unveränderlich bleiben kann, nach Gleichung 2)

$\frac{G_2}{D}$  ungefähr proportional der Überhitzung  $(t_u - t_0)$  zu nehmen, während es in Wirklichkeit ziemlich unverändert bleibt, also  $t_a$  mit wachsendem  $t_u$  sinkt, mithin  $\tau$  und  $t_u$  nicht eindeutig durcheinander bestimmt sind. So ist die Forderung: möglichst grofses  $\tau$  bei möglichst grofsen  $t_u$  nicht haltbar. Selbst wenn man diese Forderung und die feste Abhängigkeit zwischen  $t_u$  und  $\tau$  nach Abb. 2, — einer Wiederholung von Abb. 41 des Verfassers — gelten liesse, könnte man daraus noch nicht schliessen, dafs diese Forderung nur bei  $\tau = t_u$  erfüllt würde. Da nun sowohl jene Forderung unbegründet ist als auch diese feste Abhängigkeit nicht besteht, hat es gar keinen Sinn,  $\tau = t_u$  der weiteren Rechnung zugrunde zu legen, wie Verfasser es tut.

Zu welchen ganz merkwürdigen Beziehungen die Vernachlässigung von  $\frac{G_2}{D}$  und der Veränderlichkeit von  $t_a$  führt, zeigt deutlich Abb. 2. Hier wird  $t_{u_{\max}}$ , d. h. die grösste Überhitzung mit  $\tau = 0$ , also  $Q_2 = 0$ , erreicht und bei  $\tau_{\max}$ , also  $Q_{2_{\max}}$  ist  $t_u = 0$ ! Das kommt daher, dafs dem  $\tau = 0$ ,  $t_u = t_{u_{\max}}$  ein  $D = 0$ , also  $\frac{G_2}{D} = \infty$  entspricht, dem  $\tau = \tau_{\max}$ ,  $t_u = 0$  dagegen ein  $D = \infty$ ,  $\frac{G_2}{D} = 0$ !, also Verhältnisse von  $\frac{G_2}{D}$ , die niemals vorkommen.

Tatsächlich angenähert bestimmen läfst sich  $t_u$  aus der Verbindung von Gleichung 2) mit dem bekannten Ausdruck:

$$H_2 = \frac{G_2}{k_2} \cdot c_m \cdot \ln \frac{t_0 - \frac{t_u + t_0}{2}}{t_{a_2} - \frac{t_u + t_0}{2}}, \dots \dots 3)$$

worin  $c_m$  das arithmetische Mittel der wirklichen spezifischen Wärmen des Heizgases für  $t = t_0$  und für  $t = t_{a_2}$  bedeutet, das

wegen seiner geringen Veränderlichkeit mit  $t$  hinreichend genau geschätzt werden kann. Setzt man in diesen Ausdruck:

$$\frac{t_{ii} + t_o}{2} = \frac{c_m}{c_{mD}} \frac{G_2}{D} \frac{t_o - t_{a_2}}{2} + t_o$$

aus Gleichung 2) ein, so erhält man:

$$H_2 \cdot \frac{k_2}{G_2 \cdot c_m} = \ln \frac{t_o - t_o - \frac{c_m}{c_{mD}} \frac{G_2}{D} \frac{t_o - t_{a_2}}{2}}{t_{a_2} - t_o - \frac{c_m}{c_{mD}} \frac{G_2}{D} \frac{t_o - t_{a_2}}{2}} \quad (4)$$

oder, angenähert, auf dem Boden des Verfassers

$$\frac{1}{c_m} \frac{H_2 \cdot k_2 + H_1 \cdot k_1}{G} = \frac{1}{c_m} \frac{W_1 + W_2}{2} = \ln \frac{t_o - t_o - \frac{c_m}{c_{mD}} \frac{G}{2D} \frac{t_o - t_a}{2}}{t_a - t_o - \frac{c_m}{c_{mD}} \frac{G}{2D} \frac{t_o - t_a}{2}} \quad (4a)$$

Mit diesem Ausdruck 4a) soll hier weitergerechnet werden. Für irgend ein  $G_2 : D$  und  $t_o$  erhält man dann aus 4a)  $t_a$  und weiter durch Einsetzen von diesem in Gleichung 2) unter Gleichsetzen von  $t_{a_2}$  und  $t_a : \dots : t_{ii}$ . Danach ist in Wirklichkeit großes  $t_o$ , großes  $k_2$  und großes  $G_2$  anzustreben, aber zu berücksichtigen, daß Wachsen von  $G_2$  bei gegebener Gesamtgasmenge eine Verminderung der die Verdampfungsheizflächen bestreichenden Gasmenge, mithin der erzeugten Dampfmenge  $D$  und ein geringes Ansteigen von  $t_a$ , also Verringerung des Kesselwirkungsgrades, zur Folge hat. Näher darauf einzugehen, ist hier nicht der Ort.

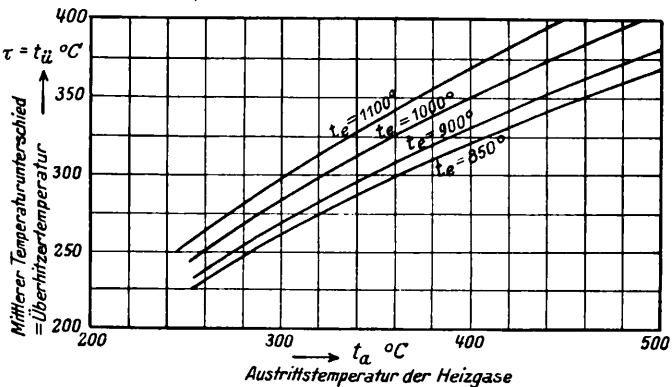


Abb. 3.

Abb. 42 des Verfassers, hier als Abb. 3 wiedergegeben, die  $t_{ii}$  als Funktion von  $t_o$  und  $t_a$  unter der Voraussetzung  $t_{ii} = \tau$  dargestellt, gilt also auch nur für stark veränderliches  $\frac{G_2}{D}$ !

In der folgenden Übersicht 1 sind die einigen zusammengehörigen  $t_o$ -,  $t_a$ - und  $t_{ii}$ -Werten der Abb. 42 (3) entsprechenden Werte von  $\frac{G_2}{D}$  zusammengestellt; dabei ist  $t_o = 190^\circ$  angenommen und  $t_{a_2} = t_a$  gesetzt.

$\frac{G_2}{D}$  schwankt also in sehr starkem Maße und wird bei hohem  $t_{ii}$  sehr groß; es ist nicht richtig, daß die Schaulinien der Abb. 42 erkennen lassen, daß bei gegebenen Eintrittstemperaturen  $t_o$  möglichst hohe Austrittstemperaturen  $t_a$  auf die Höhe der Dampfüberhitzung  $t_{ii}$  von ausschlaggebender Bedeutung sind, sondern die hohe Überhitzung wird bei hoher Austrittstemperatur nur erreicht durch das hohe  $\frac{G_2}{D}$ , z. B.  $t_{ii} = 350^\circ$  bei  $t_o = 900^\circ$ ,  $t_a = 435^\circ$  bei  $\frac{G_2}{D} = 0,80$ , was in Wirklichkeit nie erreicht wird! An sich,

bei unverändertem  $\frac{G_2}{D}$ ,  $t_o$  und  $t_o$  senkt ein Anwachsen der Austrittstemperaturen  $t_a$  die Überhitzungstemperatur  $t_{ii}$ , wie aus Gleichung 2) ohne weiteres hervorgeht. Hiernach ergeben sich z. B. für  $t_o = 900^\circ$  und unverändertes  $\frac{G_2}{D} = 0,46$  die mit  $t'_{ii}$  in der Übersicht 1 bezeichneten Überhitzungstemperaturen.

Übersicht 1.

	$t_{ii}$	250°	300°	325°	350°	400°
$t_o = 900^\circ$	$\left\{ \begin{array}{l} t_a \\ \frac{G_2}{D} \end{array} \right.$	275°	348°	390°	435°	
	$t'_{ii}$	315°	300°	292°	283°	
$t_o = 1000^\circ$	$\left\{ \begin{array}{l} t_a \\ \frac{G_2}{D} \end{array} \right.$	260°	323°	360°	400°	470°
		0,19	0,37	0,49	0,61	0,91
$t_o = 1100^\circ$	$\left\{ \begin{array}{l} t_a \\ \frac{G_2}{D} \end{array} \right.$	245°	304°	338°	372°	450°
		0,16	0,32	0,41	0,51	0,75

Heißdampf temperatur.

Die Folgen dieses Fehlers zeigen sich zunächst bei des Verfassers Ermittlung der Heißdampf temperaturen  $t_{ii}$  für ein gegebenes Rauchrohr mit Überhitzer bei festliegendem  $t_o = 1000^\circ$  und verschiedenem das Rauchrohr stündlich durchstreichenden Gasgewicht  $G$ . Der Verfasser setzt zunächst wieder  $W_m = \frac{1}{G} (H_1 \cdot k_1 + H_2 \cdot k_2)$ , bestimmt dann  $t_{ii}$  aus der oben erwähnten bildlichen Darstellung von  $W_m$  als Funktion von  $t_a$  und schließlich  $t_{ii}$  aus Gleichung 1) mit  $\tau = t_{ii}$  bzw. aus Abb. 3 (42). Da jene bildliche Darstellung von  $W_m$  und Abb. 3 (42) nur für  $\tau = t_{ii}$ , also, wie oben ausgeführt und in Übersicht 1 zahlenmäsig angegeben, nur für ein  $\frac{G}{D}$

bzw.  $G$ , das sich in bestimmtem Zusammenhang mit  $t_o$ ,  $t_a$  und  $t_{ii}$  ändert, gilt, so ist von vornherein nicht zu erwarten, daß diejenigen  $t_a$  und  $t_{ii}$ , die Verfasser für verschiedene willkürliche Annahmen von  $G$  berechnet, richtig sind. Zur Bestimmung der Fehlergröße müssen wir ein Maß von  $D$ , worüber der Verfasser keine Angaben macht, annehmen; und dies  $D$  sei als unveränderlich angesehen. Bei Zugrundelegung der Zahlenwerte des Verfassers für  $G = 2G_2 = 300 \text{ kg/Std.}$  für ein Rauchrohr,  $t_{a_2} = t_a = 371^\circ$ ,  $t_{ii} = 332^\circ$ ,  $t_o = 1000^\circ$  und  $t_o = 190^\circ$  erhält man aus Gleichung 2) ein  $D = 283 \text{ kg/Std.}$  also  $\frac{G_2}{D} = 0,53$ , das als ziemlich normal angesehen werden

kann und der folgenden Rechnung zugrundegelegt werden soll. Nach Gleichung 2) muß nun bei Änderung von  $Q_2$  auf  $Q'_2$ ,  $G_2$  auf  $G'_2$ ,  $D$  auf  $D'$ ,  $t_{ii}$  auf  $t'_{ii}$ ,  $t_a$  auf  $t'_a$  das Verhältnis bestehen:

$$\frac{Q_2}{Q'_2} = \frac{D \cdot c_{mD} (t_{ii} - t_o)}{D' \cdot c'_{mD} (t'_{ii} - t_o)} = \frac{G_2 (c_{m_c} \cdot t_o - c_{m_{a_2}} \cdot t_{a_2})}{G'_2 (c_{m_c} \cdot t_o - c'_{m_{a_2}} \cdot t'_{a_2})}$$

$c_{mD}$  und  $c'_{mD}$  können mit genügender Genauigkeit gleichgesetzt werden. Dann erhält man bei unverändertem stündlichem Dampfgewicht, also  $D = D'$  und Gleichsetzung von  $t_{a_2}$  und  $t'_a$

$$\frac{t_{ii} - t_o}{t'_{ii} - t_o} = \frac{G_2 (c_{m_c} \cdot t_o - c_{m_a} \cdot t_a)}{G'_2 (c_{m_c} \cdot t_o - c'_{m_a} \cdot t'_a)} \quad (5)$$

Somit ergeben sich für unverändertes  $D$  und Anwachsen von

G von 300 kg auf 450 kg für  $t_a$  und  $t_u$  nach Gleichung 4a) und 5) die Werte der Spalten 3 und 4 der folgenden Übersicht 2, denen in den Spalten 5 und 6 die des Verfassers gegenübergestellt sind.

Übersicht 2.

Nr. der Spalte	1	2	3	4	5	6
Bezeichnung	G	$\frac{G_2}{D} = \frac{G}{2D}$	$t_a$	$t_u$	$t_a$	$t_u$
Einheit	kg Std.	—	°C	°C	°C	°C
	300	0,55	385	329	371	332
	350	0,61	393	350	384	340
	400	0,70	402	370	395	346
	450	0,78	411	389	406	352

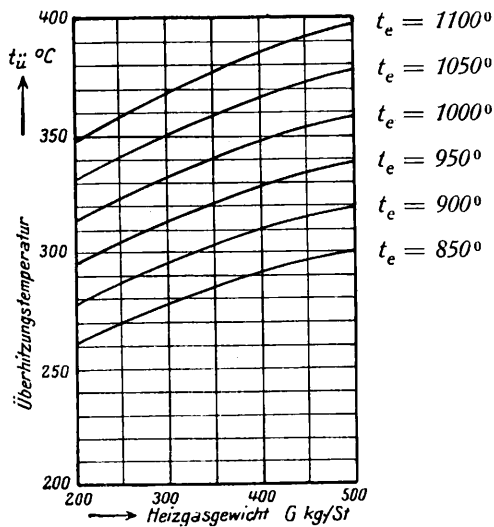


Abb. 4.

Die Steigerung von  $t_u$  ist also erheblich größer als nach der Rechnung des Verfassers. In Wirklichkeit kommen so hohe  $t_u$  nicht vor, weil  $\frac{G_2}{D}$  nicht so hoch steigt, wie hier angegeben, da D bei so starkem Wachsen von G und  $G_2$  auch wächst, während es hier als unveränderlich angesehen ist.

Aus dem gleichen Grunde ist falsch die Abb. 44 des Verfassers, hier wiedergegeben als Abb. 4, in der die  $t_u$  bei verschiedenem  $t_e$  über  $G = 200 \div 500$  kg/Std. für den gleichen Überhitzer aufgetragen sind. Bei jedem G fällt die Änderung von  $t_u$  mit  $t_e$  nach Gleichung 4a) und 5) viel schwächer aus, z. B. ergibt sich bei  $G = 300$  kg/Std. und unveränderlichem D

für ein  $t_e$  von 850°, 900°, 1000°, 1100°  
 etwa ein  $t_u$  von 306°, 314°, 329°, 346°  
 statt 268°, 296°, 332°, 368°;

die einzelnen Kurven liegen also viel dichter übereinander und steigen mit G oder  $G_2$  viel stärker an.

Besonders verhängnisvoll wird die Vernachlässigung des Einflusses von  $\frac{G_2}{D}$  auf  $t_a$  bei des Verfassers Bestimmung der Abhängigkeit der Temperatur  $t_a$  von verschiedenen Rauchrohr- und Überhitzerabmessungen unter Annahme eines unveränderlichen  $\frac{G_2}{D}$  und  $t_e$ . Aus dieser Vernachlässigung erklärt sich zunächst sein Satz: »Besteht keine Möglichkeit genügender Erhöhung von  $t_e$ , so sind zur Erzielung guter Überhitzung entsprechend hohe  $t_a$  anzustreben«. Nein,

Erhöhung von  $t_a$  allein bei vom Verfasser angenommenem unveränderlichem  $\frac{G_2}{D}$  führt nicht zu Erhöhung, sondern zu Erniedrigung von  $t_u$ , was nicht nur ein Blick auf Gleichung 2), sondern auch die einfache Überlegung sagt, da unveränderliches  $t_e$ ,  $\frac{G_2}{D}$  und wachsendes  $t_a$  eine Abnahme von  $Q_2$  bedeutet, also Sinken von  $t_u$  zur Folge haben muß. Nur, wenn das Steigen von  $t_a$  verursacht ist durch Zunahme von  $\frac{G_2}{D}$ , kann es zu Wachsen von  $t_u$  führen, wie wieder Gleichung 2) zusammen mit Gleichung 4a) erkennen läßt.

Verfasser berechnet  $t_a$  und  $t_u$  genau wie oben. Er untersucht unter Nr. 1 zunächst ein Rauchrohr mit Überhitzer, das sich von dem oben behandelten (Übersicht 2) nur durch eine etwas größere Länge, also größere  $H_1$  und  $H_2$  unterscheidet, ermittelt hierfür bei gleichbleibendem  $G = 400$  kg/Std., aber jetzt festgelegtem  $\frac{G_2}{D}$  erheblich kleinere  $t_a$  und  $t_u$  und erklärt das niedrigere  $t_u$  aus dem Sinken von  $t_a$ , also der weiteren Herunterkühlung der Heizgase. Das Sinken von  $t_a$  und  $t_u$  stimmt, es hat aber einen ganz anderen Grund, nämlich den eines sehr viel kleineren Verhältnisses  $\frac{G_2}{D}$ ! Nach Gleichung 2) erhält man für des Verfassers Werte  $t_e = 1000^\circ$ ,  $t_a = 328^\circ$ ,  $t_u = 303^\circ$  ein  $\frac{G_2}{D} = 0,39$ , während dem oben behandelten kürzeren

Rauchrohr nach Übersicht 2 ein  $\frac{G_2}{D}$  von 0,70 zugehörte. Wegen dieser erheblich größeren verhältnismäßigen stündlichen Dampfmenge muß die erreichte Überhitzung stark sinken, nicht wegen, sondern trotz der größeren Heizfläche  $H_2$ . Legt man dieses  $\frac{G_2}{D} = 0,39$  auch den übrigen vier hier vom Verfasser untersuchten Überhitzerformen zugrunde, so erhält man nach Gleichung 2) und 4a) die in Spalten 2 und 3 der folgenden Übersicht 3 angegebenen Werte, denen in Spalte 4 und 5 die

Übersicht 3.

Nr. der Spalte	1	2	3	4	5
Bezeichnung		$t_a$	$t_u$	$t_a$	$t_u$
Einheit		°C	°C	°C	°C
	1	342	301	328	303
	2	355	299	348	317
	3	354	299	346	318
	4	380	294	381	338
	5	396	292	404	351

Werte des Verfassers gegenübergestellt sind. Diese 4 weiter untersuchten Überhitzerformen unterscheiden sich durch folgende Merkmale von der ersten: Nr. 2 ÷ 5 haben Überhitzerrohre von kleinerem Durchmesser d, in Nr. 3 ist außerdem das Überhitzerelement etwas näher an die Rohrwand herangerückt, also etwas länger, bei Nr. 4 ist außer Verkleinerung von d der dritte und vierte Strang des Überhitzerelementes erheblich gekürzt. In Nr. 5 sind außer Verringerung von d Rauchrohr und Überhitzerrohre um das gleiche Maß gekürzt. Durch Verkleinerung von d erhöht man in Nr. 2  $t_a$  von 342° auf 355° und senkt  $t_u$  etwas, von 301° auf 299°, weil  $H_2$  und  $k_2$  sinken, während beim Verfasser  $t_u$  steigen soll infolge von Steigen von  $t_a$ . Dabei ist aber ausdrücklich nach Verfasser vorausgesetzt, daß  $\frac{G_2}{D}$  unverändert bleibt. In Wirklichkeit hat ein

Verkleinern von  $d$  ein Steigen von  $\frac{G_2}{D}$  und damit von  $t_{ii}$  zur Folge. Die Veränderung von Nr. 3 gegenüber 2 hat fast keinen Einfluss auf  $t_{ii}$ . Das Abschneiden des dritten und vierten Strangs von Nr. 4 hat nicht Erhöhung, sondern eine geringe Verminderung von  $t_{ii}$  zur Folge, die sich aus der Verkleinerung von  $H_2$  und  $k_2$  erklärt. Doch ist hier der Zahlenwert von  $t_{ii}$  nicht ganz zuverlässig; in Wirklichkeit dürfte die Abnahme von  $t_{ii}$  noch geringer sein, weil die weggeschnittene Heizfläche weniger wert ist als die stehengebliebene, unter Umständen sogar noch Wärme abgibt. Der Verfasser erklärt das vermeintliche Steigen von  $t_{ii}$  trotz zugegebenen Sinkens von  $k_2$  aus dem Steigen von  $t_a$  bei unverändertem  $\frac{G_2}{D}$ , das gerade ein Sinken

hervorrufen. Das Kürzen der Überhitzerrohre in Nr. 5, also Verkleinerung von  $H_2$ , hat eine Abnahme von  $t_{ii}$  zur Folge bei Steigerung von  $t_a$ . Würde  $t_{ii}$  hier wirklich, nach Verfasser, zunehmen, so würde man im Kürzen der Überhitzerrohre bei gleichbleibendem  $G_2$  und  $D$  und unverändertem  $k_2$ , also Verringerung der Wärmeabgabe an den Überhitzer, ein äußerst wirtschaftliches Mittel zur beliebigen Steigerung der Überhitzung haben, würde um so höheres  $t_{ii}$  bei gleicher Dampfmenge erhalten, je weniger Wärme der Überhitzer aufnimmt!! Der Verfasser sagt in diesem Sinne ausdrücklich: »Mit der Verkürzung der Rohre ist die Überhitzerheizfläche verkleinert worden und gleichzeitig eine Abnahme der übertragenen Wärmemenge eingetreten. Infolge geringerer Wärmeübertragung in den Rohren ist die Austrittstemperatur entsprechend gestiegen und damit auch die Höhe der Dampftemperatur«. Damit werden doch die Dinge auf den Kopf gestellt.

Bei einem späteren Vergleich der Verdampfungs-fähigkeit eines Sattedampf- und eines Heißdampf-kessels mit verschiedenen Überhitzerformen trübt die Vernachlässigung des Verhältnisses  $\frac{G}{D}$  und die Gleichsetzung von  $t_a$  und  $\tau$  für die Berechnung von  $t_a$  und  $t_{ii}$  natürlich das Er-

gebnis der Vergleichsrechnung sehr stark, weil die  $t_a$  und  $t_{ii}$  der Überhitzerkessel falsch werden und damit auch die im ganzen und durch die einzelnen Heizflächen übertragenen stündlichen Wärmemengen. Besonders stark sind die Fehler beim Kleinrohrüberhitzer, weil hier das wirkliche  $\frac{G_2}{D}$  noch sehr

viel mehr von dem — unbewusst — der Rechnung des Verfassers zugrundeliegenden abweicht als beim gewöhnlichen Grosrohrüberhitzer. Dafs im Kleinrohrüberhitzer zwei ganz verschiedene Gasaustrittstemperaturen in den beiden Rauchrohren eines Elementes auftreten, weil der Dampf in ihnen eine ganz verschiedene Temperatur hat, wird durch das Verfahren des Verfassers ebenfalls nicht erfasst. Das  $t_a$  dieses Überhitzers wird daher in Wirklichkeit viel gröfser, als er es berechnet. Nach seiner Berechnung ist die Wärmeübertragung durch die Überhitzerheizfläche beim Kleinrohrüberhitzer etwa 50 % gröfser als beim Grosrohrüberhitzer und trotzdem  $t_{ii}$  bei jenem niedriger als bei diesem, und ist weiter die jedem kg Dampf mitgeteilte Wärmemenge beim Kleinrohrüberhitzer ungefähr doppelt so grofs wie zu dessen Überhitzung erforderlich ist. Nachdem Verfasser die Berechnung von  $t_a$  und  $t_{ii}$  ohne Berücksichtigung von  $\frac{G_2}{D}$  durchgeführt hat, führt er für alle verglichenen Kessel gleiches  $D$  ein, also, da er vorher gleiches  $G$  angenommen hat, gleiches  $\frac{G}{D}$ . Dem entspricht ein ganz bestimmtes  $\frac{G_2}{D}$  der verschiedenen verglichenen Überhitzer, während der Rechnung des Verfassers — allerdings wohl, ohne dafs er es weifs —, infolge der Gleichsetzung von  $\tau$  und  $t_{ii}$  ganz andere weit von der Wirklichkeit abweichende Verhältnisse von  $\frac{G_2}{D}$  zugrunde liegen. Davon abgesehen geht es nicht an, bei einem Kleinrohr- und bei einem Grosrohrüberhitzer  $\frac{G}{D}$  gleich grofs zu nehmen. (Schluss folgt.)

## Über die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlagen von Flachbahnhöfen und Gefällsbahnhöfen.

Von Reichsbahnrat Dr. Ing. Frohne, Dresden.

Hierzu Tafel 27.

(Schluss)

### III. Der Einfluss der Zuglänge auf die Leistungsfähigkeit einer Ablaufanlage.

Bei den in den Abschnitten I und II durchgeführten Untersuchungen wurde, wie dies bei Leistungsberechnungen von Verschiebebahnhöfen im allgemeinen geschieht, mit einer durchschnittlichen Zuglänge von 120 Achsen gerechnet. Die ablaufenden Züge haben nun jedoch durchaus nicht immer eine durchschnittliche Länge von 120 Achsen, sondern sind im wesentlichen kürzer. Nach der Wirtschaftsstatistik der Verschiebebahnhöfe beträgt die durchschnittliche Stärke der Ausgangszüge 76 Achsen. Berücksichtigt man, dafs auf den meisten Bahnhöfen die Packmeisterwagen und dringende Spitzwagen nicht mit über den Ablaufberg gehen, so wird man die durchschnittliche Stärke der Ablaufzüge zu etwa 75 Achsen annehmen können.

Die Länge ablaufender Züge hat auf die Leistungsfähigkeit einer Ablaufanlage einen doppelten Einfluss. Einmal wird bei kurzen Zügen die Zahl der Zwischenzeiten gröfser, zum anderen haben nach eingehenden Untersuchungen kurze Züge unter sonst gleichen Voraussetzungen eine gröfsere durchschnittliche Achsfolgezeit im Ablauf als längere Züge, weil die bei jedem Ablauf eintretenden Anfangszeitverluste für Ingangbringen des Zuges sich auf weniger Achsen verteilen als bei stärkeren Zügen. Die hierüber durchgeführten Untersuchungen sollen jedoch im

Rahmen dieser Arbeit nicht näher behandelt werden, da sie die Gesamtleistungsfähigkeit einer Ablaufanlage nicht in dem Umfange beeinflussen wie die Häufung der Zwischenzeiten.

Da die durchschnittliche Länge der ablaufenden Züge auf den verschiedenen Bahnhöfen verschieden ist, wurde in Zusammenstellung 4a) bis e) die Leistungsfähigkeit einer Ablaufanlage bei

- |    |      |       |         |       |
|----|------|-------|---------|-------|
| a) | 75   | Wagen | starken | Zügen |
| b) | 60   | »     | »       | »     |
| c) | 45   | »     | »       | »     |
| d) | 37,5 | »     | »       | »     |
| e) | 30   | »     | »       | »     |

errechnet, und zwar für Zuführungsgeschwindigkeiten von 0,3 bis 2,0 m/Sek., Zwischenzeiten von 0 bis 15 Min. und Annahme einer durchschnittlichen Wagenlänge von 9,50 m. Die errechneten Werte sind in den Abb. 1 bis 5 auf Taf. 27 zeichnerisch dargestellt.

Es zeigt sich, dafs die Leistungskurven bei den starken Zügen (75 Wagen) einen viel flacheren Verlauf haben als bei den schwächeren Zügen (z. B. 30 Wagen). Je kürzer also die Züge sind, um so mehr werden Bestrebungen vorhanden sein, die Zuführungsgeschwindigkeit und damit das ganze Arbeitstempo bei der Zugzerlegung zu steigern, da schon eine Erhöhung der Zuführungsgeschwindigkeit um  $\frac{1}{10}$  m/Sek. eine merkbare Leistungssteigerung bringt.

Zusammenstellung 4. Stündliche Leistungsfähigkeit

a) Zugstärke = 75 Wagen (Abb. 1. Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sec.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1																			
2	Ablaufdauer in Minuten Zwischenzeiten in Minuten	39,58	29,69	23,75	19,79	16,96	14,84	13,19	11,88	10,80	9,90	9,13	8,48	7,92	7,42	6,98	6,60	6,25	5,94
3	0	1,52	2,02	2,53	3,03	3,54	4,04	4,55	5,05	5,56	6,06	6,57	7,08	7,58	8,09	8,60	9,09	9,60	10,10
4	1	1,48	1,96	2,42	2,89	3,34	3,79	4,23	4,66	5,08	5,50	5,92	6,33	6,73	7,13	7,52	7,89	8,28	8,65
5	2	1,44	1,89	2,33	2,75	3,16	3,56	3,95	4,32	4,69	5,04	5,39	5,73	6,05	6,37	6,68	6,98	7,27	7,56
6	3	1,41	1,84	2,24	2,63	3,01	3,36	3,71	4,03	4,35	4,65	4,95	5,23	5,49	5,76	6,01	6,25	6,49	6,71
7	4	1,38	1,78	2,16	2,52	2,86	3,18	3,49	3,78	4,05	4,32	4,57	4,81	5,03	5,25	5,46	5,66	5,85	6,04
8	5	1,35	1,73	2,09	2,42	2,73	3,02	3,30	3,55	3,80	4,03	4,25	4,45	4,64	4,83	5,01	5,17	5,33	5,48
9	6	1,32	1,68	2,02	2,33	2,61	2,88	3,13	3,36	3,57	3,77	3,97	4,14	4,31	4,47	4,62	4,76	4,90	5,03
10	7	1,29	1,64	1,95	2,24	2,50	2,75	2,97	3,18	3,37	3,55	3,72	3,88	4,02	4,16	4,29	4,41	4,53	4,64
11	8	1,26	1,59	1,89	2,16	2,40	2,63	2,83	3,02	3,19	3,35	3,50	3,64	3,77	3,89	4,01	4,11	4,21	4,30
12	9	1,24	1,55	1,83	2,08	2,31	2,52	2,70	2,87	3,03	3,17	3,31	3,43	3,55	3,65	3,75	3,85	3,93	4,02
13	10	1,21	1,51	1,78	2,01	2,23	2,42	2,59	2,74	2,88	3,02	3,14	3,25	3,35	3,44	3,53	3,61	3,69	3,76
14	11	1,19	1,47	1,73	1,95	2,15	2,32	2,48	2,62	2,75	2,87	2,98	3,08	3,17	3,26	3,34	3,41	3,48	3,54
15	12	1,16	1,44	1,68	1,89	2,07	2,24	2,38	2,51	2,63	2,74	2,84	2,93	3,01	3,09	3,16	3,23	3,29	3,34
16	13	1,14	1,41	1,63	1,83	2,00	2,16	2,29	2,41	2,52	2,62	2,71	2,79	2,87	2,94	3,00	3,06	3,12	3,17
17	14	1,12	1,37	1,59	1,78	1,94	2,08	2,21	2,32	2,42	2,51	2,59	2,67	2,74	2,80	2,86	2,91	2,96	3,01
18	15	1,10	1,34	1,55	1,72	1,88	2,01	2,13	2,23	2,33	2,41	2,49	2,56	2,62	2,68	2,73	2,78	2,82	2,87

b) Zugstärke = 60 Wagen. (Abb. 2. Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sec.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1																			
2	Ablaufdauer in Minuten Zwischenzeiten in Minuten	31,67	23,75	19,00	15,83	13,57	11,88	10,56	9,50	8,64	7,92	7,31	6,79	6,33	5,94	5,59	5,28	5,00	4,75
3	0	1,89	2,53	3,16	3,79	4,42	5,05	5,68	6,32	6,94	7,58	8,21	8,84	9,48	10,10	10,73	11,36	12,00	12,63
4	1	1,84	2,42	3,00	3,57	4,12	4,66	5,19	5,71	6,22	6,73	7,22	7,70	8,19	8,65	9,10	9,55	10,00	10,43
5	2	1,78	2,33	2,86	3,37	3,85	4,32	4,78	5,22	5,64	6,05	6,44	6,83	7,20	7,56	7,91	8,24	8,57	8,89
6	3	1,73	2,24	2,73	3,19	3,62	4,03	4,42	4,80	5,15	5,49	5,82	6,13	6,43	6,71	6,98	7,25	7,50	7,74
7	4	1,68	2,16	2,61	3,03	3,41	3,78	4,12	4,44	4,75	5,03	5,31	5,56	5,81	6,04	6,26	6,47	6,67	6,86
8	5	1,64	2,09	2,50	2,88	3,23	3,55	3,86	4,14	4,40	4,64	4,87	5,09	5,30	5,48	5,67	5,84	6,00	6,15
9	6	1,59	2,02	2,40	2,75	3,07	3,36	3,62	3,87	4,10	4,31	4,51	4,69	4,87	5,03	5,18	5,32	5,45	5,58
10	7	1,55	1,95	2,31	2,63	2,92	3,18	3,42	3,64	3,84	4,02	4,19	4,35	4,50	4,64	4,77	4,89	5,00	5,11
11	8	1,51	1,89	2,22	2,52	2,78	3,02	3,23	3,43	3,61	3,77	3,92	4,06	4,19	4,30	4,42	4,52	4,62	4,71
12	9	1,48	1,83	2,14	2,42	2,66	2,87	3,07	3,24	3,40	3,55	3,68	3,80	3,91	4,02	4,11	4,20	4,29	4,36
13	10	1,44	1,78	2,07	2,32	2,55	2,74	2,92	3,08	3,22	3,35	3,47	3,57	3,67	3,76	3,85	3,93	4,00	4,07
14	11	1,41	1,73	2,00	2,24	2,44	2,62	2,78	2,93	3,05	3,17	3,28	3,37	3,46	3,54	3,62	3,69	3,75	3,81
15	12	1,37	1,68	1,94	2,16	2,35	2,51	2,66	2,79	2,91	3,01	3,11	3,19	3,27	3,34	3,41	3,47	3,53	3,58
16	13	1,34	1,63	1,88	2,08	2,26	2,41	2,55	2,67	2,77	2,87	2,95	3,03	3,10	3,17	3,23	3,28	3,33	3,38
17	14	1,31	1,59	1,82	2,01	2,18	2,32	2,44	2,55	2,65	2,74	2,82	2,89	2,95	3,01	3,06	3,11	3,16	3,20
18	15	1,29	1,55	1,76	1,95	2,10	2,23	2,35	2,45	2,54	2,62	2,69	2,75	2,81	2,87	2,91	2,96	3,00	3,04

c) Zugstärke = 45 Wagen (Abb. 3. Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sec.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1																			
2	Zwischenzeiten in Minuten Ablaufdauer in Minuten	23,68	17,81	14,25	11,88	10,18	8,91	7,92	7,13	6,48	5,94	5,48	5,09	4,75	4,45	4,19	3,96	3,75	3,56
3	0	2,53	3,37	4,21	5,05	5,89	6,73	7,58	8,42	9,26	10,10	10,95	11,79	12,63	13,48	14,32	15,15	16,00	16,85
4	1	2,43	3,19	3,93	4,66	5,37	6,05	6,73	7,38	8,02	8,65	9,26	9,85	10,43	11,01	11,56	12,10	12,63	13,16
5	2	2,34	3,03	3,69	4,32	4,93	5,50	6,05	6,57	7,08	7,56	8,02	8,46	8,89	9,30	9,69	10,07	10,43	10,79
6	3	2,25	2,88	3,48	4,03	4,55	5,04	5,49	5,92	6,33	6,71	7,08	7,42	7,74	8,05	8,34	8,62	8,89	9,15
7	4	2,17	2,75	3,29	3,78	4,23	4,65	5,03	5,39	5,73	6,04	6,33	6,60	6,86	7,10	7,33	7,54	7,74	7,94
8	5	2,09	2,63	3,12	3,55	3,95	4,31	4,64	4,95	5,23	5,48	5,73	5,95	6,15	6,35	6,53	6,70	6,86	7,01
9	6	2,02	2,52	2,96	3,36	3,71	4,02	4,31	4,57	4,81	5,03	5,23	5,41	5,58	5,74	5,89	6,02	6,15	6,28
10	7	1,96	2,42	2,82	3,18	3,49	3,77	4,02	4,25	4,45	4,64	4,81	4,96	5,11	5,24	5,36	5,47	5,58	5,68
11	8	1,89	2,32	2,70	3,02	3,30	3,55	3,77	3,97	4,14	4,30	4,45	4,58	4,71	4,82	4,92	5,02	5,11	5,19
12	9	1,84	2,24	2,58	2,87	3,13	3,35	3,55	3,72	3,88	4,02	4,14	4,26	4,36	4,46	4,55	4,63	4,71	4,78
13	10	1,78	2,16	2,47	2,74	2,97	3,17	3,35	3,50	3,64	3,76	3,88	3,98	4,07	4,15	4,23	4,30	4,36	4,42
14	11	1,73	2,08	2,38	2,62	2,83	3,01	3,17	3,31	3,43	3,54	3,64	3,73	3,81	3,88	3,95	4,01	4,07	4,12
15	12	1,68	2,01	2,29	2,51	2,71	2,87	3,01	3,14	3,25	3,34	3,43	3,51	3,58	3,65	3,71	3,76	3,81	3,86
16	13	1,64	1,95	2,20	2,41	2,59	2,74	2,87	2,98	3,08	3,17	3,25	3,32	3,38	3,44	3,49	3,54	3,58	3,62
17	14	1,59	1,89	2,12	2,32	2,48	2,62	2,74	2,84	2,93	3,01	3,08	3,14	3,20	3,25	3,30	3,34	3,38	3,42
18	15	1,55	1,83	2,05	2,23	2,38	2,51	2,62	2,71	2,79	2,87	2,93	2,99	3,04	3,08	3,13	3,16	3,20	3,23



einer Ablaufanlage (in Zügen) bei verschiedenen Zugstärken.

d) Zugstärke = 37.5 Wagen (Abb. 4, Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungsgeschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1	Ablaufdauer in Minuten	19,79	14,84	11,88	9,90	8,48	7,42	6,60	5,94	5,40	4,95	4,57	4,24	3,96	3,71	3,49	3,30	3,13	2,97
2	Zwischenzeiten in Minuten																		
3	0	3,03	4,04	5,05	6,06	7,08	8,09	9,09	10,10	11,11	12,12	13,13	14,15	15,15	16,17	17,19	18,18	19,17	20,50
4	1	2,89	3,79	4,66	5,50	6,33	7,13	7,89	8,65	9,38	10,08	10,77	11,45	12,10	12,74	13,36	13,95	14,53	15,11
5	2	2,75	3,56	4,32	5,04	5,73	6,37	6,98	7,56	8,11	8,63	9,13	9,62	10,07	10,51	10,93	11,32	11,70	12,07
6	3	2,63	3,36	4,03	4,65	5,23	5,76	6,25	6,71	7,14	7,55	7,93	8,29	8,62	8,94	9,24	9,52	9,79	10,05
7	4	2,52	3,18	3,78	4,32	4,81	5,25	5,66	6,04	6,38	6,70	7,00	7,28	7,54	7,78	8,01	8,22	8,42	8,61
8	5	2,42	3,02	3,55	4,03	4,45	4,83	5,17	5,48	5,77	6,03	6,27	6,49	6,70	6,89	7,07	7,23	7,38	7,53
9	6	2,33	2,88	3,36	3,77	4,14	4,47	4,76	5,03	5,26	5,48	5,68	5,86	6,02	6,18	6,32	6,45	6,57	6,69
10	7	2,24	2,75	3,18	3,55	3,88	4,16	4,41	4,64	4,84	5,02	5,19	5,34	5,47	5,60	5,72	5,83	5,92	6,02
11	8	2,16	2,63	3,02	3,35	3,64	3,89	4,11	4,30	4,48	4,63	4,77	4,90	5,02	5,12	5,22	5,31	5,39	5,47
12	9	2,08	2,52	2,87	3,17	3,43	3,65	3,85	4,02	4,17	4,30	4,42	4,53	4,63	4,72	4,80	4,88	4,95	5,01
13	10	2,01	2,42	2,74	3,02	3,25	3,44	3,61	3,76	3,90	4,01	4,12	4,21	4,30	4,38	4,45	4,51	4,57	4,63
14	11	1,95	2,32	2,62	2,87	3,08	3,26	3,41	3,54	3,66	3,76	3,85	3,94	4,01	4,08	4,14	4,20	4,25	4,29
15	12	1,89	2,24	2,51	2,74	2,93	3,09	3,23	3,34	3,45	3,54	3,62	3,69	3,76	3,82	3,87	3,92	3,97	4,01
16	13	1,83	2,16	2,41	2,62	2,79	2,94	3,06	3,17	3,26	3,34	3,41	3,48	3,54	3,59	3,64	3,68	3,72	3,76
17	14	1,78	2,08	2,32	2,51	2,67	2,80	2,91	3,01	3,09	3,17	3,23	3,29	3,34	3,39	3,43	3,47	3,50	3,54
18	15	1,72	2,01	2,23	2,41	2,56	2,68	2,78	2,87	2,94	3,01	3,06	3,12	3,16	3,21	3,24	3,28	3,31	3,34

e) Zugstärke = 30 Wagen (Abb. 5, Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungsgeschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1	Ablaufdauer in Minuten	15,83	11,88	9,50	7,92	6,79	5,94	5,28	4,75	4,32	3,96	3,65	3,39	3,17	2,97	2,79	2,64	2,50	2,38
2	Zwischenzeiten in Minuten																		
3	0	3,79	5,05	6,32	7,58	8,84	10,10	11,36	12,63	13,89	15,15	16,44	17,70	18,93	20,20	21,51	22,73	24,00	25,21
4	1	3,57	4,66	5,71	6,73	7,70	8,65	9,55	10,43	11,28	12,10	12,90	13,67	14,39	15,11	15,83	16,48	17,14	17,75
5	2	3,37	4,32	5,22	6,05	6,83	7,56	8,24	8,89	9,49	10,07	10,62	11,13	11,61	12,07	12,53	12,93	13,33	13,70
6	3	3,19	4,03	4,80	5,49	6,13	6,71	7,25	7,74	8,20	8,62	9,02	9,39	9,72	10,05	10,36	10,64	10,91	11,15
7	4	3,03	3,78	4,44	5,03	5,56	6,04	6,47	6,86	7,21	7,54	7,84	8,12	8,37	8,61	8,84	9,04	9,23	9,40
8	5	2,88	3,55	4,14	4,64	5,09	5,48	5,84	6,15	6,44	6,70	6,94	7,15	7,34	7,53	7,70	7,85	8,00	8,13
9	6	2,75	3,36	3,87	4,31	4,69	5,03	5,32	5,58	5,81	6,02	6,22	6,39	6,54	6,69	6,83	6,94	7,06	7,16
10	7	2,63	3,18	3,64	4,02	4,35	4,64	4,89	5,11	5,30	5,47	5,63	5,77	5,90	6,02	6,13	6,22	6,32	6,40
11	8	2,52	3,02	3,43	3,77	4,06	4,30	4,52	4,71	4,87	5,02	5,15	5,27	5,37	5,47	5,56	5,64	5,71	5,78
12	9	2,42	2,87	3,24	3,55	3,80	4,02	4,20	4,36	4,50	4,63	4,74	4,84	4,93	5,01	5,09	5,15	5,22	5,27
13	10	2,32	2,74	3,08	3,35	3,57	3,76	3,93	4,07	4,19	4,30	4,40	4,48	4,56	4,63	4,69	4,75	4,80	4,85
14	11	2,24	2,62	2,93	3,17	3,37	3,54	3,69	3,81	3,92	4,01	4,10	4,17	4,23	4,29	4,35	4,40	4,44	4,48
15	12	2,16	2,51	2,79	3,01	3,19	3,34	3,47	3,58	3,68	3,76	3,83	3,90	3,96	4,01	4,06	4,10	4,14	4,17
16	13	2,08	2,41	2,67	2,87	3,03	3,17	3,28	3,38	3,46	3,54	3,60	3,66	3,71	3,76	3,80	3,84	3,87	3,90
17	14	2,01	2,32	2,55	2,74	2,89	3,01	3,11	3,20	3,28	3,34	3,40	3,45	3,49	3,54	3,57	3,61	3,64	3,66
18	15	1,95	2,23	2,45	2,62	2,75	2,87	2,96	3,04	3,11	3,16	3,22	3,26	3,30	3,34	3,37	3,40	3,43	3,45

Die Abb. 1 bis 5 auf Taf. 27 bieten ferner die Möglichkeit, für einen geplanten Bahnhof die durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit zu ermitteln, wenn die Zahl und Stärke der stündlich zu verarbeitenden Züge und die voraussichtliche Größe der Zwischenzeit (aus Grundrissanordnung a) oder b) in Abschnitt II und Zahl der einzusetzenden Druckmaschinen) feststeht. Aus der notwendigen Zuführungsgeschwindigkeit können dann alle weiteren Entscheidungen über Wahl der Ablauframpe, Zahl und Art der Gleisbremsen, Automatisierung der Verteilungswweichen u. dergl. mehr getroffen werden.

Für die Gesamtbeurteilung der angeschnittenen Fragen reicht jedoch die Angabe der Leistungsfähigkeit in Zügen (Zusammenstellung 4 und Abb. 1 bis 5 auf Taf. 27) nicht aus. Hierzu ist es erforderlich, wieder auf die Wagenzahl zurückzugehen. Zu diesem Zwecke sind in den Zusammenstellungen 5a) bis e) die Leistungen in Wagen errechnet und in den Abb. 6 bis 10 auf Taf. 27 zeichnerisch dargestellt.

Ein Vergleich der Abbildungen zeigt, daß die stündliche Leistungsfähigkeit einer Ablaufanlage in Wagen von der Zuglänge dann unabhängig ist, wenn die Zwischenzeit zwischen zwei Ablaufzügen = 0 ist. Der Einfluß der Zuglänge wirkt sich jedoch immer stärker aus, je größer die Zwischenzeiten sind, wie aus Textabb. 12, Seite 262, zu ersehen ist. Während

z. B. unter Annahme einer Zwischenzeit von 5 Min. bei einer Zugstärke von

75 Wagen etwa 227 Wagen
ablaufen, sinkt die Leistung bei Zügen von
60 Wagen auf 213 Wagen
45 " " 194 "
37,5 " " 181 "
30 " " 164 "

Das Ergebnis dieses Abschnittes kann wie folgt zusammengefaßt werden:

Die Zahl der auf einer Ablaufanlage in 1 Std. ablaufenden Züge wird größer, je kürzer die Züge sind; die Leistungsfähigkeit in Wagen sinkt jedoch mit Abnahme der Zugstärke. Die Unterschiede in den Zugstärken sind bei kleinen Zwischenzeiten nur von geringem Einfluß, sie wachsen mit zunehmenden Zwischenzeiten stark an.

#### IV. Der Einfluß der Unterbrechungen auf die Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen.

Die Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen wird gewöhnlich unter der Annahme ermittelt, daß vier Stunden eines Tages auf unvermeidbare Unterbrechungen des Ablaufs und auf die notwendigen Unterhaltungsarbeiten am Oberbau und an den

Zusammenstellung 5: Stündliche Leistungsfähigkeit

a) Zugstärke = 75 Wagen (Abb. 6, Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
1																				
2	Ablaufdauer } Zwischenzeiten in Minuten	39,58	29,69	23,75	19,79	16,96	14,84	13,19	11,88	10,80	9,90	9,13	8,48	7,92	7,42	6,98	6,60	6,25	5,94	
3	0	114	152	190	227	265	303	341	379	417	455	493	531	568	606	645	682	720	758	
4	1	111	147	182	217	251	284	317	350	381	413	444	475	505	535	564	592	621	649	
5	2	108	142	175	206	237	267	296	324	352	378	404	430	454	478	501	524	545	567	
6	3	106	138	168	197	226	252	278	302	326	349	371	392	412	432	451	469	487	503	
7	4	104	134	162	189	215	239	262	284	304	324	343	361	377	394	410	425	439	453	
8	5	101	130	157	182	205	227	248	266	285	302	319	334	348	362	376	388	400	411	
9	6	99	126	151	175	196	216	235	252	268	283	298	311	323	335	347	357	368	377	
10	7	97	123	146	168	188	206	223	239	253	266	279	291	302	312	322	331	340	348	
11	8	95	119	142	162	180	197	212	227	239	251	263	273	283	292	301	308	316	323	
12	9	93	116	137	156	173	189	203	215	227	238	248	257	266	274	281	289	294	302	
13	10	91	113	134	151	167	182	194	206	216	228	236	244	251	258	265	271	277	282	
14	11	89	110	130	146	161	174	186	197	206	215	224	231	238	245	251	256	261	266	
15	12	87	108	126	142	155	168	179	188	197	206	213	220	226	232	237	242	247	251	
16	13	86	106	122	137	150	162	172	181	189	197	203	209	215	221	225	230	234	238	
17	14	84	103	119	134	146	156	166	174	182	188	194	200	206	210	215	218	222	226	
18	15	83	101	116	129	141	151	160	167	175	181	187	192	197	201	205	209	212	215	

b) Zugstärke = 60 Wagen (Abb. 7, Taf. 27)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
1																				
2	Ablaufdauer } Zwischenzeiten in Minuten	31,67	23,75	19,00	15,83	13,57	11,88	10,56	9,50	8,64	7,92	7,31	6,79	6,33	5,94	5,59	5,28	5,00	4,75	
3	0	114	152	190	227	265	303	341	379	417	455	493	531	568	606	645	682	720	758	
4	1	110	145	180	214	247	280	311	343	373	404	433	462	491	519	546	573	600	626	
5	2	107	140	172	202	231	259	287	313	338	363	386	410	432	454	475	494	514	533	
6	3	104	134	164	191	217	242	265	288	309	329	349	368	386	403	419	435	450	464	
7	4	101	130	157	182	205	227	247	266	285	302	319	334	349	362	376	388	400	412	
8	5	98	125	150	173	194	213	232	248	264	278	292	305	318	329	340	350	360	369	
9	6	95	121	144	165	184	202	217	232	246	259	271	281	292	302	311	319	327	335	
10	7	93	117	139	158	175	191	205	218	230	241	251	261	270	278	286	293	300	307	
11	8	91	113	133	151	167	181	194	206	217	226	235	244	251	258	265	271	277	283	
12	9	89	110	128	145	160	172	184	194	204	213	221	228	235	241	247	252	257	262	
13	10	86	107	124	139	153	164	175	185	193	201	208	214	220	226	231	236	240	244	
14	11	84	104	120	134	146	156	166	174	181	187	193	199	204	209	214	218	222	225	
15	12	82	101	116	129	141	151	160	167	175	181	187	192	197	201	205	208	212	215	
16	13	80	98	113	125	136	145	153	160	166	172	177	182	186	190	194	197	200	203	
17	14	78	95	109	121	131	139	146	153	159	164	169	173	177	181	184	187	190	192	
18	15	77	93	106	117	126	134	141	147	152	157	161	165	169	172	175	178	180	182	

c) Zugstärke = 45 Wagen (Abb. 8, Taf. 27)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Lfd. Nr.	Zuführungs- geschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	
1																				
2	Ablaufdauer } Zwischenzeiten in Minuten	23,68	17,84	14,25	11,38	10,18	8,91	7,92	7,13	6,48	5,94	5,48	5,09	4,75	4,45	4,19	3,96	3,75	3,56	
3	0	114	152	190	227	265	303	341	379	417	455	493	531	568	606	645	682	720	758	
4	1	109	141	171	200	229	257	285	322	361	389	417	445	473	501	529	557	585	613	
5	2	105	136	166	194	222	248	272	296	319	340	361	381	400	419	436	453	469	486	
6	3	101	130	157	182	205	227	247	266	285	302	319	334	349	362	376	388	400	411	
7	4	98	125	150	173	194	213	232	248	264	278	292	305	318	329	340	350	360	369	
8	5	94	118	140	160	178	194	209	223	235	247	258	268	277	286	294	301	308	314	
9	6	91	113	133	151	167	181	194	206	217	226	235	244	251	258	265	271	277	283	
10	7	88	109	127	143	157	170	181	191	200	209	217	225	232	238	244	249	254	259	
11	8	85	104	122	138	151	164	175	185	193	201	208	214	220	226	231	236	240	244	
12	9	83	101	116	129	141	151	160	167	175	181	187	192	197	201	205	208	212	215	
13	10	80	97	111	123	134	143	151	158	164	169	173	177	181	184	187	190	192	194	
14	11	78	94	107	119	129	138	145	151	156	160	164	167	170	173	175	178	180	182	
15	12	76	91	103	114	123	131	138	143	147	150	153	156	158	161	163	165	167	169	
16	13	74	88	99	109	117	124	130	134	137	140	142	144	146	148	150	151	152	153	
17	14	72	85	95	104	111	118	123	126	129	131	133	134	135	136	137	138	139	140	
18	15	70	82	92	100	107	113	118	121	123	125	126	127	128	129	130	131	132	133	

einer Ablaufanlage (in Wagen) bei verschiedenen Zugstärken.

d) Zugstärke = 37,5 Wagen (Abb. 9, Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungsgeschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1	Ablaufdauer in Minuten	19,79	14,84	11,88	9,90	8,48	7,42	6,60	5,94	5,40	4,95	4,57	4,24	3,96	3,71	3,49	3,30	3,13	2,97
2	Zwischenzeiten in Minuten																		
3	0	114	152	190	227	265	303	341	379	417	455	493	531	568	606	645	682	720	758
4	1	109	142	175	206	237	267	296	324	352	378	404	429	453	478	501	523	545	567
5	2	103	134	162	189	215	238	262	284	304	324	342	361	378	394	410	425	439	453
6	3	99	126	151	174	196	216	234	252	268	283	297	311	323	335	347	357	367	377
7	4	95	119	142	162	180	197	212	227	239	251	263	273	283	292	300	308	316	323
8	5	91	113	133	151	167	181	194	206	216	226	235	243	251	258	265	271	277	282
9	6	87	108	126	141	155	168	179	189	197	206	213	220	226	232	237	242	246	251
10	7	84	103	119	133	145	156	165	174	182	188	195	200	205	210	215	219	222	226
11	8	81	99	113	126	136	146	154	161	168	174	179	184	188	192	196	199	202	205
12	9	78	95	108	119	129	137	144	151	157	161	166	170	174	177	180	183	186	188
13	10	75	91	103	113	122	129	135	141	146	150	155	158	161	164	167	169	171	174
14	11	73	87	98	108	116	122	128	133	137	141	144	148	150	153	155	158	159	161
15	12	71	84	94	103	110	116	121	125	129	133	136	138	141	143	145	147	149	150
16	13	69	81	90	98	105	110	115	119	122	125	128	131	133	135	137	138	140	141
17	14	67	78	87	94	100	105	109	113	116	119	121	123	125	127	129	130	131	133
18	15	65	75	84	90	96	101	104	108	110	113	115	117	119	120	122	123	124	125

e) Zugstärke = 30 Wagen (Abb. 10, Taf. 27).

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Lfd. Nr.	Zuführungsgeschwindigkeit in m/Sek.	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
1	Ablaufdauer in Minuten	15,83	11,88	9,50	7,92	6,79	5,94	5,28	4,75	4,32	3,96	3,65	3,39	3,17	2,97	2,79	2,64	2,50	2,38
2	Zwischenzeiten in Minuten																		
3	0	114	152	190	227	265	303	341	379	417	455	493	531	568	606	645	682	720	758
4	1	107	140	171	202	231	260	287	313	338	363	387	410	432	453	475	494	514	533
5	2	101	130	157	182	205	227	247	267	285	302	319	334	348	362	376	388	400	411
6	3	96	121	144	165	184	201	218	232	246	259	271	282	292	302	311	319	327	335
7	4	91	113	133	151	167	181	194	206	216	226	235	244	251	258	265	271	277	282
8	5	86	107	124	139	153	164	175	185	193	201	208	215	220	226	231	236	240	244
9	6	83	101	116	129	141	151	160	167	174	181	187	192	196	201	205	208	212	215
10	7	79	95	109	121	131	139	147	153	159	164	169	173	177	181	184	187	190	192
11	8	76	91	103	113	122	129	136	141	146	151	155	158	161	164	167	169	171	173
12	9	73	86	97	107	114	121	126	131	135	139	142	145	148	150	153	155	157	158
13	10	70	82	92	101	107	113	118	122	126	129	132	134	137	139	141	143	144	146
14	11	67	79	88	95	101	106	111	114	118	120	123	125	127	129	131	132	133	134
15	12	65	75	84	90	96	100	104	107	110	113	115	117	119	120	122	123	124	125
16	13	62	72	80	86	91	95	98	101	104	106	108	110	111	113	114	115	116	117
17	14	60	70	77	82	87	90	93	96	98	100	102	104	105	106	107	108	109	110
18	15	59	67	74	79	83	86	89	91	93	95	97	98	99	100	101	102	103	104

Sicherungseinrichtungen gerechnet werden. Vergleicht man diese Annahme mit den z. Zt. praktisch tatsächlich vorkommenden Verhältnissen, so wird man finden, daß zu günstig gerechnet ist.

In bezug auf den Ablauf kann man die 24 Stunden eines Arbeitstages in folgende Zeitgruppen einteilen:

- reine Ablaufzeit von ganzen Zügen oder einzelnen Wagen,
- unvermeidbare Zwischenzeiten zwischen zwei Abläufen,
- unvermeidbare Unterbrechungen des Ablaufs,
- vermeidbare Unterbrechungen des Ablaufs,
- Pausen aus besonderen Ursachen und
- Pausen wegen mangelnden Zulaufs.

Zu a) und b). Die Fragen des Zugablaufs und der Zwischenzeiten sind in den Abschnitten I bis III behandelt worden.

Zu c). Als unvermeidbare Unterbrechungen des Ablaufs sind folgende anzusehen:

- |   |                      |
|---|----------------------|
| auf Flachbahnhöfen  | auf Gefällsbahnhöfen |
| 1. Kreuzende Einfahrten<br>(bei einseitigen Einfahrten gegen den Ablauf), |                      |
| 2. Wegfahrende Zugmaschinen,  |                      |
| 3. Andrücken in den Richtungsgleisen,                                     | —                    |
| 4. Auswechseln von Fehlläufern,   | —                    |

auf Flachbahnhöfen

- Einwechseln von Bremswagen,
- Auswechseln von Schadwagen

auf Gefällsbahnhöfen

Vorstehende Übersicht zeigt, daß die Zahl der unvermeidbaren Unterbrechungen auf Flachbahnhöfen größer ist als auf Gefällsbahnhöfen.

Zu d). Vermeidbare Unterbrechungen.

- |  |                             |
|--|-----------------------------|
| auf Flachbahnhöfen   | auf Gefällsbahnhöfen        |
| 1. Warten auf Rangierzettel,   |                             |
| 2. Warten auf Langhängen oder Trennen,   |                             |
| 3. —   | Festsitzen des Ablaufzuges, |
| 4. Warten auf Drucklokomotiven,  |                             |
| 5. Warten auf Gruppenbegleiter,  |                             |
| 6. Entkuppeln mit Hand,<br>(Entfällt auf den Flachbahnhöfen, auf denen die Züge vor Beginn des Ablaufs in Gruppen zerlegt werden), |                             |
| 7. Stockende Vorflut,  |                             |
| 8. Schlechtläufer.   |                             |

Im Gegensatz zu c) umfasst die Gruppe der vermeidbaren Unterbrechungen bei beiden Bahnhofssystemen fast die gleichen Ursachen. Nur das Festsitzen des Ablaufzuges in Gleisen mit schwachem Gefälle kommt nur auf Gefällsbahnhöfen vor; dem steht auf Flachbahnhöfen das Warten auf Drucklokomotiven gegenüber.

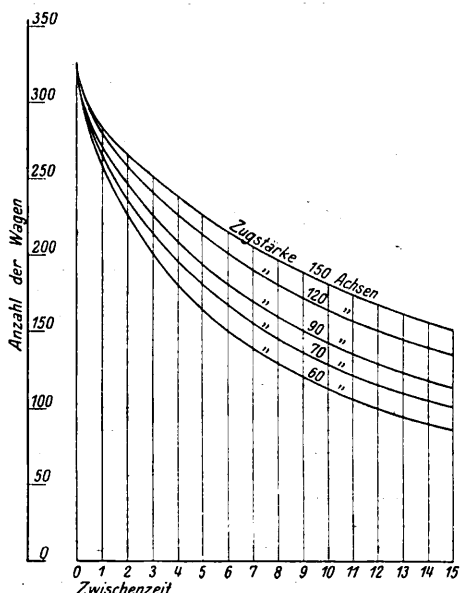


Abb. 12. Leistungen einer Ablaufanlage (in Wagen) in 1 Std. reiner Betriebszeit für verschiedene Zugstärken. (Zuführungsgeschwindigkeit = 0,8 m.)

In der 4. Schaulinie ist die Zahl 70 durch 75 zu ersetzen.

Zu e). Pausen aus besonderen Ursachen, Pausen zum Einnehmen der Mahlzeit, Pausen beim Schichtwechsel.

Zu f). Pausen wegen mangelnden Zulaufes.

Diese Zeit kann für den Ablauf als verwertbar angesehen werden, wenn entsprechende Abzüge für Unterbrechungen berücksichtigt werden.

Über den Umfang dieser verschiedenen Zeitgruppen lassen sich natürlich keine bestimmten allgemein gültigen Angaben machen, weil die einzelnen Unterbrechungsgruppen in hohem Maße von der örtlichen Anlage und von dem Fahrplan abhängig sind. Es müssen deshalb für jeden Bahnhof besondere Untersuchungen durchgeführt werden, die alle örtlichen Sonderverhältnisse berücksichtigen. Als Beispiel ist in Textabb. 13 ein

Es wurden in jedem Ablaufgleis die Einfahrt und der Ablauf aufgenommen. Die Zugnummern und die jeweiligen Ursachen der Unterbrechungen des Ablaufs wurden während der Aufnahme eingetragen. Zur besseren Übersicht wurden die selbsttätigen Aufzeichnungen der Betriebsschauhr im Büro dadurch ergänzt, daß der Ablauf aus den einzelnen Gleisen durch Projektion in ein fünftes Band übertragen wurde, in dem die reinen Ablaufzeiten, Zwischenzeiten, vermeidbare und unvermeidbare Unterbrechungen sowie Pausen in verschiedenartiger Schraffur dargestellt sind. Auf diese Weise wurde ein lückenloses Bild der Ablaufvorgänge gewonnen, aus dem eindeutig das Verhältnis von reiner Ablaufzeit zu den verschiedenen Unterbrechungsursachen entnommen werden kann. Für einen großen Flachbahnhof wurden die gleichen Ermittlungen mit Hilfe der laufenden Aufzeichnungen des Ablaufmeisters durchgeführt. Die Ergebnisse beider Untersuchungen im Tagesdurchschnitt sind aus Zusammenstellung 6 zu ersehen.

Zusammenstellung 6 zeigt einmal, daß die reine Ablaufzeit auf dem Flachbahnhof nur 37%, auf dem Gefällsbahnhof 65% der zur Verfügung stehenden Arbeitszeit beträgt. Da auf dem Flachbahnhof in 535 Minuten 2225 Wagen mit einer Durchschnittslänge von 9,50 m abliefern, ergibt sich eine durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit von  $\frac{2225 \cdot 9,5}{535 \cdot 60} = 0,67$  m/Sek.; für den Gefällsbahnhof errechnet sich die durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit zu  $\frac{3384 \cdot 9,5}{943 \cdot 60} = 0,57$  m/Sek. Die

verhältnismäßig geringen Unterschiede zwischen Flachbahnhof und Gefällsbahnhof sind um so auffälliger, als sowohl die durchschnittliche Zugstärke als auch die durchschnittliche Gruppenstärke auf dem Flachbahnhof wesentlich größer ist als auf dem Gefällsbahnhof. Wie aus den Darlegungen in Abschnitt II zu erwarten war, zeigt sich in der Zwischenzeit ein wesentlicher Unterschied zwischen den beiden Bahnhofssystemen. Auf einen Zug umgerechnet beträgt die Zwischenzeit auf dem Flachbahnhof 7,6 auf dem Gefällsbahnhof nur 0,85 Min.

Eine durchschnittliche Zwischenzeit von 7,6 Min. ist bei Verwendung von zwei Druckmaschinen verhältnismäßig groß, bestätigt aber die auf mehreren Flachbahnhöfen festgestellte Tatsache, daß bereits bei zwei Maschinen gegenseitige Hemmungen eintreten, die den durch Einsatz einer zweiten Maschine erwarteten Gewinn nicht voll zur Auswertung kommen lassen. Diese Tatsache tritt bei drei Druckmaschinen naturgemäß in noch größerem Umfange ungünstig in Erscheinung.

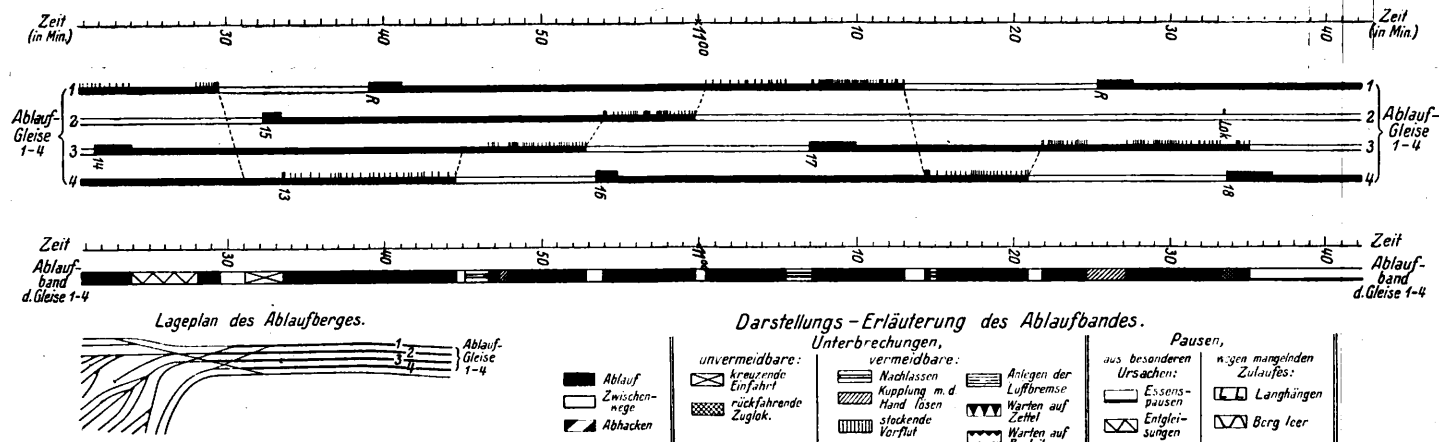


Abb. 13. Darstellung der betrieblichen Vorgänge auf dem Ablaufberge eines Gefällsbahnhofes nach einer Aufnahme mit der Betriebsschauhr.

einstündiger Ausschnitt einer sich über 14 Tage erstreckenden Untersuchung auf einem Gefällsbahnhof gebracht. Zur Aufnahme wurde die Betriebsschauhr\*) verwendet.

In der Zeitgruppe der unvermeidbaren Unterbrechungen tritt ebenfalls der große Unterschied zwischen Flachbahnhof und Gefällsbahnhof deutlich hervor. Die Verlustzeiten sind auf dem Flachbahnhof mit 264 Min. um 70% größer als auf dem Gefällsbahnhof mit 155 Min. Sie betragen auf dem Flachbahnhof etwa 18%, auf dem Gefällsbahnhof etwa 11% der

\*) Beschreibung im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Heft 23 vom 15. Dezember 1926, S. 490 von Reichsbahnrat Dr. Ing. Frohne, Dresden.

Zusammenstellung 6.  
Leistungen und Aufwand auf Flach- und Gefällsbahnhöfen.

Bezeichnung	Flachbahnhof				Gefällsbahnhof				
<b>A. Leistungen</b>									
Zahl der abgelaufenen Züge . . . . .	50				100				
Zahl der abgelaufenen Wagen . . . . .	2 225				3 384				
Zahl der abgelaufenen Gruppen . . . . .	1 320				2 395				
Durchschnittliche Zugstärke (Wagen) . . . . .	45				34				
Durchschnittliche Gruppenstärke . . . . .	1,7				1,4				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>B. Zeitaufwand</b>	Gesamtzeit	Einzelzeit	in % von	Einheits-	Gesamtzeit	Einzelzeit	in % von	Einheits-	
	Min.	Min.	24 Stunden	werte	Min.	Min.	24 Stunden	werte	
a) Reine Ablaufzeit . . . . .	535	—	37,2	—	943	—	65,5	—	
Ablaufdauer für 1 Zug . . . . .	—	—	—	10,7 Min.	—	—	—	9,4 Min.	
Durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit für 1 Zug . . . . .	—	—	—	0,67 m/Sek.	—	—	—	0,57 m/Sek.	
b) Zwischenzeit . . . . .	380	—	26,5	—	85	—	5,9	—	
Durchschnittliche Zwischenzeit für 1 Zug . . . . .	—	—	—	7,6 Min.	—	—	—	0,85 Min.	
c) Unvermeidbare Unterbrechungen . . . . .	264	—	18,3	—	155	—	10,8	—	
Kreuzende Einfahrten . . . . .	—	—	—	—	—	145	—	—	
Wegfahrende Zugmaschinen . . . . .	—	—	—	—	—	10	—	—	
Andrücken in den Richtungsgleisen . . . . .	—	139	—	—	—	—	—	—	
Auswechseln von Fehlläufern . . . . .	—	104	—	—	—	—	—	—	
Einwechseln von Bremswagen . . . . .	—	21	—	—	—	—	—	—	
d) Vermeidbare Unterbrechungen . . . . .	256	—	17,7	—	84	—	5,8	—	
e) Pausen (Essenspausen) . . . . .	5	—	0,3	—	56	—	3,9	—	
f) Mangelnder Zulauf . . . . .	—	—	—	—	117	—	8,1	—	
<b>Gesamtsumme . . . . .</b>	<b>1440</b>	<b>—</b>	<b>100,00</b>	<b>—</b>	<b>1440</b>	<b>—</b>	<b>100,00</b>	<b>—</b>	

24 stündigen Arbeitszeit. Der Hauptanteil entfällt für den Flachbahnhof auf Andrücken in den Richtungsgleisen und auf Auswechseln von Fehlläufern und Einwechseln von Bremswagen, während die Ursachen, die die unvermeidbaren Unterbrechungen auf dem Gefällsbahnhof bewirkten — kreuzende Einfahrten gegen den Ablauf und wegfahrende Zugmaschinen — überhaupt nicht in Erscheinung traten, da sie in die Zeiten für Andrücken und Auswechseln fielen.

Auffallend groß sind auch die Unterschiede in den vermeidbaren Unterbrechungen, bei denen neben den am Anfang des Abschnittes IV unter d) angegebenen Ursachen auch örtliche Besonderheiten in Erscheinung traten.

Pausen aus besonderen Ursachen traten auf dem Flachbahnhof nicht in Erscheinung, während auf dem Gefällsbahnhof der Ablauf 56 Min. = 4% der 24 stündigen Arbeitszeit wegen Essenspausen unterbrochen wurde.

Summiert man die bisher behandelten Zeitgruppen, so ist für den Flachbahnhof das Soll von 1440 Min. erreicht, während auf dem Gefällsbahnhof noch eine verfügbare Zeitspanne von 117 Min. = 8% der 24 stündigen Arbeitszeit wegen Mangels an Zulauf übrigbleibt, die im Verhältnis der Zeitgruppen  $(a + b) : (c + d)$  geteilt, einen Gewinn an Ablaufzeit von 95 Min. gebracht und damit eine Erhöhung der Ablaufleistung um 314 Wagen ermöglicht hätten.

Wenn nun auch — trotz der 14tägigen Mittelwerte auf

jedem Bahnhof — den Angaben in Prozenten in den Spalten 5 und 9 kein allgemein gültiger Wert zuzusprechen ist, so kann als Ergebnis der Untersuchungen dieses Abschnittes doch gesagt werden, daß die Verlustzeiten auf allen Verschiebebahnhöfen weit größer sind, als bisher bei Leistungsberechnungen im allgemeinen angenommen worden ist, und daß sie — wenigstens bei dem derzeitigen praktischen Stande der Rangiertechnik — auf dem Flachbahnhof größer sein müssen als auf dem Gefällsbahnhof. Ohne großen Fehler kann heute für Flachbahnhöfe mit einer Nutzzeit = reine Ablaufzeit + Zwischenzeit von etwa 15 bis 16 Stunden, für Gefällsbahnhöfe von etwa 17 bis 19 Stunden gerechnet werden.

#### V. Ergebnisse und Folgerungen.

In den Abschnitten I bis IV sind die Grundlagen für die Berechnung der Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen behandelt. Sobald die täglich zur Verfügung stehende Nutzzeit für reinen Ablauf + Zwischenzeiten bekannt ist, kann die mittlere Leistungsfähigkeit in Zügen oder Wagen durch Multiplikation dieses Zeitwertes mit den aus den Zusammenstellungen 4 und 5 ersichtlichen stündlichen Leistungen errechnet oder aus den Schaulinien der Taf. 27 abgegriffen werden. Die Leistungsfähigkeit zweier Bahnhöfe, für die die nachstehenden Angaben gelten, berechnet sich also wie folgt:

## Flachbahnhof:

durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit	$v = 0,9$ m/Sek.
» Zwischenzeit	$t_0 = 8$ Min.
» Zugstärke	$n = 45$ Wagen
» Nutzzeit	$T = 15$ Std.

Aus Zusammenstellung 5c) Spalte 9 lfd. Nr. 11 ergibt sich eine stündliche Leistung von 169 Wagen; die mittlere Leistungsfähigkeit errechnet sich somit zu  $15 \cdot 169 = 2535$  Wagen.

## Gefällsbahnhof:

durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit	$v = 0,6$ m/Sek.
» Zwischenzeit	$t_0 = 1$ Min.
» Zugstärke	$n = 45$ Wagen
» Nutzzeit	$T = 17$ Std.

Aus Zusammenstellung 5c) Spalte 6 lfd. Nr. 4 ergibt sich eine stündliche Leistung von 210 Wagen; die mittlere Leistungsfähigkeit errechnet sich somit zu  $17 \cdot 210 = 3570$  Wagen.

Vorstehendes Beispiel läßt erkennen, daß bei den zugrunde gelegten Annahmen, die Erfahrungswerten aus der Praxis entsprechen, die Leistungsfähigkeit des Gefällsbahnhofes größer ist als die des Flachbahnhofes. Dieses Ergebnis verändert sich auch nicht sehr, wenn man die Grundzahlen im Rahmen der möglichen Grenzen günstiger wählt.

## 1. Flachbahnhof:

a) Steigert man unter sonst gleichen Bedingungen ( $t_0 = 8$ ,  $T = 15$ ,  $n = 45$ ) die Zuführungsgeschwindigkeit  $v$  um  $33\%$  von  $0,9$  auf  $1,2$  m/Sek., was nur bei einer »einheitlich mechanisierten Ablaufanlage« wie in Hamm möglich erscheint, so steigt die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlage um  $15\%$  von  $2535$  auf  $2910$  Wagen.

b) Verkürzt man unter sonst gleichen Bedingungen ( $v = 0,9$ ,  $T = 15$ ,  $n = 45$ ) die Zwischenzeit  $t_0$  um  $26\%$  von  $8$  auf  $5$  Min., was wahrscheinlich zwei Druckmaschinen kostet, so steigt die Leistungsfähigkeit um  $24\%$  von  $2535$  auf  $3135$  Wagen.

c) Verbessert man wie bei a) die Zuführungsgeschwindigkeit  $v$  um  $33\%$  von  $0,9$  auf  $1,2$  m/Sek. und die Zwischenzeit  $t_0$  um  $26\%$  von  $8$  auf  $5$  Min., so steigt die Leistungsfähigkeit um  $46\%$  von  $2535$  auf  $3705$  Wagen.

d) Erst eine gleichzeitige Erhöhung der Nutzzeit  $T$  um  $20\%$  von  $15$  auf  $18$  Stunden mit den unter c) angeführten Verbesserungen bringt eine wesentliche Leistungssteigerung ( $75\%$ ) von  $2535$  auf  $4445$  Wagen.

e) Die eingangs erwähnte Leistung von  $6000$  Wagen würde bei weiterer Erhöhung der Zuführungsgeschwindigkeit  $v$  auf  $1,5$  m/Sek. und einer Zwischenzeit von  $t_0 = 5$  Min. eine Nutzzeit von  $21,7$  Stunden erfordern, was bei dem heutigen Stande der Rangiertechnik als ausgeschlossen angesehen werden muß.

Hierbei ist noch zu berücksichtigen, daß diesen Berechnungen eine durchschnittliche Zugstärke von  $45$  Wagen zugrunde gelegt ist. Nimmt man den Reichsdurchschnitt von  $37,5$  Wagen (Zusammenstellung 5d) an, so verringern sich die errechneten Leistungen wie folgt:

im Beispiel von $2535$ auf	$2310$ Wagen	$= 9\%$
bei a) » $2910$ »	$2610$ »	$= 10\%$
» b) » $3135$ »	$2910$ »	$= 7\%$
» c) » $3705$ »	$3390$ »	$= 8,5\%$
» d) » $4445$ »	$4070$ »	$= 8\%$

Die Nutzzeit unter c) würde sich von  $21,7$  auf  $23,9$  Stunden  $= 10\%$  erhöhen.

Die vorstehenden Überlegungen lassen erkennen, daß für die nächste Zeit etwa  $4500$  Wagen die oberste Grenze eines einseitigen Flachbahnhofes bleiben werden; der Durchschnittswert wird wesentlich niedriger liegen und schon  $3700$  Wagen werden eine Leistung darstellen, die nur unter besonders günstigen Verhältnissen erreicht werden kann.

## 2. Gefällsbahnhof:

a) Gelänge es, auf dem untersuchten Gefällsbahnhof, ebenso wie auf dem Flachbahnhof, die durchschnittliche Zuführungsgeschwindigkeit  $v$  um  $33\%$  auf  $0,9$  m/Sek. zu steigern, so würde unter sonst gleichen Bedingungen ( $t_0 = 1,0$ ,  $T = 17$ ,  $n = 45$ ) die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlage um  $44\%$  von  $3570$  auf  $5151$  Wagen steigen.

b) Dagegen wurde eine Verkürzung der Zwischenzeit  $t_0$  um  $25\%$  von  $1,0$  auf  $0,75$  Min. unter sonst gleichen Bedingungen ( $v = 0,6$ ,  $T = 17$ ,  $n = 45$ ) nur eine Leistungssteigerung um  $2\%$  von  $3570$  auf  $3630$  Wagen bringen.

c) Beide Verbesserungen — Erhöhung der Zuführungsgeschwindigkeit  $v$  von  $0,6$  auf  $0,9$  m/Sek. und Verringerung der Zwischenzeit  $t_0$  von  $1,0$  auf  $0,75$  Min. — steigern die Leistungsfähigkeit um  $48\%$  von  $3570$  auf  $5300$  Wagen.

d) Würde man — was vorläufig noch als unerreichbar erscheint — außer den unter c) genannten Verbesserungen noch — wie auf dem Flachbahnhof — die tägliche Nutzzeit um  $3$  Stunden auf  $20$  Stunden erhöhen, so würde sogar eine Leistungssteigerung von  $3570$  auf  $6230$  Wagen erreicht werden.

Legt man diesen Berechnungen, ebenso wie beim Flachbahnhof, einen Zug von  $37,5$  Wagen anstatt von  $45$  Wagen zugrunde, so verringern sich die Leistungen folgendermaßen:

im Beispiel von $3570$ auf	$3500$ Wagen	$= 1\%$
bei a) » $5150$ »	$5030$ »	$= 2,3\%$
» b) » $3630$ »	$3600$ »	$= 1\%$
» c) » $5300$ »	$5215$ »	$= 1,7\%$
» d) » $6230$ »	$6140$ »	$= 1,4\%$

Es zeigt sich also, daß der Einfluß der kürzeren Zuglänge auf den Flachbahnhöfen mit seinen großen Zwischenzeiten bedeutend stärker in Erscheinung tritt als auf dem Gefällsbahnhof.

Wenn auch Leistungszahlen, wie unter 2a), c) und d) errechnet, eine Steigerung oder Verminderung der Grundzahlen bedingen, die nur bei wesentlich verbesserter Rangiertechnik erreichbar erscheint, so dürfen doch mittlere Leistungen von  $5000$  Wagen auf Neuanlagen von Gefällsbahnhöfen in abschbarer Zeit durchaus möglich sein.

Zusammenfassend kann als Ergebnis vorstehender Untersuchungen gesagt werden, daß einmal die bisherigen Annahmen über die Leistungsfähigkeit von Ablaufanlagen als zu hoch angesehen werden müssen und daß zum ändern der Gefällsbahnhof dem Flachbahnhof in bezug auf die Leistungsfähigkeit der Ablaufanlage zum mindesten gleichkommt, beim jetzigen Stande der Rangiertechnik sogar erheblich überlegen ist. Gleichzeitig lassen aber die Untersuchungen erkennen, daß eine Verbesserung der Ablauframpe, die Selbststellung der Ablaufweichen und der Einbau schwerer Gleisbremsen zwar die Ablaufdauer eines Zuges wesentlich verkürzen können, aber auf die Leistungsfähigkeit der Anlage nur dann von Einfluß sind, wenn der Betrieb aufs raffste organisiert ist. Auf vielen Bahnhöfen werden auch ohne bauliche Veränderungen Mehrleistungen erreicht werden können, wenn der Ablauf aufs genaueste erforscht und überwacht wird und wenn eine Erziehung der Ablaufmannschaft nach der Richtung einsetzt, daß alle vermeidbaren Unterbrechungen auf ein Mindestmaß gebracht werden. Nicht stoßweiser Betrieb mit kurzen Ablaufzeiten einzelner Züge und großen Pausen, sondern ein möglichst ununterbrochener Abfluß mit einer mittleren Zuführungsgeschwindigkeit sollte das Ziel sein.

# Über die Lage des Reibungsmittelpunktes bei arbeitenden Lokomotiven.

Von Reichsbahnberrat Dr. Uebelacker.

Herr Professor Jahn hat in einem Aufsatz »Spurerweiterung oder nicht« in der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen Nr. 16 vom 21. April d. J. die Frage der Reibungswiderstände eines Eisenbahnfahrzeugs beim Durchlaufen einer Bahnkrümmung behandelt: bei freier Einstellung des Fahrzeugs nach dem Gleichgewicht der Kräfte, wie ich es erstmals in meinen »Untersuchungen über die Bewegung von Lokomotiven mit Drehgestellen in Bahnkrümmungen« \*) darlegte, und sodann für vollständig zwangläufige Führung. Im letzten Abschnitt seines Aufsatzes betitelt »Zugkraft und Pollage« \*\*) nimmt Herr Prof. Jahn Bezug auf die in meiner Abhandlung entwickelten Anschauungen, wonach bei Fahrzeugen, die eine Zugkraft (oder Bremskraft) ausüben, die Lage des Reibungsmittelpunktes (R) von der Fahrzeuglängsachse seitlich abrücke, und will ein solches (in diesem Falle geringfügiges) Abrücken nur um den zur Überwindung der Reibungswiderstände selbst notwendigen Betrag zugestehen.

Da meine Ausführungen über die Lage des R.es wohl etwas zu knapp gehalten waren, will ich den Gedankengang, der mich zur Annahme eines seitlich liegenden R.es führte, nachfolgend etwas eingehender darlegen.

Zur Ausübung einer Zugkraft, sei es der am Zughaken auf den Wagenzug ausgeübten, sei es der zur Bewegung der Lokomotive selbst notwendigen Kraft (Gewichtskomponente, Luftwiderstand, Lauf- und Krümmungswiderstände) bedarf die Lokomotive einer gleichgroßen, an den Berührungspunkten der Treibräder angreifenden äußeren Kraft. Bei rein rollender Bewegung im geraden Gleis wird diese durch die Haftreibung (Reibung der Ruhe) aufgebracht, die nur bis zu dem Betrag der Zugwiderstände in Anspruch genommen wird. Wenn die Räder gleiten, so tritt die etwas kleinere Reibung der gleitenden Bewegung auf; diese Kraft ist dann ein ganz bestimmter Betrag, der dem Zugwiderstand gleich ist. Schleudern die Treibräder im geraden Gleis, so liegt diese Kraft in der Richtung der Zugkraft. — Anders ist dies in der Krümmung. Hier beschreiben — wenn zunächst die Lokomotive im Leerlauf angenommen wird — die Berührungspunkte der Räder, weil zu dem Geradeausrollen noch eine Drehung um den R. hinzukommt, unter Gleiten Kreise um diesen Punkt, und es fällt die gesamte gleitende Reibung  $fQ$  an jedem Rade in die jeweilige Gleitrichtung dem Sinne nach entgegengesetzt. Zerlegt man die Reibungskräfte in Seitenkräfte, in der Richtung der Fahrzeuglängsachse,  $K_1$  und senkrecht dazu  $G$ , sind erstere am äußeren und inneren Rad (eines Radsatzes) wegen der symmetrischen Lage zum R. gleich und entgegengesetzt, ihre Mittelkraft ist 0. Das fehlt sonach jeder Heft auf der Schiene gegenüber, dem Angriff einer äußeren Kraft in der Fahrzeugachse, wie des die Zugkraft. Ein solcher Heft kommt nur dann zustande, wenn die Mittelkraft der Seitenkräfte  $K$  ein Heft tritt, dies von selbst dadurch, daß die Treibräder, da sie keinen Heft auf den Schienen finden, sich schneller drehen, daß also sich eine für alle gekoppelten Räder gleiche zusätzliche Gleitgeschwindigkeit (der aus der Schwenkung beim Bogenlauf entstanden) überlagert. Dieses zusätzliche Gleiten, erfolgt genau im Betrag, daß die

Mittelkraft aus den Seitenkräften  $K$  dem jeweils vorhandenen Zugwiderstand entspricht. Aus diesen Ausführungen folgt, daß der Haftwiderstand der Räder und damit die mögliche Zugkraft beim Bogenlauf geringer ist als bei rollender Reibung in der Geraden, und daß die einzelnen Räder verschiedene Anteile an dem Zustandekommen der Zugkraft haben (vergl. S. 11 Zusammenstellung 4 a. a. O.). Die Erfahrung, daß Lokomotiven in Bahnkrümmungen leichter

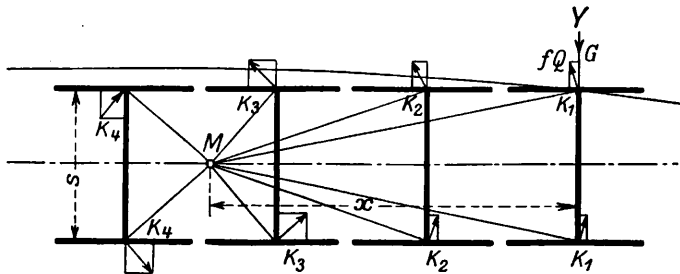
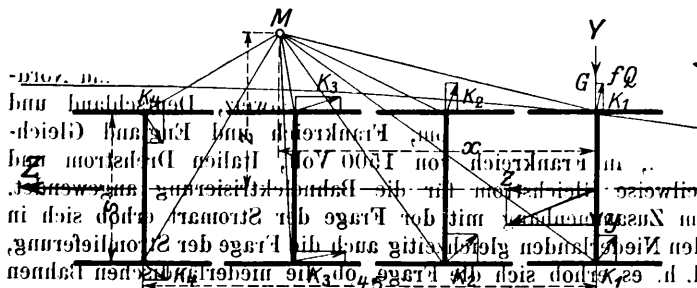


Abb. 1.

schleudern als in der Geraden, bestätigt diese Anschauung. Die wiedergegebene Anschauung ergibt sich als zwanglose Weiterentwicklung der Vorstellung über die Gleitverhältnisse beim Bogenlauf zugkraftloser Fahrzeuge.

Die weitere Betrachtung ist rein geometrisch. Der Überlagerung der ursprünglichen Gleitgeschwindigkeit für Leerlauf entspricht die Anschauung, als ob für die Treibräder die Schwenkung nicht um den für den Lokomotivkörper maßgebenden Pol, sondern um einen seitlich liegenden vor sich gehe. Er bestimmt sich — ebenso wie bei Fahrzeugen ohne Krafteinwirkung in der Längsachse — aus den Gleichgewichtsgleichungen, in diesem Falle 3, da zu den Gleichungen für die Kräfte senkrecht zur Längsachse und für die Momente noch eine Gleichung für die Längsrichtung hinzukommt (vergl. Abb. 2). Er liegt bei ziehender Lokomotive auf der Außenseite, bei bremsender auf der Innenseite des Bogens.



Auch ein anderer Gedankengang ergibt die Richtigkeit der wiedergegebenen Anschauung. Die Zugkraft ist als äußere Kraft hoch vorwärts gleichgerichtet mit der von der äußeren Schiene ausgehenden führenden Einwirkung. Beide Kräfte lassen sich also zu einer einzigen Kraft zusammensetzen, die dann in

\*) Organ 1903, Beilage. Herr Professor Jahn gebraucht die allerdings kürzere Bezeichnung Pol für den Punkt eines Fahrzeugs, um den es sich beim Durchlaufen einer Bahnkrümmung dreht. Die Drehung, die stattfindet, ist eine geometrische Bedingung. Die Lage dieses Drehpunktes oder genauer der Drehachse wurde früher stets in der Mitte der mittleren Achse eines Fahrzeuges angenommen. Da ich in meiner Abhandlung darlegte, daß diese Annahme nicht zutrifft, den Punkt vielmehr durch das Gleichgewicht der an der Lokomotive angreifenden Kräfte bestimmt sei, habe ich, den Nachdruck darauf legend, die Bezeichnung »Reibungsmittelpunkt« gewählt.

schiefer Richtung an der Lokomotive angreift (s. Abb. 2). Man wird wohl zugeben müssen, daß für diesen allgemeinen Fall die besondere Lage des R.es auf der Fahrzeuglängsachse nicht beibehalten werden kann. Tatsächlich hat auch ein von mir angestellter und in meiner Abhandlung beschriebener Modellversuch dies bestätigt.

Was die seitliche Verlagerung des R.es anlangt, wie sie von Herrn Professor Jahn aus den von den übrigen Rädern abweichenden Kraftverhältnissen am führenden Rad gefolgert wird, so habe ich in meiner Abhandlung auf Seite 4 (Fußnote) auf diesen Punkt bereits hingewiesen. Der Einfluß ist bei mehrachsigen Fahrzeugen noch geringer als bei zweiachsigen.

Dazu erhalten wir von Herrn Professor Jahn folgende **Zuschrift.**

Ich stimme Herrn Reichsbahnoberrat Uebelacker zu. Zu meiner etwas übereilten Ablehnung veranlaßte mich folgende

Überlegung: Beim Krümmungslauf tritt an die Stelle der haftenden die gleitende Reibung, die kleiner ist. Wenn eine anfahrende Lokomotive schleudert, so verdoppelt sich, gering geschätzt, ihre Umdrehungszahl. Dabei fällt nach Tabellen von Metzeltin (Hanomag-Nachrichten 1916, Heft 5) die mittlere indizierte Spannung um  $\sim 6\%$ . Also muß, da ein neuer Gleichgewichtszustand besteht, die Reibungsziffer beim Gleiten um  $\sim 6\%$  niedriger als beim Rollen sein — also auch selbst in flachster Krümmung die höchste übertragbare Zugkraft. Die verbleibenden  $94\%$  werden weiter vermindert, denn Herr Uebelacker selbst sagt (S. 11 seiner Arbeit), daß die »zusätzlichen Gleitungen« mit der Verschiebung des Reibungsmittelpunktes rasch wachsen, so daß bald wirkliches Schleudern eintreten müsse. Diese starke Verminderung der Zugkraft scheint mir mit der Erfahrung im Widerspruch zu stehen.

## Gegenwärtiger Stand der Elektrisierung in Holland.

(Nach dem Bericht von Prof. I. Franco Utrecht auf der Baseler Weltkraftkonferenz.)

Von Reichsbahnrat Ebert, Aschaffenburg.

Der Plan auf einigen Hauptstrecken des niederländischen Netzes die elektrische Zugförderung einzurichten wurde nicht, wie in einigen anderen Ländern, gefaßt, um Wasserkräfte auszunützen, sondern weil als sicher angenommen wurde, daß der ansteigende Verkehr dieser Linien besser mittels elektrischer Zugförderung als mittels Dampfzug-Förderung bewältigt werden könne.

Es handelt sich vor allem um die Elektrisierung der Hauptlinie Rotterdam—Amsterdam und deren Fortsetzung über Amsterdam hinaus in östlicher Richtung.

Der Ortsverkehr soll mit Triebwagenzügen und nicht mit Lokomotiven bedient werden. Die Triebwagenzüge sollen drei Klassen für Reisende und ein Gepäckabteil erhalten. Erst nachdem die Triebwagenzüge in Dienst gestellt sind, wird man die Vorbereitungen für den Einsatz geeigneter elektrischer Lokomotiven treffen können, um allmählich von dem gemischten Betrieb auf den rein elektrischen Betrieb überzugehen.

Die wichtige Frage der Wahl der Stromart wurde von einer Kommission und von einem Sachverständigenausschuß geprüft, der vom Minister der öffentlichen Arbeiten und der Eisenbahnverwaltung bestellt worden war. Dieser Ausschuß besuchte die wichtigsten der elektrisierten Strecken in Europa und Nordamerika. Bekanntlich haben die Schweiz, Deutschland und Schweden Einphasenstrom, Frankreich und England Gleichstrom, in Frankreich von 1500 Volt, Italien Drehstrom und teilweise Gleichstrom für die Bahnelektrisierung angewendet. Im Zusammenhang mit der Frage der Stromart erhob sich in den Niederlanden gleichzeitig auch die Frage der Stromlieferung, d. h. es erhob sich die Frage, ob die niederländischen Bahnen eigene Kraftwerke errichten oder schon vorhandene vergrößern sollten oder ob die Stromlieferung von der allgemeinen Landesversorgung übernommen werden sollte. Aus verschiedenen Gründen kam die Kommission dazu, Gleichstrom von 1500 Volt zu empfehlen. Die Eisenbahnverwaltung nahm diesen Vorschlag an und entschied sich, auf Eigenenerzeugung zu verzichten, also den Strom von der allgemeinen Landesversorgung zu beziehen.

Um eine Einheitlichkeit in der Stromart zu erhalten, wurde die seit 1908 schon elektrisch betriebene Strecke Rotterdam—den Haag—Scheveningen der Südholländischen elektrischen Eisenbahn, die für Einphasenstrom von 10000 Volt gebaut war; auf Gleichstrom von 1500 Volt umgestellt.

Im Hinblick auf die zu elektrisierenden Strecken Rotterdam—den Haag—(Scheveningen)—Haarlem—(Ymuiden)—Amsterdam war es erwünscht, die Kraftwerke der Städte Rotterdam und den Haag und diejenigen der Provinzialen und Städtischen Elektrizitäts-Genossenschaft zur Stromlieferung heranzuziehen. Die Eisenbahnverwaltung schloß mit den drei Unternehmungen Ver-

träge ab, wonach eine geringste Jahresabnahme gewährleistet, der Preis der kWh nach Staffeltarif festgesetzt und die Summe der zu bezahlenden kWh in Abhängigkeit von der Entnahmedauer und der Höchstbelastung als dem Mittel der beiden jährlich vorkommenden größten Belastungen festgestellt wird.

Es sind sieben Unterwerke in Entfernungen von 12 bis 19 km voneinander vorgesehen. Das Unterwerk Schiebroek wird durch das Kraftwerk von Rotterdam, die Unterwerke Delft, den Haag und Leyden werden durch das Kraftwerk den Haag und diejenigen von Lisse, Haarlem und Amsterdam durch die Provinziale und Städtische Elektrizitäts-Genossenschaft versorgt werden. Dem Unterwerk Schiebroek wird der Drehstrom mit 6000 Volt, den anderen Unterwerken mit 10000 Volt angeliefert. Das Unterwerk den Haag muß gleichzeitig auch den Strom für die mit 1100 Volt betriebene Kleinbahn Leyden—den Haag—Scheveningen der Südholländischen Elektrischen Eisenbahn liefern. Dieses Unterwerk hat für diesen Zweck zwei Kaskadenumformer zu je 800 kW.

Die Arbeiten auf dem als Versuchsteilstrecke gedachten Abschnitt Den Haag—Leyden waren zu Anfang 1924 vollendet und im April 1924 begannen die Versuche, nachdem zwei Motorgeneratoren zu je 1000 kW im Unterwerk Den Haag eingebaut waren. Auf Grund der gewonnenen Erfahrungen konnte man daran gehen, die ganze Strecke Amsterdam—Rotterdam zu elektrisieren. Die Arbeit soll im Sommer 1927 vollendet sein. Gleichzeitig war der Umbau der Strecke der Südholländischen Eisenbahn in Angriff genommen und bis 1. April 1926 vollendet worden. Das bahneigene Kraftwerk Leidschendam, das seit 1908 den Strom für diese Bahn geliefert hatte, wurde stillgesetzt. Der erste Abschnitt der Elektrisierung war damit vollendet. Gegenwärtig betreibt man mit Nachdruck den Bau der Fahrleitung von Amsterdam nach Leyden und von den Haag nach Rotterdam, ebenso die Einrichtung der Unterwerke, um bis zum Sommer 1927 fertig zu sein.

Am 1. Juli 1927 war die ganze Strecke Amsterdam—Rotterdam mit einigen Zügen in Betrieb gekommen und am 1. Oktober wird mit dem Winterfahrplan die ganze Elektrisierung vollendet und im Betrieb sein.

Wegen der Ausstattung der Unterwerke mit Umformern stand man in der Wahl, ob Motorgeneratoren oder Quecksilberdampfgleichrichter zweckmäßiger seien. Hinsichtlich der Motorgeneratoren standen ausgetroben Bauarten mit hinreichender Betriebssicherheit zur Verfügung, während andererseits die Gleichrichter große Vorzüge für den elektrischen Zugbetrieb für sich in Anspruch nehmen konnten: einfache Handhabung, geringe Bedienungskosten, geringes Gewicht und geräuschlosen Lauf.



Zunächst dachte man daran, alle Unterwerke mit Quecksilberdampfgleichrichtern auszurüsten und außerdem die drei Unterwerke den Haag, Lisse und Amsterdam mit je zwei Motorgeneratoren, die in der Lage gewesen wären bei Ausfall der Gleichrichter den Dienst zu übernehmen. Auf diese Weise hätte jedes zweitfolgende Unterwerk einen Betriebsrückhalt von zwei Motorgeneratoren besessen. Man gewann jedoch aus den Erfahrungen mit den seit April 1926 im Betrieb stehenden Unterwerken den Haag, das außer den zwei Kaskadenumformern von je 800 kW und 1100 Volt mit zwei Motorgeneratoren von je 1000 kW und 1500 Volt und einen Quecksilberdampfgleichrichter ausgerüstet worden war, und Schiebroek, das drei Quecksilberdampfgleichrichter erhalten hatte, die Überzeugung, daß die Gleichrichter vollkommen betriebssicher seien. Infolgedessen konnten alle Unterwerke einheitlich nach gleichem Plan mit einer Ausrüstung von drei Gleichrichtereinheiten errichtet werden. Das Unterwerk Schiebroek ist als selbsttätiges Werk gebaut worden mit dem Erfolg, daß man allmählich auch die anderen Unterwerke mit den erforderlichen Einrichtungen ausstatten will, um an Betriebskosten zu sparen.

Als Grundlage für die Bemessung der Fahrleitung den Haag-Leyden legte man die Stromentnahme für einen Zug von 600 t und 100 km Höchstgeschwindigkeit fest. Für die Beförderung eines solchen Zuges muß die Lokomotive etwa 2000 PS, gemessen an den Triebrädern, entwickeln, so daß bei einer mittleren Spannung von 1350 Volt sich eine Entnahmestromstärke von etwa 1200 Amp. ergibt. Unter Voraussetzung von zwei Stromabnehmern mit je zwei Gleitstücken und einem Anpreßdruck von 14 kg gegen die Leitung, errechnete sich ein erforderlicher Querschnitt von  $2 \times 100$  qmm. Für den geplanten Dienst mit Triebwagenzügen zu fünf Wagen kann die mittlere stündliche Belastung auf etwa 900 kW geschätzt werden. Immerhin kann die Höchstbelastung auf das Dreifache dieses mittleren Wertes ansteigen, besonders wenn Triebwagenzüge zu zehn Wagen oder schwerere Züge mit Lokomotiven verkehren sollten. Man sah daher die Möglichkeit vor auf den Masten zwei Hilfsleitungen von je 120 qmm anzubringen, so daß also im Bedürfnisfall der Gesamtquerschnitt von 460 qmm auf 940 qmm erhöht werden kann. Außerdem tragen die Masten, wo es nötig ist, die Drehstromleitung von 10000 Volt, die die Unterwerke versorgen.

Während auf der Strecke den Haag-Leyden verschiedene Fahrdrähtaufhängungen zu Versuchszwecken gebaut worden sind, wurde für die Folge die parallele Zickzackaufhängung mit einer Entfernung von 10 cm der beiden Fahrdrähte ausgeführt. Wegen der besseren Sicht über die Strecke werden die Maste als Gittermaste gebaut. Obgleich die Mastfundamente leichter ausfallen würden, wenn die Maste der Doppelbahn durch Querträger verbunden würden, hat man es vorgezogen die Fahrdrähte frei über den Gleisen zu spannen, damit im Falle einer Beschädigung durch Entgleisung der Betrieb nicht auf beiden Gleisen gestört ist. Bemerkenswert ist noch, daß die Eisenmaste nicht gestrichen, sondern nach dem Verfahren

von Schoop mit Zink überzogen sind. Diese Maßnahme verfolgt den Zweck, die hohen Kosten der Anstricherneuerung zu sparen und die Störungen und Gefahren des Anstreichens im Betrieb zu vermeiden.

Wie schon gesagt soll der Verkehr auf der Strecke Amsterdam-Rotterdam durch Triebwagenzüge, und zwar von drei Wagen und je einem Triebwagen vorn und hinten bedient werden. Die Wagen führen entweder erste, zweite oder dritte Klasse, aber nicht gemischt. Die gewöhnliche Zusammenstellung des Zuges soll sein: zuerst ein Triebwagen mit zweiter Klasse und Gepäckabteil, dann je ein Wagen zweiter, erster, dritter Klasse und schließlich ein Triebwagen mit dritter Klasse. Der Zug bietet 322 Sitzplätze und 120 Stehplätze. Das Gewicht eines Triebwagens beträgt etwa 60 t, das eines Wagens 40 t, so daß also der ganze Zug ungefähr 240 t wiegt. Das Gewicht je Sitzplatz rechnet sich zu 750 kg. Für einen Dampfzug gleicher Sitzzahl rechnet sich (einschließlich Lokomotive) das Gewicht je Sitzplatz zu 950 kg. Die Züge werden die Strecke Amsterdam-Rotterdam (86 km), bei fünf Aufenthalten, in 66 Minuten zurücklegen. Die Beschleunigung auf der Geraden wird so groß sein, daß in drei Minuten die Geschwindigkeit von 0 auf 95 km/Std. gebracht werden kann. Jeder Triebwagen wird vier Motoren erhalten mit einer Stundenleistung von je 190 PS. Es ist die Möglichkeit vorgesehen zwei Züge zu einem Zuge von zehn Wagen zu vereinigen.

Um von der Fahrdrähtspannung unabhängig zu sein, werden die Züge durch eine besondere Lichtmaschine in Verbindung mit einer Batterie beleuchtet. Die Züge sollen auch elektrisch beheizt werden mit Heizkörpern von 450 W. und 1500 Volt. Jeder Wagen erhält 32 Heizvorrichtungen, die in zwei Gruppen verteilt angeordnet sind. Die Heizkörper jeder Gruppe sind in Reihe geschaltet. Alle Wagen haben gleiche Länge, nämlich 19,80 m über Puffer. Der Abstand der beiden amerikanischen Drehgestelle beträgt 13 m. Ein Teil der Triebwagen wird mit Kolbenluftpumpen, ein anderer mit Turboluftpumpen ausgerüstet. Die Züge erhalten eine kräftige und raschwirkende Bremse, Bauart Westinghouse. Jeder Wagen wird mit zwei Bremszylindern ausgestattet, die einen Bremsklotzdruck von 130% des Wagengewichtes geben. Die Tatsache, daß mit abnehmender Geschwindigkeit die Reibung zwischen Rad und Bremsklotz zunimmt, wird benützt, um die Bremsklotzaufhängung auf einen Druckregler wirken zu lassen, der aus einem der beiden Bremszylinder Luft entweichen läßt. Auf diese Weise wird erreicht, daß die Bremskraft zu Ende der Bremsung nur mehr 65% des Wagengewichtes beträgt. Die Versuche haben gezeigt, daß bei Bremsung eines Zuges von 100 km/Std. der Bremsweg von 540 m auf 450 m und die Bremszeit von 38 Sek. auf 28 Sek. zurückgeht.

Wenn mit der Einführung der elektrischen Zugförderung auf den genannten Strecken gute Erfahrungen gemacht werden, sollen noch weitere Linien auf elektrischen Betrieb umgestellt werden.

## Berichte.

### Lokomotiven und Wagen.

#### D-h 2 Verschiebelokomotive der Terminal Railroad of St. Louis mit neuartigem Rahmen und Tender.

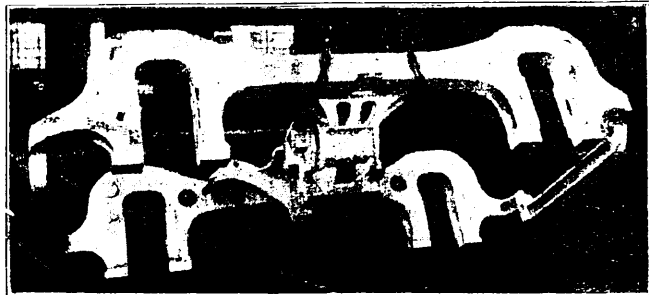
Drehgestelle, Lokomotiv- und Tenderrahmen, die in einem Stück aus Stahlguß hergestellt sind, hat man in der letzten Zeit in Amerika schon mehrfach verwendet. Jetzt ist man bei der genannten Lokomotive noch weiter gegangen und hat auch die Zylinder an den Rahmen angegossen. Es bilden also die Rahmenwangen, die Querverstrebungen, Pufferträger und Zugkasten mit den Dampfzylindern, Schiebern, Einströmstützen und dem Kesselsattel ein einziges Stahlgußstück. Dieses eine Gußstück, das in der Textabbildung dargestellt ist,

soll 30 Teile der früheren Bauart ersetzen, 3 t leichter und dabei etwa viermal so widerstandsfähig sein.

Die neue Lokomotive hat ein Reibungsgewicht von 111 t und entwickelt Zugkräfte bis 27000 kg. Ein Hulson-Schüttelrost ermöglicht lange Dienstsichten ohne Feuerreinigen; in einem Fall soll dies sogar erst nach 30 Tagen erforderlich gewesen sein.

Auch der Tender weist eine ganz neue Ausführung auf. Man hat sich auch hier nicht damit begnügt, das Untergestell aus Stahlguß herzustellen und den Kasten besonders aufzusetzen, sondern man hat sämtliche Tenderteile, die Seiten- und Stirnwände, die Decke

und alle sonst angeschraubten oder vernieteten Teile durch Schweißung mit dem gegossenen Untergestell verbunden, so daß tatsächlich der ganze Tenderkasten aus einem Stück besteht und keinerlei Schrauben- oder Nietverbindungen aufweist. Bei einem Fassungsvermögen von 37,8 m<sup>3</sup> Wasser und 11,5 t Kohle wiegt der ganze Tender leer nur 27 t, was nicht nur für amerikanische Verhältnisse, sondern ganz allgemein bemerkenswert wenig ist.



In einem Stück gegossener Lokomotivrahmen mit angegossenen Zylindern.

Die Herstellung der großen Stahlgussteile setzt natürlich sehr gut eingerichtete Gießereien voraus und es scheint auch in Amerika vorerst nur die Commonwealth Steel Company sich daran zu wagen. Bei Ausbesserungsarbeiten an solchen Teilen wird man allerdings weitestgehend auf die Schweißung angewiesen sein, was jedoch z. Z. kaum mehr Schwierigkeiten machen wird. R. D. (Railw. Age 1926, 2. Halbj., Nr. 18.)

#### Ergebnisse von Indizierversuchen an Lokomotiven bei Leerlauf.

Von Zeit zu Zeit werden von der Reichsbahn-Gesellschaft dem Lokomotivpersonal, teils durch schriftliche Verfügungen, teils durch mündliche Unterweisungen der unmittelbaren Vorgesetzten, neue Vorschriften über die günstigste und wirtschaftlichste Ausnutzung der Dampflokomotiven gegeben. Die Lokomotivführer sollen dadurch dazu angehalten werden, nach Möglichkeit mit der vorteilhaftesten Zylinderfüllung zu fahren. Aus wirtschaftlichen Gründen ist dagegen nichts einzuwenden, obwohl jeder gewissenhafte Lokomotivführer versucht, aus der ihm zuerteilten Lokomotive unter Berücksichtigung des sparsamsten Materialverbrauchs das herauszuholen, was mit ihr geleistet werden kann. Durch Einführung der Kohlenprämien wird ohnehin ein möglichst sparsamer Brennstoffverbrauch gewährleistet. Es läßt sich aber sehr schwer eine allgemeine Formel dafür aufstellen, wann die Lokomotive mit 10, 20 oder 30 v. H. Füllungsgrad zu fahren ist. Beispielsweise liefen sich die ersten von dem Schichauwerk, Elbing gebauten P8 Lokomotiven, welche Schieber mit doppelter Einstromung hatten, mit verhältnismäßig kleinerer Füllung fahren. Bei den neueren Lokomotiven dieser Gattung mußte der Füllungsgrad bei sonst gleicher Leistung vergrößert werden.

Es ist allgemein bekannt, daß zwei gleiche Lokomotiven einer Gattung, von ein und derselben Lokomotivfabrik, verschiedenen Dampfverbrauch bei gleichen Leistungen haben. Die eine läuft schwer an und benötigt deshalb einen höheren mittleren indizierten Dampfdruck schon beim Leerlauf, während die andere bei sonst gleicher Füllung aber kleinerer Regleröffnung leichter anfährt und entsprechend eine kleinere mittlere Spannung benötigt.

Die nachstehend erwähnten, neu ausgebesserten Lokomotiven haben dieselben Kolben, Schieber und Schieberbüchsen und weichen trotzdem im Lauf voneinander ab. Bei den Versuchsfahrten mit diesen Lokomotiven sollten beim Indizieren besonders Diagramme mit 20 und 30 v. H. Füllung aufgenommen werden. Die Probefahrten wurden auf fast horizontaler Strecke bei Leerlauf vorgenommen.

Abb. 1. P8 Lokomotiven Nr. 38—2970. Dieses Diagramm ist bei 90 km/h Geschwindigkeit aufgenommen worden, wobei die Füllung 10 v. H. betrug. Nach 3 km Lauf fiel die Geschwindigkeit auf 80 km. Hierauf wurde die Füllung auf 20 v. H. erhöht; die Geschwindigkeit blieb bis auf 4 km Fahrtdlänge unverändert und fiel dann etwas. Bei Vergrößerung der Füllung auf 25 v. H. erhöhte sich die Geschwindigkeit während der nächsten 4 bis 5 km von 80 auf 85 km/h. Der Regler war während der ganzen Fahrt vollständig geöffnet. Wenn nun diese Lokomotive für ihre eigene Fortbewegung 25 v. H. Füllung erfordert, erscheint es ausgeschlossen, bei diesem

günstigen Füllungsgrad auch noch eine Wagenlast mit gleicher Geschwindigkeit zu befördern.

Abb. 2. P8 Lokomotiven Nr. 38—3396. Bei 10 v. H. Füllung stieg die Geschwindigkeit von 80 auf 85 km nach 3 km Entfernung. Die Füllung wurde nun auf 5 v. H. erniedrigt, trotzdem stieg die Geschwindigkeit während der nächsten 5 km sogar auf 90 km. Bei Mittel- oder Nullstellung der Steuerung blieb die Geschwindigkeit auf 90 km/h bestehen. Es genügte also für die Fortbewegung der Lokomotive mit 90 km/h Stundengeschwindigkeit die unveränderliche Schieberbewegung bei 5 mm linearer Voreilung entsprechend der gleichen Einstromkanalöffnung.

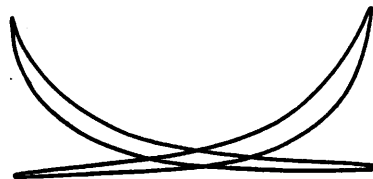


Abb. 1.

$\epsilon = 10$  v. H.;  $p_e = 11$  at;  
 $V = 90$  km

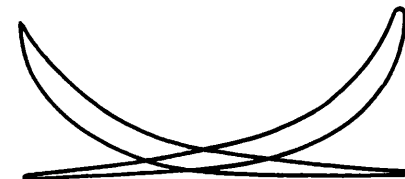


Abb. 2.

$\epsilon = 10$  v. H.;  $p_e = 11$  at;  
 $V = 80$  km



Abb. 3.

$\epsilon = 10$  v. H.;  $p_e = 9$  at;  
 $V = 40$  km

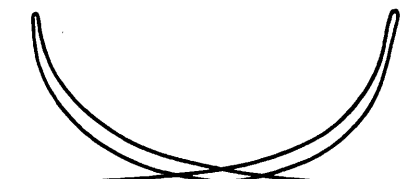


Abb. 4.

$\epsilon = 0$  v. H.;  $p_e = 12$  at;  
 $V = 50$  km

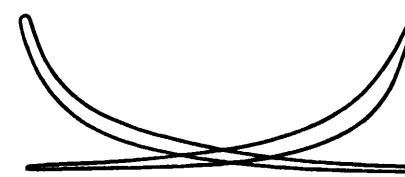


Abb. 5.

$\epsilon = 10$  v. H.;  $p_e = 10$  at;  
 $V = 45$  km

Abb. 3. Lokomotive Nr. 5153 Magdeburg. Auf 2 km Strecke stieg die Geschwindigkeit von 40 auf 45 km bei 10 v. H. Füllung. Nach weiteren 4 km stieg die Geschwindigkeit auf 50 km bei Verminderung der Füllung auf 5 v. H. Selbst bei Nullstellung nahm die Geschwindigkeit noch etwas zu.

Abb. 4 zeigt ein Diagramm bei Nullstellung der Steuerung der vorgenannten Lokomotive.

Abb. 5. Lokomotive Nr. 4891 Köln. Bei 10 v. H. Füllung betrug die Geschwindigkeit etwa 45 km/h und blieb 3 km unverändert, dann fiel sie etwas. Erst bei 25 v. H. stieg sie wieder auf 50 km bei 2 km Entfernung.

Aus den Diagrammen ist ersichtlich, daß die Lokomotiven, trotz gleicher Bauart, verschieden im Lauf sind. Der Lokomotivführer hat es an der Hand, seine Lokomotive darauf zu untersuchen, wie sie am besten läuft und am wirtschaftlichsten arbeitet. Es ist deshalb auch nicht immer angebracht, den Lokomotivführer nach den Leistungen und dem Materialverbrauch der ihm anvertrauten Lokomotive zu beurteilen. Einige Führer haben das Glück, eine sparsame Lokomotive zugeteilt zu bekommen, während andere wieder schwer anführende Lokomotiven haben, bei denen mit dem besten Willen keine günstigen Zahlen erzielt werden können. Konstrukteur und Betriebsmann haben sich schon bemüht, die Lokomotiven so zu bauen, daß beide Lokomotivseiten genau gleichmäßig arbeiten, jedoch ohne Erfolg. Noch viel weniger gelingt es, Lokomotiven einer Gattung mit genau gleicher Leistung herzustellen. Solange es Dampflokomotiven geben wird, wird dieser Übelstand kaum überwunden werden können. E. H.

### Selbsttätige Kupplung in Japan.

Über Einführung der selbsttätigen Kupplung in Japan wurde im Organ 1926 Heft 8, S. 155 berichtet. Über die inzwischen festgestellten Ergebnisse ist dem Wjestnik Putej Soobschenja 1926 Nr. 65 zu entnehmen: in Stationen japanischer Bahnen waren früher 4903 Mann mit dem Kuppeln der Wagen beschäftigt. Nach der Einführung der selbsttätigen Kupplung erniedrigte sich diese Zahl auf 583 d. i. auf 14 v. H. der ursprünglichen. Im Verlaufe der ersten acht Monate nach der Einführung der neuen Kupplung sank die Zahl der mit der Kupplung in Beziehung stehenden Unglücksfälle auf 19 gegenüber 150 des entsprechenden Zeitraumes 1924 vor Einführung der neuen Kupplung. Die Unglücksfälle gingen also auf 12,7 v. H. der ursprünglichen Zahl zurück.

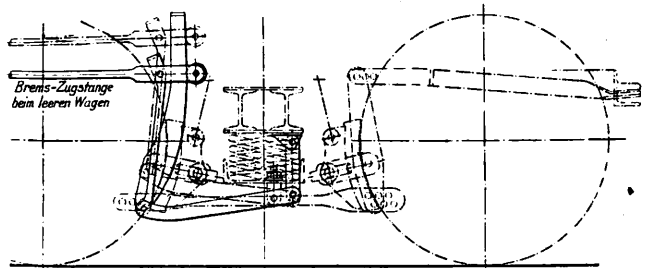
Dr. S.

### Bremsdruckregler für Güterwagen.

Die nebenstehend abgebildete Vorrichtung ist bei den Staatsbahnen von Neu Süd-Wales an vierachsigen Güterwagen eingebaut. Sie soll für jede Belastung des Wagens selbsttätig den erforderlichen Bremsdruck einstellen.

Die Wirkung der Vorrichtung beruht — wie dies auch sonst schon versucht worden ist — auf der Zusammendrückung der Trag-

federn, d. h. hier der Wiegenfedern. Sobald diese belastet werden, wird der kurze Arm des wagrechten Hebels nach unten, der lange Arm nach oben gedrückt und damit zugleich der Angriffspunkt für



Bremsdruckregler für Güterwagen.

die Bremszugstange verschoben. Da jedoch in Wirklichkeit die Tragfedern und vor allem die im vorliegenden Fall verwendeten Wickelfedern, einem ständigen Spiel unterworfen sind und auch mitunter ermatten werden, wird diese Vorrichtung nicht unbedingt zuverlässig arbeiten.

R. D.

(The Railw. Eng. 1926, September.)

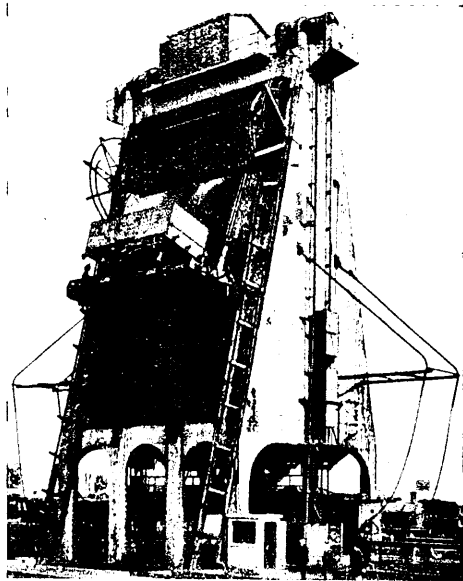
## Bahnhöfe nebst Ausstattung, Lokomotivbehandlungsanlagen.

### Die neue Bekohlungs- und Besandungsanlage in Doncaster.

In der Betriebswerkstätte Doncaster der London und North Eastern Linie ist eine neuartige Bekohlungs- und Besandungsanlage in Betrieb genommen worden (siehe Abb.). Die Anlage hebt Kohlenwagen von 20 t auf eine Höhe von mehr als 18 m über S.-O., von wo aus die Kohle in einen Bunker von 500 t Fassungsvermögen gestürzt wird. Der Bunker ist unterteilt für zwei Sorten Kohlen und außerdem sind besondere Bunker vorgesehen für die Aufnahme von 20 t trockenem Sand. Der beladene Kohlenwagen wird vom Zuge losgekuppelt und läuft auf eine Art Wiege unmittelbar am Bekohlungsturm, die Wiege dreht sich ein wenig, der Wagen neigt sich schwach seitwärts und lehnt sich in seiner ganzen Länge gegen eine seitliche Unterstützung, die den Wagen gleichzeitig so hält, daß er nicht entlaufen kann. In dieser Stellung wird er hochgehoben bis über den Kohlenbunker. Die Wiege wird auf der inneren Seite festgestellt und dann weitergedreht, so daß der Wagen soweit kippt, bis die Kohle entladen ist. Während des Kippens legt sich der Wagen gegen einen kräftigen Eisenbalken, so daß er nicht abstürzen kann. Wenn der Wagen entleert ist, beginnt die rückläufige Bewegung. Das Heben, Kippen und Ablassen eines Wagens beansprucht weniger als 4 Minuten, so daß stündlich 240 t Kohlen in den Bunker geworfen werden können. Der Bunker ist in Eisenbeton gebaut und besitzt 12 Schurren für die Abgabe der Kohlen an die Lokomotiven. Die Bauart ist sehr gedrängt und beansprucht wenig Grundfläche. Der Bekohlungsturm überspannt zwei Lokomotivgleise und besitzt eine Länge in Richtung der Gleisachsen von wenig mehr als einer Wagenlänge. Der Bunker ist in 2 Stunden gefüllt und ein Mann genügt, um alle Lokomotiven zu bekohlen. Der Kraftbedarf für das Heben des Wagens ist gering, da die Wiege, der Wagen und ein Teil der Ladung durch Gegengewichte ausgeglichen sind.

Der Sand wird aus dem Wagen in einen Trockner entleert, von wo er mit Prefsluft zu zwei Bunkern hochgedrückt wird, die an

beiden Seiten des Turmes angeordnet sind. Sand und Kohle kann gleichzeitig an die Lokomotiven abgegeben werden.



Ansicht der mechanischen Bekohlungs- und Besandungsanlage in Doncaster.

Wegen der günstigen Erfahrungen ist eine größere Zahl von Bekohlungsanlagen der genannten Art in Bau genommen worden.

Railw. Eng. Nov. 1926.

Ed.

## Buchbesprechungen.

Hütte, Des Ingenieurs Taschenbuch. 25. Auflage, 4. Band, Berlin 1927, Verlag Wilhelm Ernst und Sohn. Preis in Leinwand 15.00 RM.

Zur Vorstellung zunächst eine einfache Aufzählung von Stichworten. Der Band umfaßt: Verkehrstechnik (Schiffbau und Schiffsmaschinenbau, Automobilbau, Flugzeugbau), Bergbau und Bohrtechnik, Aufbereitung und Hartmüllerei, Landwirtschaft, Nahrungsmittel- und verwandte Gewerbe, Forstwirtschaftstechnik, Häute- und Lederverarbeitung, Faserstoff- und Papiertechnik, Keramik und Glas, Gastechnik, Graphische Technik, Kinotechnik, Radiotechnik, Verpackungstechnik.

Der Band ist offenbar eine Nachlese, aber eine von besonderer Art. Man kann sich diesen 4. Band recht wohl so entstanden denken, daß man nach Abschluss der gewohnten drei Bände sozusagen eine Inventur über den gegenwärtigen Stand der Technik gemacht hat. Hierbei hat sich dann die Notwendigkeit des 4. Bandes heraus-

gestellt. Also erst mit ihm haben wir ein volles Gegenwartsbild. Daß man dabei den vererbten, gesicherten Altbesitz von den beweglicheren Neuerwerbungen getrennt hat, ist sicher nur klug. Denn es kann leicht die Notwendigkeit eintreten, von diesem Bande häufiger eine neue Auflage herauszubringen als von den übrigen, geruhigeren. Man kann diesen 4. Band auch als eine Art Absatzbecken betrachten, durch den neueste Stoffe, drängende Tagesfragen erst hindurch müssen, ehe ihnen ihre endgültige Stellung angewiesen wird. Deshalb ist es denn auch ganz natürlich, daß der Inhalt etwas bunt ist, ja daß einiges darunter ist, was früher mancher Ingenieur als „ungünstig“ abgelehnt hätte. In diesem Sinne stellt der vorliegende Band eine Erweiterung des Arbeitsgebietes für den Maschineningenieur dar; die neu angeschlagenen Quellen werden sich sicher als sehr ergiebig herausstellen.

Die Behandlung des Stoffes entspricht durchaus den Über-

lieferungen der „Hütte“. Man braucht z. B. nur den Abschnitt Radiotechnik mit dem zu vergleichen, was sonst geschäftige Federn über den Rundfunk herausbringen, um zu erkennen, daß man in der „Hütte“ festen Boden unter den Füßen hat. Dabei war es für den ganzen 4. Band nicht leicht, den Stoff zu gewinnen und zu sichten. In dem Verzeichnis des Schrifttums, das dankenswerterweise jedem Abschnitt als Leitseil vorangestellt ist, findet sich mehr als einmal der Hinweis, daß es an zusammenfassenden Darstellungen des betreffenden Gebietes noch fast völlig fehlt. Alles in allem stellt also der vorliegende Band einen erfreulichen Beweis für die Lebenskraft und den Fortschrittswillen der „Hütte“ dar; und das ist wohl das Beste, was man einer Jubiläumsausgabe zum Lobe sagen kann.

Dr. Blofs.

C. Kersten: „Freitragende Holzbauten“. Zweite, völlig umgearbeitete und stark erweiterte Auflage. Verlag Julius Springer, Berlin. Gebunden 36,— Mk.

Die Verwendung des Holzes als Hauptbaustoff für weitgespannte Tragwerke und die möglichst günstige Ausnutzung seiner Festigkeitseigenschaften ist in hohem Maße abhängig von der Güte und Zweckmäßigkeit der Verbindung der einzelnen Bauglieder. Die Lösung dieser Aufgabe ist in mannigfachster Weise versucht worden, ohne daß es bisher gelungen wäre, „die Lösung“ zu finden, die allen gestellten Anforderungen vollkommen entspricht. Es ist daher dankbar zu begrüßen, daß im vorliegenden Werk alle in Deutschland vorkommenden Bauweisen für freitragende Holzbauten übersichtlich zusammengestellt werden konnten, wozu dem Verfasser mehr als 30 der namhaftesten deutschen Holzbaufirmen unter Beiseitstellung der Rücksichten auf den Wettbewerb, Zeichnungen, Lichtbilder und sonstige Unterlagen zur Verfügung gestellt haben.

Die vorliegende zweite Auflage bringt auf 340 Seiten Text mit 742 zum größten Teil neuen Abbildungen eine erschöpfende Darstellung der auf dem Gebiete des Holzbaues vorliegenden Bauweisen. Nach eingehender Erörterung der Vor- und Nachteile der Holztrag-

werke gegenüber anderen Baustoffen und einem kurzen geschichtlichen Abriss ihrer Entwicklung werden im ersten Abschnitt die Stabverbindungen an den Fachwerksknoten und die dabei verwendeten Verbindungsmittel — Schraubenbolzen, Stab-, Scheiben- und Ringdübel — unter Bekanntgabe der Ergebnisse von Festigkeits- und Belastungsversuchen besprochen. Hieran schließt sich die Erörterung der Ausführungsweise der verschiedenen Formen gegliederter Fachwerkträger, der Balkenträger mit rechteckigem und I-förmigem Ausschnitt, der Bogen- und Rahmenbinder mit voller oder gegliederter Wand und endlich die der binderlosen Wölbdächer, sowie die Herstellung in der Werkstatt und den Zusammenbau auf der Baustelle. Der zweite, umfangreichste Abschnitt bringt die Beschreibung einer großen Zahl ausgeführter Beispiele aus den verschiedensten Anwendungsgebieten mit daraus abzuleitenden Konstruktionsregeln. Im dritten Abschnitt sind schließlich kurz gedrängt die wesentlichsten Eigenschaften des Bauholzes und seine zulässigen Beanspruchungen nach den bisher geltenden Vorschriften angegeben, wobei nur leider die inzwischen erschienenen amtlichen Vorschriften der Deutschen Reichsbahn noch nicht berücksichtigt werden konnten. Immerhin darf wohl gesagt werden, daß das vorliegende Werk ein vorzügliches Hilfsmittel für den Konstrukteur bildet, das jedenfalls dazu beitragen wird, die Ausbildung der weitgespannten Holztragwerke zu fördern und damit den Belangen der Holzbaufirmen sowohl, als auch der Allgemeinheit zu dienen.

Karig.

Die Zuständigkeiten der Beschaffungsstellen im Verwaltungsgebiet der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft. Zusammenge stellt und erläutert von Dr. Karl Koch. Berlin 1927, Verlag Guido Hackebeil A.-G. 49, VI und 28 S. Preis brosch. RM. 4.—

Das Heft ist für die Lieferanten der D. R. G. bestimmt und wird wohl einem weitgreifenden Bedürfnis gerecht, da es für den außerhalb der D. R. G. stehenden Interessenten bisher schwer war, sich in der verwickelten Zuständigkeitsorganisation zurecht zu finden.

## Verschiedenes.

### Die dritte Tagung der Studiengesellschaft für Rangiertechnik.

Die Studiengesellschaft für Rangiertechnik hat am 2. und 3. Juni 1927 ihre dritte Tagung unter dem Vorsitz von Herrn Professor Dr. Ing. Blum in Dresden abgehalten.

Zwischen den Beratungen wurde ein fesselnder und wohl-durchdachter Vortrag des Herrn Reichsbahnrat Dr. Ing. Frohne über „Gefällbahnhöfe“ eingeschaltet. Teile dieses Vortrages sind in ausführlicherer Form in dem im Heft 13, Seite 238, sowie in diesem Heft veröffentlichten Aufsatz wiedergegeben.

Die Hauptversammlung am 3. Juni brachte als wesentlichsten Punkt der Besprechung die Berichte der Sonderausschüsse. Folgende Einzelheiten verdienen hervorgehoben zu werden:

Der Sonderausschufs 1 hat das Problem der Mechanisierung des Ablaufgeschäftes in Angriff genommen.

Der Sonderausschufs 2 wird zunächst die bisherigen theoretischen Veröffentlichungen über Ablauf und Profilgestaltung kritisch durcharbeiten und eine für die weiteren Arbeiten der Studiengesellschaft maßgebende Theorie — gegebenenfalls mit Varianten in der Einzelbehandlung — herauschälen.

Der Sonderausschufs 3 gab einen Bericht über die Begutachtung der Wirbelstromgleisbremse, bei der hervorragende elektrotechnische Gutachter hinzugezogen worden waren. Die Mitgliederversammlung beschloß, der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft eine Versuchsausführung zu empfehlen, um Wirtschaftlichkeit und technische Wertigkeit dieser neuen Bremsbauart festzustellen.

Ferner bearbeitet dieser Ausschufs eine Denkschrift über die Beanspruchung des Wagenmaterials durch Gleisbremsen, und stellt Richtlinien für die Berechnung und konstruktive Durchbildung der ferngesteuerten mechanischen Gleisbremsen auf.

Der Sonderausschufs 4 behandelt die Mechanisierung des Beidrückens in den Richtungsgleisen. Die Notwendigkeit der Ver-

ringerung der Beidrückzeiten für eine Leistungssteigerung der Verschiebebahnhöfe ist voll erkannt, der Sonderausschufs wird zielbewußt an der Lösung dieses Problems mitwirken.

Der Sonderausschufs 5, dessen Arbeitsgebiet die Weichenbedienung ist, hat zunächst die Forderung des Betriebes festgestellt und versucht es, die Erfahrung auf den modernen Bahnhöfen für die Aufstellung einheitlicher Richtlinien nutzbar zu machen.

Der Sonderausschufs 6 „für Verständigung“ stellt zunächst in den Mittelpunkt seiner Erörterungen den Rangierzettel. Nach arbeitswissenschaftlichen Grundsätzen wird zunächst untersucht: Wer soll den Rangierzettel aufstellen? Wie soll er aufgestellt werden? Wie soll die Vervielfältigung, wie die Verteilung erfolgen? Im übrigen wird es das Ziel dieses Ausschusses sein, das weitverzweigte und zersplitterte Gebiet der Verständigungsmittel mit dem Bestreben, durcharbeiten, eine „Verdichtung auf bestimmte Apparate“ zu erzielen.

Der Sonderausschufs 7 verfolgt die Fortbildung der Betriebsweise und die Fortschritte der Mechanisierung des Rangierdienstes im Ausland. Der Ausschufs gab einen zusammenhängenden Bericht über den Stand der Rangiertechnik in Amerika, England und Frankreich.

Alles in allem kann zusammenfassend gesagt werden, daß die Studiengesellschaft für Rangiertechnik auf das eifrigste bestrebt ist, alle Probleme der Rangiertechnik, die für eine weitausgreifende Förderung der Rationalisierung der Verschiebebahnhöfe von Bedeutung sind, im Zusammenhang durcharbeiten, um ihre praktische Lösung zu fördern. Hierbei ist von großem Wert, daß die Studiengesellschaft in allen ihren Arbeiten dem wissenschaftlichen Geist den Vorrang läßt zur Vertiefung der Forschung und zur Erringung eines nachhaltigen Erfolges.

G.

Verkehrstechnische Woche 1927, Heft 25 v. 22. 6. 27.