

Beitrag zur Berechnung des Querschwellenoberbaues.

Von Ing. Dr. Eugen Czitary, Wien.

1. Allgemeines.

In der im Heft 8 des Jahrgangs 1936 dieser Zeitschrift unter dem gleichen Titel veröffentlichten Abhandlung hat der Verfasser die Beanspruchungen des Querschwellenoberbaues durch eine lotrechte Kraft behandelt, wenn die beiden Schienen in gleicher Weise belastet werden. Das Ziel der möglichst streng durchgeführten Rechnung war die Schaffung der Grundlagen für eine Beurteilung der in der Praxis stets erwünschten einfachen Näherungsformeln. Bei dem heute im Vordergrund stehenden Schnellverkehr spielen aber auch waagerechte, auf das Gleis einwirkende Kräfte eine bedeutendere Rolle. Untersuchungen über die durch waagerechte Kräfte in einem Eisenbahngleis hervorgerufenen Beanspruchungen liegen bisher nur für den Langschwellenoberbau vor¹⁾. Der Verfasser hat daher versucht, die in den einzelnen Teilen eines Querschwellengleises wirkenden Kräfte und Momente zu ermitteln, wenn an einer der Fahrschienen eine waagerechte Kraft am Schienenkopf senkrecht zur Gleisachse angreift. Hierbei wurde angenommen, daß das Gleis in ähnlicher Weise im waagerechten Sinn elastisch nachgiebig ist, wie dies im lotrechten Sinn bisher fast stets angenommen wird. Allerdings liegen bezüglich der waagerechten Bettungszahlen erst sehr dürftige Angaben vor. Wir können uns hier mit einigem Recht vorstellen, daß ein ziemlich inniger Kontakt zwischen den einzelnen Schotterstücken und der Schwellensole besteht, und zwar wird bei Verwendung von Holzquerschwellen ein Eindringen der Ecken jener Schotterstücke in die Schwellensole stattfinden, auf denen die Schwelle unmittelbar aufruhet. Handelt es sich aber um Eisenquerschwellen und ist der Hohlraum der Schwellen mit Schotter ausgefüllt, so wird eine gewisse Verklemmung zwischen diesen Schotterstücken und jenen der darunter liegenden Bettung vorhanden sein. Wirkt nun auf das Gleis eine waagerechte Kraft senkrecht zur Gleisachse, so haben wir zunächst eine kleine elastische Verschiebung des Gleises in der Richtung der Kraft zu erwarten. Wächst die Kraft, so wird schließlich der elastische Widerstand zwischen Schwellen und Bettung überwunden werden und der Verschiebung des Gleises in der Krafrichtung lediglich die Reibung zwischen Schwellen und Bettung Widerstand leisten. Wir gelangen auf diese Art bei einer zeichnerischen Darstellung des Bettungswiderstandes zu der nachfolgenden Abb. 1, wenn als Abszissen die Verschiebungen und als Ordinaten die Widerstände der Bettung je Flächeneinheit aufgetragen werden. Der von der Bettung geleistete Reibungswiderstand hängt jedenfalls von der gleichzeitigen Wirkung einer lotrechten Kraft P oder P_1 ab, was in der Abbildung gleichfalls berücksichtigt erscheint. In Übereinstimmung mit der bei der Wirkung einer lotrechten Last gemachten Annahme hinsichtlich der lastübertragenden Fläche wollen wir auch hier voraussetzen, daß diese je Schiene mit

$$F = 2 b \ddot{u}$$

angenommen werden kann, worin b die Schwellenbreite und \ddot{u} den Schwellenüberstand bedeuten. Der Widerstand ist dann

$$A = F \sigma = 2 \Gamma b \ddot{u} \epsilon,$$

wenn Γ die waagerechte Bettungszahl darstellt. Für diese gilt überdies

$$\Gamma = \operatorname{tg} \gamma = \frac{\sigma}{\epsilon},$$

solange man im elastischen Bereich der Bettung verbleibt.

2. Die durch eine waagerechte Kraft im Gleis hervorgerufenen Biegemomente.

Die Verbindung zwischen Schiene und Schwelle ist bei den meisten Oberbauformen nicht steif genug, um größere waagerechte Momente übertragen zu können. Es wird also der Fall einer bloß teilweisen Einspannung zwischen Schiene und Schwelle vorliegen. Solche teilweise Einspannungen sind aber mathematisch sehr schwierig zu behandeln. Nun gehen die Bestrebungen heute dahin, die Verbindung zwischen Schiene und Schwelle möglichst steif, also zur Übertragung größerer Momente geeignet zu machen, um eine höhere Steifigkeit des ganzen Gleisrahmens zu erreichen, die im Hinblick

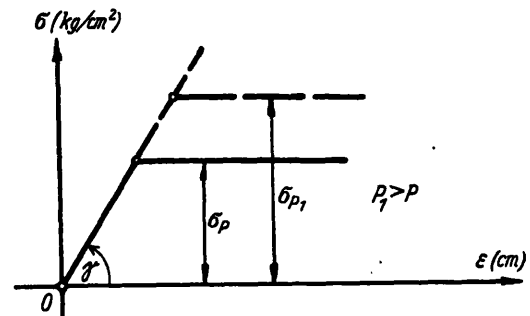


Abb. 1. Zusammenhang zwischen Beanspruchung und Verschiebung bei Einwirkung einer waagerechten Kraft auf die Bettung.

auf eine verminderte Knickgefahr bei dem gegenwärtig im Vordergrund des Interesses stehenden Langschienengleis sehr erwünscht erscheint. Wir beschränken uns daher in der Folge darauf, die beiden Grenzfälle zu untersuchen:

a) Zwischen Schiene und Schwelle können keine waagerechten Momente übertragen werden; die Verbindung zwischen Schiene und Schwelle ist in waagerechter Beziehung gelenkig.

b) Zwischen Schienen und Schwellen herrscht vollkommene Einspannung; das Gleis ist rahmensteif.

a) Die Verbindung zwischen Schienen und Schwellen ist gelenkig.

Wir nehmen hier keine Rücksicht darauf, daß die angreifende Kraft, die Widerstände der Bettung und die Achsen von Schienen und Schwellen in verschiedenen Ebenen liegen; die dadurch hervorgerufenen zusätzlichen Wirkungen werden wir später untersuchen. Ferner denken wir uns die waagerechte Kraft bloß an einer der beiden Schienen angreifend, da dies allgemeiner ist und durch Übereinanderlagerung die Ergebnisse für jeden beliebigen Belastungsfall aus den hier behandelten gewonnen werden können.

¹⁾ Vergl. Timoshenko und Langer, Stresses in railroad tracks. Trans. Amer. Soc. mech. Eng., Jahrg. 1932.

α) Stellung der Last in Feldmitte zwischen n^{ter} und n + 1^{ter} Schwelle.

Mit Bezug auf die eingangs angeführte Abhandlung des Verfassers über die Wirkung einer lotrechten Kraft lassen sich

die Gleichungen für die Stützmomente der Schienen, die negativ vorausgesetzt werden, sofort anschreiben. Für die belastete Schiene ergibt sich dabei:

$$\begin{aligned}
 & \dots \dots \dots \\
 n - 1^{ste} \text{ Stütze } & M_{n-2,1} l + 4 M_{n-1,1} l + M_{n,1} l = 6 E J' \left(\frac{y_{n-1} - y_{n-2}}{1} - \frac{y_n - y_{n-1}}{1} \right) \\
 n^{te} \quad \quad \quad & \dots \quad M_{n-1,1} l + 4 M_{n,1} l + M_{n+1,1} l = \frac{3}{8} Q l^2 + 6 E J' \left(\frac{y_n - y_{n-1}}{1} - \frac{y_{n+1} - y_n}{1} \right) \\
 n + 1^{ste} \quad \quad & \dots \quad M_{n,1} l + 4 M_{n+1,1} l + M_{n+2,1} l = \frac{3}{8} Q l^2 + 6 E J' \left(\frac{y_{n+1} - y_n}{1} - \frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} \right) \\
 n + 2^{te} \quad \quad & \dots \quad M_{n+1,1} l + 4 M_{n+2,1} l + M_{n+3,1} l = 6 E J' \left(\frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} - \frac{y_{n+3} - y_{n+2}}{1} \right) \\
 & \dots \dots \dots
 \end{aligned}$$

Analog erhalten wir für die unbelastete Schiene:

$$\begin{aligned}
 & \dots \dots \dots \\
 n - 1^{ste} \text{ Stütze } & M_{n-2,2} l + 4 M_{n-1,2} l + M_{n,2} l = 6 E J' \left(\frac{y_{n-1} - y_{n-2}}{1} - \frac{y_n - y_{n-1}}{1} \right) \\
 n^{te} \quad \quad \quad & \dots \quad M_{n-1,2} l + 4 M_{n,2} l + M_{n+1,2} l = 6 E J' \left(\frac{y_n - y_{n-1}}{1} - \frac{y_{n+1} - y_n}{1} \right) \\
 n + 1^{ste} \quad \quad & \dots \quad M_{n,2} l + 4 M_{n+1,2} l + M_{n+2,2} l = 6 E J' \left(\frac{y_{n+1} - y_n}{1} - \frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} \right) \\
 n + 2^{te} \quad \quad & \dots \quad M_{n+1,2} l + 4 M_{n+2,2} l + M_{n+3,2} l = 6 E J' \left(\frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} - \frac{y_{n+3} - y_{n+2}}{1} \right) \\
 & \dots \dots \dots
 \end{aligned}$$

In diesen Beziehungen bedeuten:
 $M_{v,1}$ und $M_{v,2}$ die Momente der belasteten und der unbelasteten Schiene über der v^{ten} Stütze,
 l die Schwellenentfernung,
 E die Elastizitätszahl des Schienenstahls,
 J' das Trägheitsmoment der Schiene in bezug auf die lotrechte Schwerachse und
 y_v die durch die Last Q bewirkte waagerechte Verschiebung der Schienen an der v^{ten} Stütze. Zufolge der Querschwellen muß y_v für die belastete und unbelastete Schiene gleich sein.
 Setzt man nun $M_{v,1} - M_{v,2} = \Delta M_v$ und subtrahiert die beiden Gleichungssysteme zeilenweise, so entsteht:

$$\begin{aligned}
 & \dots \dots \dots \\
 n - 1^{ste} \text{ Stütze } & \Delta M_{n-2} l + 4 \Delta M_{n-1} l + \Delta M_n l = \theta \\
 n^{te} \quad \quad \quad & \dots \quad \Delta M_{n-1} l + 4 \Delta M_n l + \Delta M_{n+1} l = \frac{3}{8} Q l^2 \\
 n + 1^{ste} \quad \quad & \dots \quad \Delta M_n l + 4 \Delta M_{n+1} l + \Delta M_{n+2} l = \frac{3}{8} Q l^2 \\
 n + 2^{te} \quad \quad & \dots \quad \Delta M_{n+1} l + 4 \Delta M_{n+2} l + \Delta M_{n+3} l = \theta \\
 & \dots \dots \dots
 \end{aligned} \quad \dots 1)$$

Diese Gleichungen haben denselben Bau wie die Momentengleichungen eines Trägers auf nicht senkbaren Stützen. Ihre Lösung ist bekannt²⁾ und lautet bei unbegrenzter Länge des Gleises für

$$\Delta M_n = -\frac{Q l}{16} \sqrt{2(2 + \sqrt{3})} \dots \dots \dots 2)$$

womit die übrigen Momentendifferenzen aus 1) leicht bestimmt werden können. Schreibt man hingegen für $M_{v,1} + M_{v,2} = M_v$ und addiert die beiden Gleichungssysteme zeilenweise, so folgt:

$$\begin{aligned}
 & \dots \dots \dots \\
 n - 1^{ste} \text{ Stütze } & M_{n-2} l + 4 M_{n-1} l + M_n l = 12 E J' \left(\frac{y_{n-1} - y_{n-2}}{1} - \frac{y_n - y_{n-1}}{1} \right) \\
 n^{te} \quad \quad \quad & \dots \quad M_{n-1} l + 4 M_n l + M_{n+1} l = \frac{3}{8} Q l^2 + 12 E J' \left(\frac{y_n - y_{n-1}}{1} - \frac{y_{n+1} - y_n}{1} \right) \\
 n + 1^{ste} \quad \quad & \dots \quad M_n l + 4 M_{n+1} l + M_{n+2} l = \frac{3}{8} Q l^2 + 12 E J' \left(\frac{y_{n+1} - y_n}{1} - \frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} \right) \\
 n + 2^{te} \quad \quad & \dots \quad M_{n+1} l + 4 M_{n+2} l + M_{n+3} l = 12 E J' \left(\frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} - \frac{y_{n+3} - y_{n+2}}{1} \right) \\
 & \dots \dots \dots
 \end{aligned}$$

Ersetzt man jetzt ebenso wie in dem ersten Aufsatz des Verfassers die y_v durch die Auflagerdrücke und diese wieder durch die Stützmomente, dann ergibt sich weiter, wenn man

mit $k' = \frac{1}{4 \Gamma b \ddot{u}}$ und mit $c' = \frac{12 E J'}{l^3} k'$ bezeichnet,

²⁾ Siehe Org. Fortschr. Eisenbahnwes., Jahrg. 1936, Heft 8.

$$\left. \begin{aligned} & \dots \dots \dots = \Theta \\ c' M_{n-3} - (4 c' - 1) M_{n-2} + (6 c' + 4) M_{n-1} - (4 c' - 1) M_n + c' M_{n+1} &= c' \frac{Ql}{2} \\ c' M_{n-2} - (4 c' - 1) M_{n-1} + (6 c' + 4) M_n - (4 c' - 1) M_{n+1} + c' M_{n+2} &= \frac{3}{8} Ql - c' \frac{Ql}{2} \\ c' M_{n-1} - (4 c' - 1) M_n + (6 c' + 4) M_{n+1} - (4 c' - 1) M_{n+2} + c' M_{n+3} &= \frac{3}{8} Ql - c' \frac{Ql}{2} \\ c' M_n - (4 c' - 1) M_{n+1} + (6 c' + 4) M_{n+2} - (4 c' - 1) M_{n+3} + c' M_{n+4} &= c' \frac{Ql}{2} \\ & \dots \dots \dots = \Theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 3)$$

Diese Gleichungen sind identisch mit den Momenten- | Ihre Lösung ist ebenfalls bekannt²⁾, und zwar ergibt sich bei
gleichungen eines einfachen Trägers auf nachgiebigen Stützen. | unbegrenzter Gleislänge für

$$M_n = - \sqrt{\frac{24576 c'^2 + 1536 c' - 192 + (24576 c'^2 + 2304 c' - 96) \sqrt{3(1+8c')}}{576 c'^2 + 48 c' - 3}} \frac{Ql}{64} + \frac{Ql}{4} \dots \dots \dots 4a)$$

und für

$$M_{n-1} = - \sqrt{\frac{614400 c'^4 - 397824 c'^3 - 33984 c'^2 + 2784 c' - 48 + (6144 c'^4 + 31296 c'^3 + 2856 c'^2 - 120 c') 4 \sqrt{3(1+8c')}}{576 c'^2 + 48 c' - 3}} \cdot \frac{Ql}{64 c'} + \frac{12 c' - 1}{16 c'} Ql \dots \dots \dots 4b)$$

Mit diesen beiden Werten können alle übrigen M_r leicht
aus 3) ermittelt werden. Vernachlässigt man in den Formeln
4a) und 4b) einige Glieder, deren Einfluß gering ist, dann
entsteht

$$M_n = - \sqrt{\frac{1 + \sqrt{3(1+8c')}}{6}} \frac{Ql}{4} + \frac{Ql}{4}$$

und

$$M_{n-1} = - \sqrt{\frac{25 + \sqrt{3(1+8c')}}{6}} \frac{Ql}{4} + \frac{12 c' - 1}{16 c'} Ql.$$

Sind die ΔM_r und M_r ermittelt, so stehen uns zur Be-
stimmung der Stützmomente in der belasteten und der un-
belasteten Schiene die Gleichungen $M_{r,1} = \frac{M_r + \Delta M_r}{2}$ und

$$M_{r,2} = \frac{M_r - \Delta M_r}{2} \text{ zur Verfügung.}$$

β) Stellung der Last über der n^{ten} Schwelle.

Die Momentengleichungen der belasteten Schiene lauten:

$$\begin{aligned} n - 1^{ste} \text{ Stütze } & M_{n-2,1}l + 4 M_{n-1,1}l + M_{n,1}l = 6 E J' \left(\frac{y_{n-1} - y_{n-2}}{1} - \frac{y_n - y_{n-1}}{1} \right) \\ n^{te} \text{ „ } & M_{n-1,1}l + 4 M_{n,1}l + M_{n+1,1}l = 6 E J' \left(\frac{y_n - y_{n-1}}{1} - \frac{y_{n+1} - y_n}{1} \right) \\ n + 1^{ste} \text{ „ } & M_{n,1}l + 4 M_{n+1,1}l + M_{n+2,1}l = 6 E J' \left(\frac{y_{n+1} - y_n}{1} - \frac{y_{n+2} - y_{n+1}}{1} \right) \end{aligned}$$

Die betreffenden Beziehungen der anderen Schiene haben
genau die gleiche Form. Setzt man hier ebenfalls $M_{r,1} - M_{r,2} =$
 $= \Delta M_r$ und subtrahiert die beiden Gleichungssysteme zeilen-
weise, so stehen rechts lauter Nullen. Es muß somit hier

$M_{r,1} = M_{r,2}$ sein. Addiert man hingegen die beiden Gleichungs-
systeme und schreibt $M_{r,1} + M_{r,2} = M_r$, so erhält man durch
die gleichen Umformungen und Zusammenfassungen wie
unter $\alpha)$:

$$\left. \begin{aligned} & \dots \dots \dots = \Theta \\ c' M_{n-3} - (4 c' - 1) M_{n-2} + (6 c' + 4) M_{n-1} - (4 c' - 1) M_n + c' M_{n+1} &= c' Ql \\ c' M_{n-2} - (4 c' - 1) M_{n-1} + (6 c' + 4) M_n - (4 c' - 1) M_{n+1} + c' M_{n+2} &= - 2 c' Ql \\ c' M_{n-1} - (4 c' - 1) M_n + (6 c' + 4) M_{n+1} - (4 c' - 1) M_{n+2} + c' M_{n+3} &= c' Ql \\ & \dots \dots \dots = \Theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 5)$$

Dies ist dasselbe Gleichungssystem wie für einen einfachen
Träger auf nachgiebigen Stützen bei Stellung der Last über
einer Stütze.

Die Lösung für M_n und M_{n-1} lautet bei unbegrenzter
(Gleislänge bekanntlich²⁾):

$$M_n = - \frac{Ql c'}{2} \sqrt{\frac{8 \sqrt{3(1+8c')} - 16}{192 c'^2 + 16 c' - 1}} \dots \dots \dots 6a)$$

$$M_{n-1} = - \frac{Ql}{8} \sqrt{\frac{(384 c'^2 + 384 c') \sqrt{3(1+8c')} + 3840 c'^2 + 192 c' - 48}{576 c'^2 + 48 c' - 3}} \dots \dots \dots 6b)$$

oder mit den gleichen Vernachlässigungen wie unter $\alpha)$

$$M_n = - \frac{Ql}{4} \sqrt{\frac{\sqrt{3(1+8c')} - 2}{6}}$$

$$M_{n-1} = - \frac{Ql}{4} \sqrt{\frac{(c' + 1) \sqrt{3(1+8c')} + 10 c'}{6 c'}} + \frac{Ql}{2}$$

γ) Beispiel.

Angenommen wird der Reichsbahnoberbau K 49, dessen kennzeichnende Grundwerte in nachfolgender Zahlentafel zusammengestellt sind.

Zahlentafel 1.

Trägheitsmoment der Schiene um die waagerechte Schwerachse	$J = 1781 \text{ cm}^4$	Entfernung der Schienen-aufstandspunkte	$2r = 150 \text{ cm}$
Desgl. um die lotrechte Schwerachse	$J' = 319 \text{ cm}^4$	Schwellen-überstand	$\ddot{u} = 55 \text{ cm}$
		Schwellenbreite	$b = 26 \text{ cm}$
Schwellenlänge (bei Holzquerschwellen)	$2l' = 260 \text{ cm}$	Schwellen-entfernung	$l = 65 \text{ cm}$

Elastizitätszahl des Schienenstahles $E = 2\,200\,000 \text{ kg/cm}^2$.

Lotrechte Bettungszahl $C = 10 \text{ kg/cm}^3$.

Waagerechte Bettungszahl $\Gamma = 1.25 \text{ kg/cm}^3$.

Der Wahl dieses Verhältnisses liegen Vergleiche mit den allerdings sehr spärlichen Zahlenangaben des Schrifttums zugrunde und die Ergebnisse eines Versuches zur Bestimmung des waagerechten Bettungsbeiwertes, den Reichsbahnrat Dr. H. Meier in dankenswerter Weise unternommen hat. Es ist daher Γ noch kein sehr sicherer Wert, was jedoch für eine grundsätzliche Untersuchung ohne besonderen Belang erscheint. Mit den angegebenen Größen folgt für $c' = 4$; damit wurde auch die Momentenbestimmung durchgeführt.

Zahlentafel 2.

Stellung der Last in Feldmitte zwischen n^{ter} und $n + 1^{\text{ter}}$ Schwelle:

Stütze	ΔM_r	M_r	$M_{r,1}$	$M_{r,2}$	Anmerkung
n	+ 0,07925	- 0,08805	- 0,00440	- 0,08365	Alle Werte sind noch mit Ql zu multiplizieren
n-1	- 0,02123	+ 0,06593	+ 0,02235	+ 0,04358	
n-2	+ 0,00567	+ 0,06121	+ 0,03344	+ 0,02777	
n-3	- 0,00147	+ 0,02593	+ 0,01223	+ 0,01370	
n-4	+ 0,00019	+ 0,00402	+ 0,00211	+ 0,00192	
n-5	$\doteq 0$	- 0,00282	- 0,00141	- 0,00141	

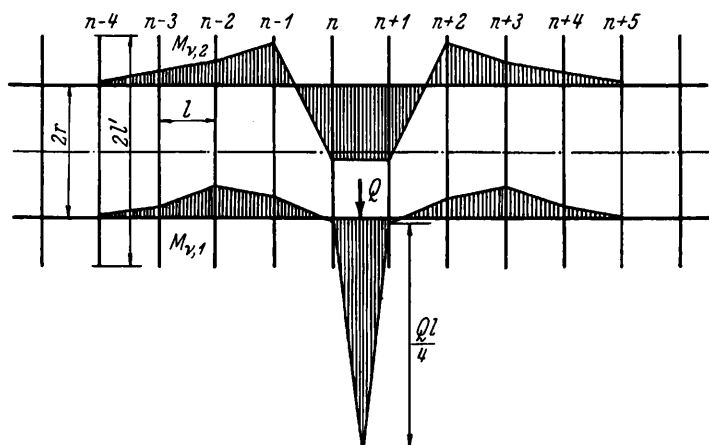


Abb. 2. Verlauf der Biegemomente in einem nicht rahmensteifen Gleis, Stellung der Last in Feldmitte.

Zahlentafel 3.

Stellung der Last über der n^{ten} Schwelle:

Stütze	ΔM_r	M_r	$M_{r,1} = M_{r,2}$	Anmerkung
n	—	- 0,28486	- 0,14243	Alle Werte sind noch mit Ql zu multiplizieren
n-1	—	+ 0,02019	+ 0,01010	
n-2	—	+ 0,07272	+ 0,03636	
n-3	—	+ 0,04297	+ 0,02149	
n-4	—	+ 0,01267	+ 0,00634	
n-5	—	- 0,00077	- 0,00039	

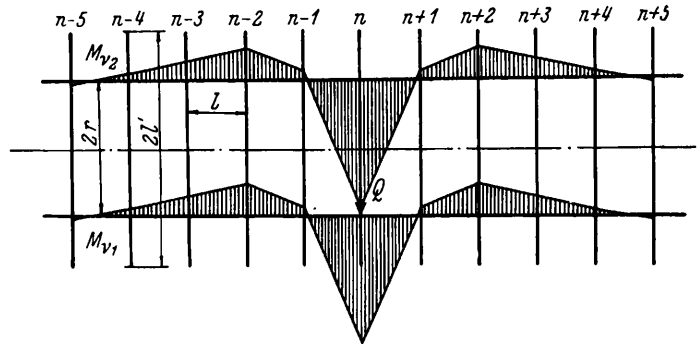


Abb. 3. Verlauf der Biegemomente in einem nicht rahmensteifen Gleis, Stellung der Last über einer Schwelle.

Aus den Momentenverläufen für die beiden untersuchten Laststellungen kann in einfacher Weise auch die Einflußlinie für jede der beiden Schienen gewonnen werden.

b) Das Gleis ist vollkommen rahmensteif.

Auch in diesem Fall wird auf den Umstand, daß angreifende Kraft, Widerstände und Stabachsen nicht in der gleichen waagerechten Ebene liegen, zunächst keine Rücksicht genommen. Um die Untersuchung innerhalb erträglicher Grenzen zu halten, erscheint es aber notwendig, noch einige Vereinfachungen durchzuführen:

1. Die durch die Achsialkräfte bewirkten Längenänderungen der Stäbe werden, wie bei Rahmen allgemein üblich, vernachlässigt.

2. Es wird vorausgesetzt, daß die Steifigkeit der Riegel (Schwellen) in bezug auf ihre lotrechte Schwerachse stets viel größer sei als jene der Gurte (Schienen) und demgemäß die Formänderungen der Riegel vernachlässigt werden können.

Daraus ergibt sich nachstehender Formänderungszustand (Abb. 4). Die Tangente an die Biegelinie der Gurte ist in den

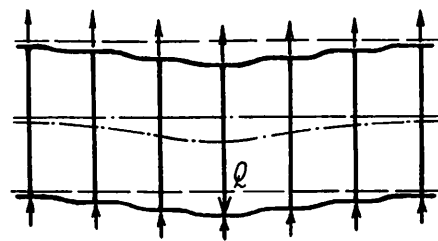


Abb. 4. Verformung eines rahmensteifen Gleises.

Knoten waagrecht, weil eine Verbiegung oder Verdrehung der Riegel zufolge obiger Vereinfachungen nicht eintritt. Dadurch werden auch von der Bettung keine Kräfte parallel zur Gleisachse auf die Riegel übertragen. Für den Gang der Untersuchung erscheint es zweckmäßig, mit dem etwas einfacheren Fall der Laststellung über einem Riegel (Schwelle) zu beginnen.

a) Stellung der Last über der n^{ten} Schwelle.

Zum Zweck der Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen greifen wir einen beliebigen Riegel heraus und denken einmal vor und einmal hinter diesem einen senkrechten Schnitt durch das ganze Tragwerk geführt (Abb. 5). Bevor wir aber auf

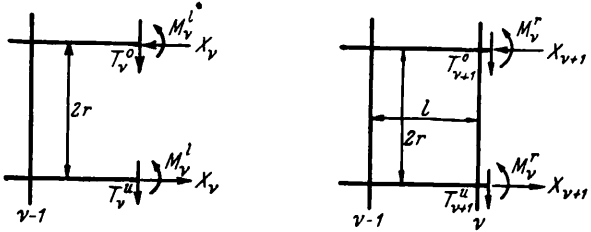


Abb. 5 a.

Abb. 5 b.

Schnitt links und rechts von einem beliebigen Riegel (Schwelle) eines rahmensteifen Gleises.

Grund dieser Schnitte die Gleichgewichtsbedingungen aufstellen, soll festgehalten werden, daß zufolge Gleichheit des Trägheitsmomentes von Ober- und Untergurt ($J_o' = J_u'$) und Gleichheit der Durchbiegungen der Gurte in den Knoten auch Gleichheit der Gurtmomente, also $M_o = M_u$ bestehen muß.

$$\Sigma M = \theta \text{ bezüglich Schnitt a) liefert: } M_v^l = \frac{1}{2} (\mathfrak{M}_v - X_v \cdot 2r)$$

$$\Sigma M = \theta \text{ ,, ,, b) ,, } M_v^r = \frac{1}{2} (\mathfrak{M}_v - X_{v+1} \cdot 2r)$$

$$\Sigma M = \theta \text{ bezüglich jedes Knotens liefert für die Riegel } M_v^y = (X_{v+1} - X_v) r.$$

Ferner ist $T_v^o = T_v^u = \frac{Q_v}{2}$ und die Riegelkraft $V_v = \theta$. Die

Bedeutung der gewählten Bezeichnungen ist Abb. 5 zu entnehmen. \mathfrak{M}_v und Q_v sind die für das ganze Tragwerk geltenden Größen von Moment und Querkraft. Schließlich besteht zwischen der Durchbiegung des Tragwerkes beim v^{ten} Riegel und dem dort herrschenden Auflagerdruck der bekannte Zusammenhang $y_v = k' A_v$, wobei wie früher

$$k' = \frac{1}{4 \Gamma b \ddot{u}}.$$

Fassen wir gemäß Abb. 6 alle links von Q liegenden Auflagerdrücke zu einer Kraft $\frac{Q}{2}$ zusammen, so folgt:

$$n^{\text{te}} \text{ Stütze: } \mathfrak{M}_n = \frac{Q}{2} x_0$$

$$n+1^{\text{ste}} \text{ ,, : } \mathfrak{M}_{n+1} = \frac{Q}{2} (x_0 + l) - Q l + \frac{1}{2} \frac{y_n l}{k'} = \mathfrak{M}_{n-1}$$

$$n+2^{\text{te}} \text{ ,, : } \mathfrak{M}_{n+2} = \frac{Q}{2} (x_0 + 2l) - Q \cdot 2l + \frac{1}{2} \frac{y_n 2l}{k'} + \frac{y_{n+1} l}{k'}$$

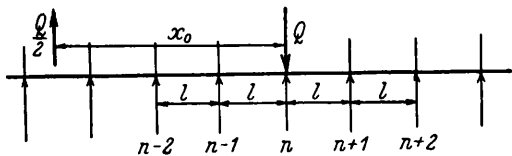


Abb. 6. Die auf den Gleisrahmen wirkenden äußeren Kräfte bei Stellung der Last über einer Schwelle.

Die Subtraktion zweier aufeinanderfolgender Momentenausdrücke ergibt

$$\mathfrak{M}_n - \mathfrak{M}_{n-1} = \frac{Q l}{2} - \frac{1}{2} \frac{y_n l}{k'}$$

$$\mathfrak{M}_{n+1} - \mathfrak{M}_n = -\frac{Q l}{2} + \frac{1}{2} \frac{y_n l}{k'}$$

$$\mathfrak{M}_{n+2} - \mathfrak{M}_{n+1} = -\frac{Q l}{2} + \frac{1}{2} \frac{y_n l}{k'} + \frac{y_{n+1} l}{k'}$$

und eine abermalige Subtraktion

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{M}_{n+1} - 2 \mathfrak{M}_n + \mathfrak{M}_{n-1} &= -Q l + \frac{y_n l}{k'} \\ \mathfrak{M}_{n+2} - 2 \mathfrak{M}_{n+1} + \mathfrak{M}_n &= \frac{y_{n+1} l}{k'} \\ \dots &\dots \dots \\ \mathfrak{M}_{v+1} - 2 \mathfrak{M}_v + \mathfrak{M}_{v-1} &= \frac{y_v l}{k'} \end{aligned} \right\} \dots 7)$$

Die so erhaltenen Gleichungen wollen wir als die Momentengleichungen des Tragwerkes bezeichnen. Um diese Gleichungen nach den \mathfrak{M}_v auflösen zu können, muß jedoch noch ein Zusammenhang zwischen \mathfrak{M}_v und y_v hergestellt werden, den wir aus der Betrachtung der Biegelinie für die Gurte zwischen zwei aufeinanderfolgenden Knoten gewinnen wollen. Die Differentialgleichung der Biegelinie für einen Gurtstab lautet

$$E J' \eta'' = -M_\xi = -M_{v-1}^r - \frac{M_v^l - M_{v-1}^r}{l} \xi.$$

Durch Integration entsteht

$$E J' \eta' = -M_{v-1}^r \xi - \frac{M_v^l - M_{v-1}^r}{2l} \xi^2 + C_1.$$

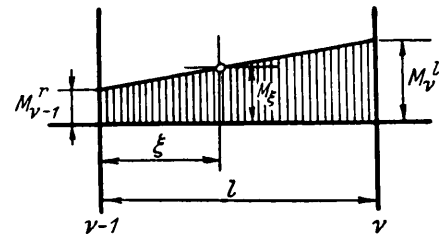


Abb. 7. Verlauf des Biegemomentes im Gurt (Schiene) eines rahmensteifen Gleises.

$\xi = 0, \eta' = 0$ ergibt $C_1 = \theta$ und

$\xi = l, \eta' = 0$ liefert $-2 M_{v-1}^r - M_v^l + M_{v-1}^r = \theta$, woraus $M_{v-1}^r = -M_v^l$ folgt. Dadurch nimmt die Differentialgleichung die Form an

$$E J' \eta' = M_v^l \xi - \frac{M_v^l}{l} \xi^2.$$

Durch abermalige Integration gelangen wir zur Gleichung

$$E J' \eta = \frac{M_v^l}{2} \xi^2 - \frac{M_v^l}{3l} \xi^3 + C_2.$$

$\xi = 0, \eta = \theta$ führt zu $C_2 = \theta$ und für

$$\xi = l \text{ entsteht } \eta = y_v - y_{v-1} = \frac{M_v^l l^2}{6 E J' \dots \dots \dots 8)$$

Die Gleichgewichtsbedingungen in bezug auf die an den Knoten geführten Schnitte ergaben

$$M_v^l = \frac{1}{2} (\mathfrak{M}_v - X_v \cdot 2r),$$

wofür sich jetzt aber auch

$$M_v^l = -M_{v-1}^r = -\frac{1}{2} (\mathfrak{M}_{v-1} - X_v \cdot 2r)$$

schreiben läßt. Durch Gleichsetzung der rechten Seiten dieser beiden Ausdrücke erhalten wir

$$X_v = \frac{\mathfrak{M}_v + \mathfrak{M}_{v-1}}{4r} \dots \dots \dots 9)$$

und weiter

$$M_v^l = \frac{1}{2} \left(\mathfrak{M}_v - \frac{\mathfrak{M}_v + \mathfrak{M}_{v-1}}{2} \right) = \frac{\mathfrak{M}_v - \mathfrak{M}_{v-1}}{4} \dots 10)$$

Gl. 8) und 10) gestatten uns nun, den gewünschten Zusammenhang zwischen \mathfrak{M}_v und y_v herzustellen, den wir für die Lösung des Gleichungssystems 7) benötigen. Die Sub-

traktion je zweier aufeinanderfolgender Gleichungen des Systems 7) liefert bei Berücksichtigung von 8)

$$\mathfrak{M}_{n+2} - 3 \mathfrak{M}_{n+1} + 3 \mathfrak{M}_n - \mathfrak{M}_{n-1} = Q l + \frac{y_{n+1} - y_n}{k'} l = Q l + \frac{M_{n+1}^1 l^3}{6 E J' k'}$$

$$\mathfrak{M}_{n+3} - 3 \mathfrak{M}_{n+2} + 3 \mathfrak{M}_{n+1} - \mathfrak{M}_n = \frac{y_{n+1} - y_{n+1}}{k'} l = \frac{M_{n+2}^1 l^3}{6 E J' k'}$$

$$\mathfrak{M}_{v+1} - 3 \mathfrak{M}_v + 3 \mathfrak{M}_{v-1} - \mathfrak{M}_{v-2} = \frac{y_v - y_{v-1}}{k'} l = \frac{M_v^1 l^3}{6 E J' k'}$$

und nach Einführung des Wertes von M_v^1 aus 10)

$$\mathfrak{M}_{n+2} - 3 \mathfrak{M}_{n+1} + 3 \mathfrak{M}_n - \mathfrak{M}_{n-1} = Q l + \frac{\mathfrak{M}_{n+1} - \mathfrak{M}_n}{4} \bar{c}$$

$$\mathfrak{M}_{n+3} - 3 \mathfrak{M}_{n+2} + 3 \mathfrak{M}_{n+1} - \mathfrak{M}_n = \frac{\mathfrak{M}_{n+2} - \mathfrak{M}_{n+1}}{4} \bar{c}$$

$$\mathfrak{M}_{v+1} - 3 \mathfrak{M}_v + 3 \mathfrak{M}_{v-1} - \mathfrak{M}_{v-2} = \frac{\mathfrak{M}_v - \mathfrak{M}_{v-1}}{4} \bar{c},$$

wobei

$$\bar{c} = \frac{l^3}{6 E J' k'} = \frac{2}{c'}$$

Bezeichnet schließlich noch $a = 3 + \frac{\bar{c}}{4}$, dann lauten die Bestimmungsgleichungen für die \mathfrak{M}_v in ihrer endgültigen Form

Im vorliegenden Fall ergibt sich für

$$\mathfrak{M}_n = \frac{Z_n}{Z_{2n}} = \frac{Q l}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{x-1}{-x^3 + a x^2 - a x + 1} dx = \frac{\sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2} - \bar{c}}{(16 \bar{c} + \bar{c}^2) - \bar{c} \sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2}} 4 Q l \dots \dots \dots 12)$$

und für

$$\mathfrak{M}_{n-1} = \frac{Z_{n-1}}{Z_{2n}} = \frac{Q l}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{x^2 - x}{-x^3 + a x^2 - a x + 1} dx = \frac{12 \bar{c} + \bar{c}^2 - (4 + \bar{c}) \sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2}}{-(16 \bar{c} + \bar{c}^2) + \bar{c} \sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2}} Q l \dots \dots \dots 13)$$

Damit können durch Einsetzung in 11) alle übrigen \mathfrak{M}_v der Reihe nach gefunden werden.

β) Stellung der Last in Feldmitte zwischen n^{ter} und n + 1^{ter} Schwelle.

Aus den Aussagen, die bisher über die Formänderungen des ganzen Tragwerks gemacht werden konnten, folgt gemäß Abb. 8

$$M_{n+1}^{1u} = M_n^{ru} = \frac{Q l}{8} \text{ und } M_{n+1}^{1o} = M_n^{ro} = 0.$$

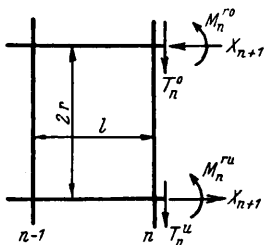


Abb. 8a.

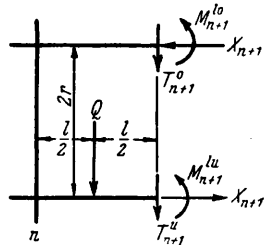


Abb. 8b.

Schnitt links und rechts von einem der Last benachbarten Riegel (Schwelle) eines rahmensteifen Gleises bei Stellung der Last in Feldmitte.

Setzt man $M_{n+1}^{1u} = 2 M_{n+1}^r$ und $M_n^{ru} = 2 M_n^r$, so gelten bezüglich des inneren Kräftespiels die gleichen Beziehungen wie früher. Für die äußeren Kräfte und Momente ergibt sich aus Abb. 9:

$$\left. \begin{aligned} &\dots \dots \dots = \theta \\ &- \mathfrak{M}_{n-3} + a \mathfrak{M}_{n-2} - a \mathfrak{M}_{n-1} + \mathfrak{M}_n = \theta \\ &- \mathfrak{M}_{n-2} + a \mathfrak{M}_{n-1} - a \mathfrak{M}_n + \mathfrak{M}_{n+1} = - Q l \\ &- \mathfrak{M}_{n-1} + a \mathfrak{M}_n - a \mathfrak{M}_{n+1} + \mathfrak{M}_{n+2} = + Q l \\ &- \mathfrak{M}_n + a \mathfrak{M}_{n+1} - a \mathfrak{M}_{n+2} + \mathfrak{M}_{n+3} = \theta \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 11)$$

Für die Lösung dieses Gleichungssystems sind unter der Annahme einer unbeschränkten Länge des Gleises verschiedene Wege denkbar. Der Verfasser hat für solche Gleichungen die Determinantenmethode gewählt und diese in seiner ersten Arbeit über die Beanspruchung des Eisenbahnoberbaues eingehend abgehandelt²⁾. Die Determinantenmethode hat den Vorteil, daß man für jede beliebige Unbekannte \mathfrak{M}_v , die sich als Quotient aus einer Zählerdeterminante Z_v und der Systemdeterminante Z_{2n} darstellt, sofort die Lösung in Form eines Kurvenintegrals anschreiben kann, wenn die Systemdeterminante eine zyklische ist. Dieses Kurvenintegral erstreckt sich über einen komplexen Kreis mit dem Halbmesser 1 und sein Integrand ist der Quotient zweier Polynome $\frac{\varphi_v(x)}{f(x)}$, wobei $f(x)$ aus den Koeffizienten der Unbekannten des gegebenen Gleichungssystems und $\varphi_v(x)$ aus den rechten Seiten der Gleichungen nach einfachen Regeln gebildet wird. Es gilt also

$$\mathfrak{M}_v = \frac{Z_v}{Z_{2n}} = \frac{1}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{\varphi_v(x)}{f(x)} dx.$$

$$\begin{aligned} \mathfrak{M}_{n+1} &= \frac{Q}{2} \left(x_0 + \frac{1}{2} \right) - Q \frac{1}{2} = \mathfrak{M}_n \\ \mathfrak{M}_{n+2} &= \frac{Q}{2} \left(x_0 + \frac{1}{2} + 1 \right) - Q \left(\frac{1}{2} + 1 \right) + \frac{y_{n+1} l}{k'} \\ \mathfrak{M}_{n+3} &= \frac{Q}{2} \left(x_0 + \frac{1}{2} + 2 \right) - Q \left(\frac{1}{2} + 2 \right) + \frac{y_{n+1} 2 l}{k'} + \frac{y_{n+2} l}{k'} \\ &\dots \dots \dots \end{aligned}$$

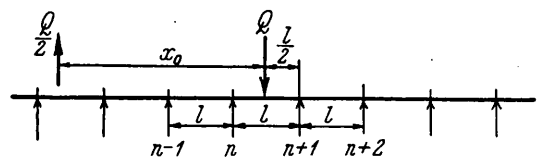


Abb. 9. Die auf den Gleisrahmen wirkenden äußeren Kräfte bei Stellung der Last in Feldmitte.

Daraus gehen auf dem gleichen Wege wie bei Stellung der Last über der n^{ten} Stütze folgende Bestimmungsgleichungen hervor:

$$\left. \begin{aligned} &\dots \dots \dots = \theta \\ &- \mathfrak{M}_{n-3} + a \mathfrak{M}_{n-2} - a \mathfrak{M}_{n-1} + \mathfrak{M}_n = \theta \\ &- \mathfrak{M}_{n-2} + a \mathfrak{M}_{n-1} - a \mathfrak{M}_n + \mathfrak{M}_{n+1} = - \frac{Q l}{2} \\ &- \mathfrak{M}_{n-1} + a \mathfrak{M}_n - a \mathfrak{M}_{n+1} + \mathfrak{M}_{n+2} = \theta \\ &- \mathfrak{M}_n + a \mathfrak{M}_{n+1} - a \mathfrak{M}_{n+2} + \mathfrak{M}_{n+3} = + \frac{Q l}{2} \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 14)$$

Die Lösungen für \mathfrak{M}_n und \mathfrak{M}_{n-1} lauten:

$$\mathfrak{M}_n = \frac{Z_n}{Z_{2n}} = \frac{Q l}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{x^2 - 1}{-x^3 + a x^2 - a x + 1} dx = \frac{16 c + \bar{c}^2 - (8 + \bar{c}) \sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2}}{-(16 \bar{c} + \bar{c}^2) + \bar{c} \sqrt{16 \bar{c} + \bar{c}^2}} \frac{Q l}{2} \dots \dots \dots 15)$$

$$\mathfrak{M}_{n-1} = \frac{Z_{n-1}}{Z_{2n}} = \frac{Ql}{2\pi i} \int_{K_{r=1}} \frac{x^3 - x}{-x^3 + ax^2 - ax + 1} dx = \frac{\bar{c}(\bar{c}^2 + 24\bar{c} + 128) - (32 + 16\bar{c} + \bar{c}^2)\sqrt{16\bar{c} + \bar{c}^2}}{(16\bar{c} + \bar{c}^2) + \bar{c}\sqrt{16\bar{c} + \bar{c}^2}} \frac{Ql}{8} \dots 16)$$

γ) *Beispiel.*

Um einen Vergleich des rahmensteifen Gleises mit einem solchen ohne Rahmensteifigkeit führen zu können, werden die gleichen Verhältnisse wie unter a) angenommen. Es ist dann

$$\bar{c} = \frac{2}{c'} = \frac{1}{2}$$

und es ergibt sich:

Zahlentafel 4.
Stellung der Last über der n^{ten} Stütze.

Stütze	\mathfrak{M}_r	$M_v^I = \frac{\mathfrak{M}_r - \mathfrak{M}_{r-1}}{4}$	$M_v^V = \frac{\mathfrak{M}_{r+1} - \mathfrak{M}_{r-1}}{4}$	$X_v = \frac{\mathfrak{M}_r + \mathfrak{M}_{r-1}}{4r}$	Anmerkung
n	1,39262	0,10324	—	0,00826	Alle Werte sind noch mit Ql zu multiplizieren
n-1	0,97966	0,07261	0,17585	0,00581	
n-2	0,68916	0,05109	0,12370	0,00408	
n-3	0,48480	0,03594	0,08702	0,00288	
n-4	0,34104	0,02528	0,06122	0,00202	
n-5	0,23991	0,01779	0,04307	0,00142	
n-6	0,16877	0,01251	0,03030		

gewichtsbedingung für die Momente in bezug auf einen Schnitt rechts vom n^{ten} oder links vom n + 1^{ten} Riegel³).

3. Zusatzwirkungen der angreifenden waagerechten Kraft.

Da die waagerechte Kraft am Schienenkopf angreift, die Schienen aber am Fuß gestützt sind, und das ganze Gleis erst an der Schwellensole Kräfte auf die Bettung überträgt, so entstehen Momente, die in den Schienen Drehbeanspruchungen und in den Schwellen Biegebeanspruchungen in bezug auf die zum Stabquerschnitt waagerechte Schwerachse erzeugen. Es erscheint daher angezeigt, zunächst ganz allgemein das Verhalten eines durchlaufenden Trägers auf nachgiebigen Stützen unter der Wirkung eines Drehmomentes zu untersuchen.

a) Verdrehungsbeanspruchung eines Trägers unbeschränkter Länge auf elastisch nachgiebigen Stützen.

Betrachten wir ein Trägerstück von der Länge x und ist das an den beiden Enden dieses Stückes angreifende Drehmoment M, dann besteht für die gegenseitige Verdrehung der Endquerschnitte die Beziehung

$$\varphi = \frac{M \cdot x}{G \cdot J_p}$$

worin G den Gleitmodul darstellt und J_p den Verdrehungswiderstand des Trägerquerschnitts. Für Querschnitte, die sich aus Rechtecken zusammensetzen, ist

$$J_p = \Sigma \gamma a^3 b \dots \dots \dots 4)$$

wobei a die kleineren Rechteckseiten sind und γ einen Beiwert darstellt.

Zahlentafel 5.

Stellung der Last in Feldmitte zwischen n^{ter} und n + 1^{ter} Stütze.

Stütze	\mathfrak{M}_r	$M_v^I = \frac{\mathfrak{M}_r - \mathfrak{M}_{r-1}}{4}$	$M_v^V = \frac{\mathfrak{M}_{r+1} - \mathfrak{M}_{r-1}}{4}$	$X_v = \frac{\mathfrak{M}_r + \mathfrak{M}_{r-1}}{4r}$	Anmerkung
n	1,18614	0,08793	0,08793 o 0,21293 u	0,00875	Alle Werte sind noch mit Ql zu multiplizieren
n-1	0,83441	0,06186	0,14979	0,00705	
n-2	0,58698	0,04351	0,10537	0,00496	
n-3	0,41292	0,03061	0,07413	0,00348	
n-4	0,29047	0,02153	0,05215	0,00245	
n-5	0,20434	0,01515	0,03668	0,00172	
n-6	0,14374	0,01066	0,02580	0,00121	

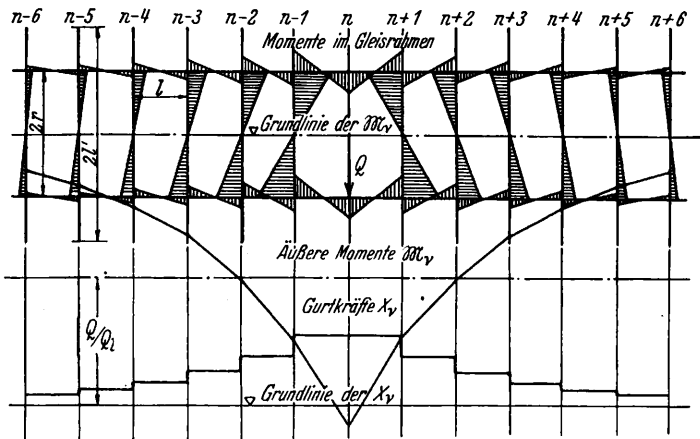


Abb. 10. Verlauf der Biegemomente und Gurtkräfte in einem rahmensteifen Gleis bei Stellung der Last über einer Stütze.

Für die Bestimmung von X_{n+1} gilt nicht die allgemeine, im Tabellenkopf angegebene Beziehung, sondern die Gleich-

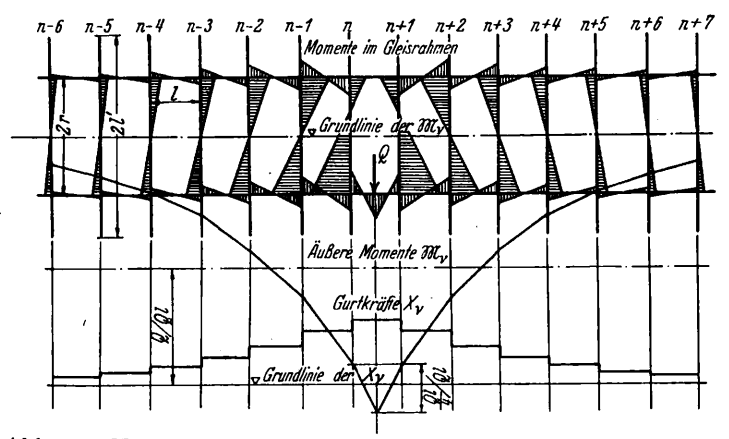


Abb. 11. Verlauf der Biegemomente und Gurtkräfte in einem rahmensteifen Gleis bei Stellung der Last in Feldmitte.

³) $M_n^{ro} + M_n^{ru} + X_{n+1} \cdot 2r - \mathfrak{M}_n = 0 \dots 0 - 0,125 Ql + X_{n+1} \cdot 150 - 1,18614 Ql = 0$.

⁴) Siehe Hartmann, Knickung, Kippung, Beulung; Verlag Deuticke, Wien 1937.

a) Das Drehmoment greift in Feldmitte zwischen der n^{ten} und $n + 1^{ten}$ Stütze an.

Schreibt man für $\frac{1}{GJ_p} = m$, so ist $\varphi = m M x$ und es gilt, wenn M das angreifende Moment und φ_0 die Verdrehung am Lastort darstellt gemäß Abb. 12:

$$\begin{aligned} \text{Verdrehung auf der Stütze } n + 1: \varphi_{n+1} &= \varphi_0 - \frac{m M l}{2} \\ \text{,, ,, ,, ,, } n + 2: \varphi_{n+2} &= \varphi_0 - \frac{m M}{2} \left(\frac{l}{2} + l \right) + m M_{n+1} \\ \text{,, ,, ,, ,, } n + 3: \varphi_{n+3} &= \varphi_0 - \frac{m M}{2} \left(\frac{l}{2} + 2l \right) + m M_{n+1} 2l + m M_{n+2} l \end{aligned}$$

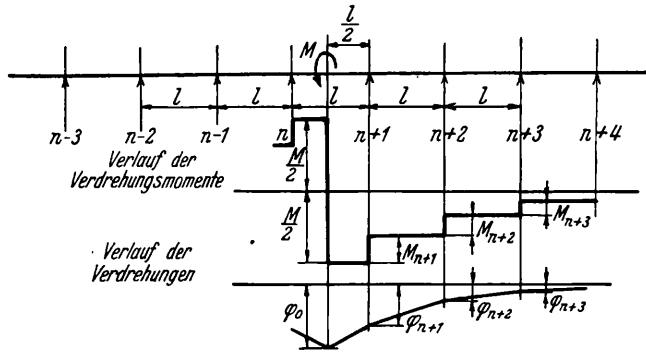


Abb. 12. Auf Verdrehung beanspruchter durchlaufender Träger mit nachgiebiger Stützung, Drehmoment greift in Feldmitte an.

Die Subtraktion je zweier aufeinanderfolgender Gleichungen liefert:

$$\begin{aligned} \varphi_{n+1} - \varphi_n &= \theta \\ \varphi_{n+2} - \varphi_{n+1} &= -\frac{m M}{2} + m M_{n+1} l \\ \varphi_{n+3} - \varphi_{n+2} &= -\frac{m M}{2} + (m M_{n+1} + m M_{n+2}) l \end{aligned}$$

$$M_n = \frac{Z_n}{Z_{2n}} = -\frac{m M l}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{x+1}{n x^2 - p x + n} dx = \frac{m l - \sqrt{4 n m l + m^2 l^2}}{4 n \sqrt{4 n m l + m^2 l^2}} m l M \dots 19)$$

Dieser Wert, in Gl. 18) eingeführt, gibt die Möglichkeit, alle übrigen Stützdrehmomente der Reihe nach zu bestimmen.

$$\begin{aligned} \text{Verdrehung auf der Stütze } n + 1: \varphi_{n+1} &= \varphi_n - \frac{m (M - M_n)}{2} l \\ \text{,, ,, ,, ,, } n + 2: \varphi_{n+2} &= \varphi_n - \frac{m (M - M_n)}{2} 2l + m M_{n+1} l \\ \text{,, ,, ,, ,, } n + 3: \varphi_{n+3} &= \varphi_n - \frac{m (M - M_n)}{2} 3l + m M_{n+1} 2l + m M_{n+2} l \end{aligned}$$

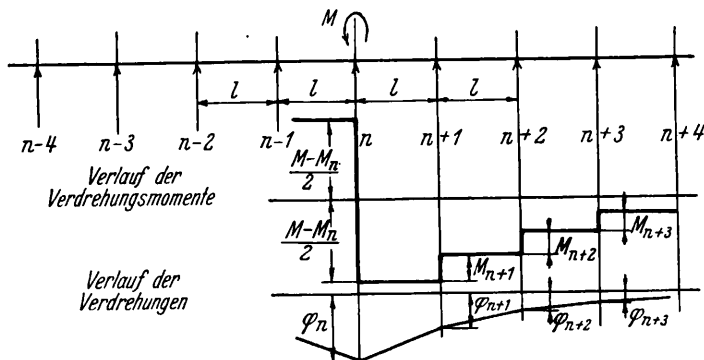


Abb. 13. Auf Verdrehung beanspruchter durchlaufender Träger mit nachgiebiger Stützung, Drehmoment greift bei einer Stütze an.

Durch eine abermalige Subtraktion entsteht:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{n+2} - 2 \varphi_{n+1} + \varphi_n &= -\frac{m M}{2} + m M_{n+1} l \\ \varphi_{n+3} - 2 \varphi_{n+2} + \varphi_{n+1} &= m M_{n+2} l \\ \dots \dots \dots \\ \varphi_{v+1} - 2 \varphi_v + \varphi_{v-1} &= m M_v l \end{aligned} \right\} \dots 17)$$

Wir wollen nun gleichwie in den früheren Darlegungen über die Nachgiebigkeit der Stützen eines Trägers voraussetzen, daß zwischen dem von einer Stütze aufgenommenen Drehmoment und dem Verdrehungswinkel daselbst die Beziehung besteht

$$\varphi_v = n M_v$$

worin n eine Konstante darstellt. Dadurch nehmen die Gl. 17) die Gestalt an

$$\left. \begin{aligned} n M_{n-2} - p M_{n-1} + n M_n &= \theta \\ n M_{n-1} - p M_n + n M_{n+1} &= -\frac{m M}{2} l \\ n M_n - p M_{n+1} + n M_{n+2} &= -\frac{m M}{2} l \\ n M_{n+1} - p M_{n+2} + n M_{n+3} &= \theta \end{aligned} \right\} \dots 18)$$

worin für $2n + ml = p$ geschrieben wurde. Aus dem System der Bestimmungsgleichungen 18) für die Stützdrehmomente folgt bei unbegrenzter Trägerlänge auf dem bekannten Wege für M_n

β) Das Drehmoment greift bei der n^{ten} Stütze an.

Aus Abb. 13 ergibt sich für die

Auf demselben Weg wie unter a) erhalten wir daraus die Bestimmungsgleichungen

$$\left. \begin{aligned} n M_{n-2} - p M_{n-1} + n M_n &= \theta \\ n M_{n-1} - p M_n + n M_{n+1} &= -m M l \\ n M_n - p M_{n+1} + n M_{n+2} &= \theta \end{aligned} \right\} \dots 20)$$

mit der Lösung für M_n :

$$M_n = \frac{Z_n}{Z_{2n}} = -\frac{m M l}{2 \pi i} \int_{K_r=1} \frac{dx}{n x^2 - p x + n} = \frac{m l M}{\sqrt{4 n m l + m^2 l^2}} \dots 21)$$

*γ) Berücksichtigung des bei der Verdrehung auftretenden Biege-
widerstandes von Schienenkopf und Schienenfuß.*

Hat der betrachtete, auf Verdrehung beanspruchte Träger ausgeprägte Flansche, wie dies bei den Eisenbahnschienen der Fall ist, so erleiden diese bei der Verdrehung des Trägers auch Biegebeanspruchungen⁴⁾.

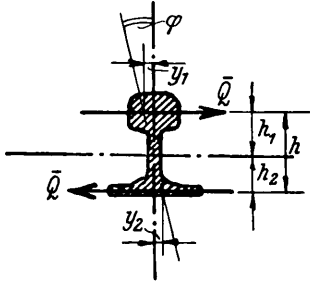


Abb. 14.

Zur Biegung der Flansche bei auf Verdrehen beanspruchten Walzträgern.

Das wirkende Drehmoment zerlegt sich jetzt in einen Teil, der im ganzen Querschnitt Drehbeanspruchungen hervorruft und in einen zweiten, der in den Schwerpunkten der Flansche die Querkräfte \bar{Q} erzeugt (siehe Abb. 14), denen zufolge sie gebogen werden.

Um die beiden Teile richtig in die Rechnung einzuführen, ist es notwendig, sich über die Vorzeichen der wirkenden Momente und der Formänderungen Klarheit zu verschaffen. Wir

betrachten zu diesem Zweck beispielsweise den Oberflansch (Schienenkopf). Abb. 15 stellt ihn im Grundriß und im ausgebogenen Zustand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Stützpunkten dar. Mit J_1 wollen wir sein Trägheitsmoment in bezug auf die lotrechte Schwerachse bezeichnen. J_2 stellt dann jenes des Schienenfußes in bezug auf die gleiche Schwerachse dar. Wir wählen nun für den Anteil M_1 des wirkenden Drehmomentes, der die Flanschbiegung verursacht, das positive Vorzeichen, wenn der Oberflansch hohl in der gezeichneten Art gebogen wird. Bei dieser Formänderung ist y_1 positiv, y_1' zunächst ebenfalls positiv, kann aber mit wachsendem x negativ werden und y_1'' negativ. Es gilt daher

$$M_1 = \bar{Q} h = \frac{dM}{dx} h = \frac{d(-E J_1 y_1'')}{dx} h = -E J_1 h y_1'''.$$

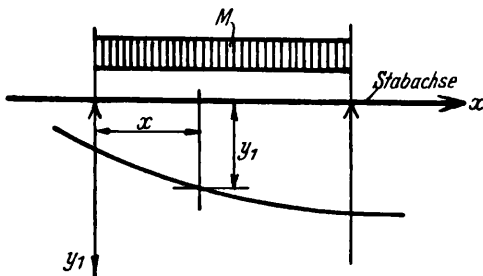


Abb. 15. Biegelinie des Oberflansches eines auf Verdrehen beanspruchten Walzträgers.

Beachten wir, daß zwischen y_1 und φ gemäß Abb. 14 Verhältnissgleichheit besteht, so können wir auch schreiben

$$M_1 = -E J_1 h_1 \varphi''.$$

Für den Drehmittelpunkt ergibt sich wegen der vorgenannten Verhältnissgleichheit

$$h_1 = \frac{h J_2}{J_1 + J_2},$$

wodurch der Ausdruck für M_1 übergeht in

$$M_1 = -E h^2 \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \varphi''.$$

Für den zweiten Teil des wirkenden Momentes, der die Drehbeanspruchung hervorruft, erhalten wir

$$M_2 = G J_p \varphi'$$

und es ist daher das gesamte Drehmoment

$$M = M_1 + M_2 = -E h^2 \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \varphi'' + G J_p \varphi' \quad \dots 22)$$

Das allgemeine Integral dieser Differentialgleichung lautet

$$\varphi = \frac{C_1}{\alpha} e^{\alpha x} - \frac{C_2}{\alpha} e^{-\alpha x} + \frac{M}{G J_p} x + C_3, \dots 23),$$

worin

$$\alpha = \sqrt{\frac{G J_p (J_1 + J_2)}{E h^2 J_1 J_2}}.$$

Nunmehr können wir zur Aufstellung der Gleichungen für die Stützdrehmomente eines auf Verdrehung beanspruchten durchlaufenden Trägers mit nachgiebigen Stützen übergehen. Wir betrachten zu diesem Zweck zwei aufeinanderfolgende Felder, z. B. links vom angreifenden Moment. Nach Abb. 16

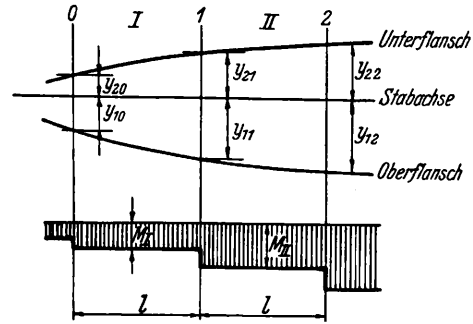


Abb. 16. Flanschbiegung eines auf Verdrehen beanspruchten durchlaufenden Trägers mit nachgiebiger Stützung.

müssen dann folgende Bedingungen erfüllt werden, wenn gleichzeitig auf die Verhältnissgleichheit zwischen y und φ Rücksicht genommen wird:

Feld I	Feld II
$x = 0 \dots \varphi_I = \varphi_0 \dots I)$	$x = l \dots \varphi_{II} = \varphi_2 \dots II)$
$x = l \dots \varphi_I = \varphi_1 \dots III)$	$x = 0 \dots \varphi_{II} = \varphi_1 \dots IV)$
$\varphi'_{I,x=l} = \varphi'_{II,x=0} \dots V)$	
$\varphi''_{I,x=l} = \varphi''_{II,x=0} \dots VI)$	

Bedingung VI besagt, daß sich für die Zwischenstütze in beiden Feldern die gleichen Flanschbiegemomente ergeben müssen. Als Bedingung VII wählen wir die Dreimomentengleichung für die Biegemomente der Flansche über den Stützen.

Bezeichnen wir zufolge Gl. 23) die Konstanten im Feld I mit C_1, C_2 und C_3 , jene im Feld II mit C_4, C_5 und C_6 , so ergibt sich aus den Bedingungen I bis VI nachstehendes Gleichungssystem:

$$\varphi_0 = \frac{C_1}{\alpha} - \frac{C_2}{\alpha} + C_3 \dots \dots \dots I)$$

$$\varphi_1 = \frac{C_1}{\alpha} e^{\alpha l} - \frac{C_2}{\alpha} e^{-\alpha l} + \frac{M_I}{G J_p} l + C_3 \dots \dots \dots II)$$

$$\varphi_1 = \frac{C_4}{\alpha} - \frac{C_5}{\alpha} + C_6 \dots \dots \dots III)$$

$$\varphi_2 = \frac{C_4}{\alpha} e^{\alpha l} - \frac{C_5}{\alpha} e^{-\alpha l} + \frac{M_{II}}{G J_p} l + C_6 \dots \dots \dots IV)$$

$$C_1 e^{\alpha l} + C_2 e^{-\alpha l} + \frac{M_I}{G J_p} = C_4 + C_5 + \frac{M_{II}}{G J_p} \dots \dots \dots V)$$

$$C_1 e^{\alpha l} - C_2 e^{-\alpha l} = C_4 - C_5 \dots \dots \dots VI)$$

Nun wollen wir Bedingung VII verwerten. Die allgemeine Dreimomentengleichung lautet

$$(\mathfrak{M}_0 + 4\mathfrak{M}_1 + \mathfrak{M}_2)l = \frac{6}{l} (L_I + R_{II}) - \frac{6 E J}{l} (y_0 - 2 y_1 + y_2)$$

worin $L_I = \int_0^l \mathfrak{M}_I x dx$ und $R_{II} = \int_0^l \mathfrak{M}_{II} (l - x) dx$.

Dabei bedeuten

$\mathfrak{M}_0, \mathfrak{M}_1, \mathfrak{M}_2 \dots$ die Stützmente,
 $y_0, y_1, y_2 \dots$ die Stützensenkungen, und
 $\mathfrak{M}_I, \mathfrak{M}_{II} \dots$ die Freibalkenmomente in den beiden Feldern, auf die sich die Dreimomentengleichung bezieht.

Für eine Gleichlast von der Größe p ist

$$\frac{6L}{1} = \frac{6R}{1} = \frac{p l^3}{4}.$$

Für eine Dreieckslast, die am linken Feldende Null ist, am rechten hingegen den Wert Δp erreicht, ergibt sich:

$$\frac{6L}{1} = \frac{6}{1} \int_0^l \frac{\Delta p l}{2} \frac{x^2}{3} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) dx = \frac{2 \Delta p l^3}{15},$$

$$\frac{6R}{1} = \frac{6}{1} \int_0^l \frac{\Delta p l}{2} \frac{x(l-x)}{3} \left(1 - \frac{x^2}{l^2}\right) dx = \frac{7 \Delta p l^3}{60}.$$

Ist bezüglich zweier aufeinanderfolgender Felder eines durchlaufenden Trägers die Belastung bei der linken Stütze p_0 , bei der mittleren p_1 und bei der rechten p_2 , dann gilt, wenn sich innerhalb der Felder die Belastung linear ändert, für

$$\frac{6L_I + 6R_{II}}{1} = \frac{7p_0 + 16p_1 + 7p_2}{60} l^3 \dots 24)$$

$$\varphi_0 - 2\varphi_1 + \varphi_2 = \frac{M_{II} - M_I}{G J_p} l \cdot \frac{(120 \alpha^2 l^2 - 14 \alpha^4 l^4) \cos \alpha l + 240 \alpha^2 l^2 - 16 \alpha^4 l^4 - (360 \alpha l - 30 \alpha^3 l^3) \sin \alpha l}{2 \cdot (60 \alpha^2 l^2 - 7 \alpha^4 l^4 + 360) \cos \alpha l + 120 \alpha^2 l^2 - 8 \alpha^4 l^4 - 360} \dots 25)$$

$M_{II} - M_I$ ist nichts anderes als das Stützdrehmoment M_1 . Vergleicht man unter Bedacht hierauf 25) mit 17), so erkennt

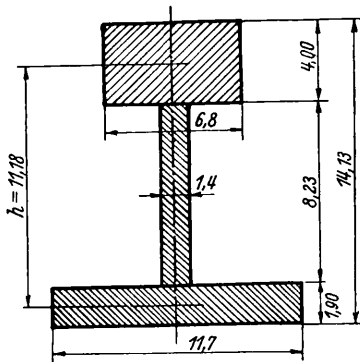


Abb. 17. Reichsbahnschiene S 49, zur Bestimmung des Verdrehungswiderstandes in Rechtecke zerlegt.

man, daß bei Berücksichtigung der Flanschbiegung auf der rechten Gleichungsseite der durch den langen Bruchstrich

$$\beta = \frac{(120 \alpha^2 l^2 - 14 \alpha^4 l^4) \cos \alpha l + 240 \alpha^2 l^2 - 16 \alpha^4 l^4 - (360 \alpha l - 30 \alpha^3 l^3) \sin \alpha l}{2 \cdot (60 \alpha^2 l^2 - 7 \alpha^4 l^4 + 360) \cos \alpha l + 120 \alpha^2 l^2 - 8 \alpha^4 l^4 - 360} = 0,945.$$

Aus dem Beispiel erkennt man, daß bei den angenommenen Verhältnissen der Einfluß der Flanschbiegung im Falle einer Drehbeanspruchung der Schiene gering ist. Bei den

Nehmen wir näherungsweise an, daß sich bei der durch ein Drehmoment hervorgerufenen Biegung die Belastung der Flansche wegen der dichten Aufeinanderfolge der Stützen nur linear innerhalb eines Feldes ändert und beziehen wir die Dreimomentengleichung bloß auf den Oberflansch, was hinreichend ist, so folgt wegen

$$\mathfrak{M}_I = E J_1 h_1 \frac{d^2 \varphi_I}{d x^2} \quad \text{und} \quad \mathfrak{M}_{II} = E J_1 h_1 \frac{d^2 \varphi_{II}}{d x^2}:$$

$$p_I = \frac{d^2 \mathfrak{M}_I}{d x^2} = E J_1 h_1 \alpha^3 (C_1 e^{\alpha x} - C_2 e^{-\alpha x}),$$

$$p_{II} = \frac{d^2 \mathfrak{M}_{II}}{d x^2} = E J_1 h_1 \alpha^3 (C_4 e^{\alpha x} - C_5 e^{-\alpha x}).$$

Daraus entsteht der Reihe nach

$$p_0 = E J_1 h_1 \alpha^3 (C_1 - C_2)$$

$$p_1 = E J_1 h_1 \alpha^3 (C_4 - C_5)$$

$$p_2 = E J_1 h_1 \alpha^3 (C_4 e^{\alpha l} - C_5 e^{-\alpha l}).$$

Aus den Beziehungen für \mathfrak{M}_I und \mathfrak{M}_{II} ergibt sich

$$\mathfrak{M}_0 = E J_1 h_1 \alpha (C_1 - C_2)$$

$$\mathfrak{M}_1 = E J_1 h_1 \alpha (C_4 - C_5)$$

$$\mathfrak{M}_2 = E J_1 h_1 \alpha (C_4 e^{\alpha l} - C_5 e^{-\alpha l}).$$

Setzt man dies sowie den Wert von 24) nach Einführung der p in die Dreimomentengleichung ein und berücksichtigt noch die sich aus den Bedingungen I bis VI ergebenden Werte für die Konstanten, so entsteht schließlich

gekennzeichnete Faktor zu den ursprünglichen Gleichungen hinzukommt.

δ) Beispiel.

Angenommen wird die Reichsbahnschiene S 49. Zwecks Ermittlung ihres Verdrehungswiderstandes wurde sie gemäß Abb. 17 in Rechtecke zerlegt. Es ergibt sich

$$J_p = 104,4 \text{ cm}^4,$$

$$h = 11,18 \text{ cm},$$

$$J_1 = 104,8 \text{ cm}^4,$$

$$J_2 = 255,6 \text{ cm}^4.$$

Mit

$$E = 2,200000 \text{ kg/cm}^2,$$

$$G = 850000 \text{ kg/cm}^2,$$

$$l = 65 \text{ cm}$$

entsteht

$$\alpha = \sqrt{\frac{G J_p (J_1 + J_2)}{E h^2 J_1 \cdot J_2}} = 0,0659,$$

$$\alpha l = 4,28,$$

$$\sin \alpha l \doteq \cos \alpha l = 36,1.$$

folgenden Untersuchungen wird daher auf die Berücksichtigung dieses Einflusses verzichtet. (Schluß folgt.)

Die zweite französische Großdiesellokomotive.

Eine vergleichende Betrachtung.

Von Reichsbahnrat Boettcher, Aschaffenburg.

Der Bau von Großdiesellokomotiven hat in Europa mit der Fertigstellung der 4000 PS-Lokomotive für die Rumänischen Staatsbahnen und der gleichstarken zweiten Lokomotive der P.-L.-M.-Bahn einen gewissen Höhepunkt erreicht. Es ist nur natürlich, daß jetzt ein Stillstand eintritt, in dem diese Bauarten ihre Existenzberechtigung nachweisen müssen.

Die beiden erwähnten Lokomotiven — wie auch die erste, in der Leistung gleichstarke Lokomotive der P.-L.-M.-Bahn —

haben als Kraftübertragungsmittel von den Dieselmotoren zu den Lokomotivachsen die elektrische Übertragung erhalten, wie sie bei den vielen Großdiesellokomotiven der amerikanischen Bahnen üblich ist. Die rumänische Lokomotive entspricht in der Wahl der Motoren wie auch im übrigen Aufbau im wesentlichen der ersten 4000 PS-Lokomotive der P.-L.-M.-Bahn. Die zweite Lokomotive der P.-L.-M.-Bahn weist jedoch gegenüber diesen beiden Lokomotiven in der Durchbildung der ge-

samten Maschinenanlage ganz wesentliche Unterschiede auf. Welcher der beiden Bauarten in bezug auf Betriebsbewährung und aufzuwendende Unterhaltungskosten der Vorzug zu geben ist, kann nur die Erfahrung lehren. Aber bereits jetzt gibt die Ausführung zweier derartiger in der Maschinenanlage voneinander abweichender Lokomotiven dieser Größenordnung die Möglichkeit, gewisse Vorurteile zu klären.

Die erste der beiden 4000 PS-Lokomotiven der P.-L.-M.-Bahn wurde im Juliheft 1937 der Rev. gén. Chem. de Fer beschrieben. In diesem Aufsatz wurden auch die Gründe dargelegt, die den Einsatz von Großdiesellokomotiven auf der Strecke Paris—Lyon—Nizza erforderlich machten*). Im Maiheft 1938 derselben Zeitschrift wird nun die Beschreibung der zweiten Lokomotive gebracht.

Es sei daran erinnert, daß die erste dieser Lokomotiven mit zwei Zwölfzylinder-Zweiwelkenmotoren der Firma Sulzer ausgerüstet ist, und daß als besondere Vorteile dieser Anordnung die Möglichkeit genannt wurde, mit nur zwei Motoraggregaten auskommen, und dadurch Abmessungen und Gewicht der Motoren kleiner halten zu können. Schließlich wurde neben der Vereinfachung der Steuerungseinrichtung als besonderer Vorteil die erreichte Tieflage der Motoren (als Folge der Zahnradübersetzung zwischen Motor und Getriebe) und die dadurch gegebene gute Zugänglichkeit der Zylinderköpfe hervorgehoben. Auf alle diese vermeintlichen Vorteile ist bei der zweiten dieselektrischen Lokomotive der P.-L.-M.-Bahn verzichtet worden! Es sind nicht wie bei der ersten Lokomotive zwei Dieselaggregate, sondern sechs verwendet worden, und zwar vier Hauptaggregate zu je 950 PS Stundenleistung und zwei Aggregate zu je 130 PS zur Versorgung der Hilfseinrichtungen. Es sind nicht Dieselmotoren verwendet worden, die den Generator über ein Zahnradvorgelege antreiben, sondern Motoren, die mit den Generatoren direkt gekuppelt sind. Die Gründe werden in dem oben erwähnten Aufsatz offen ausgesprochen: Es ist der vernünftige Gedanke, sich beim Neubau solcher Großlokomotiven, wenn irgend möglich, auf bewährte Bauelemente stützen zu können. Da sich die erstgebaute Lokomotive bereits seit dem Sommer 1937 im Probetrieb befindet, dürfte diese „Sorge“, wie es in dem genannten Aufsatz wörtlich heißt, wohl ihre Ursache haben. Ferner wird darauf hingewiesen, daß bei der Wahl von vier Antriebsaggregaten und Ausfall eines Motors durch irgendeinen Schaden, der Leistungsausfall nur 25% gegenüber 50% bei der erstgewählten Bauart beträgt.

Für die Wahl des 2000 PS-Sulzer-Zweiwelkenmotors — oder allgemeiner, für die Wahl großer Dieselmotoren — wurde angeführt (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1938, Heft 12), daß dann Abmessungen und Gewicht der Motorenanlage geringer werden! Wie steht es nun in Wirklichkeit? Die folgende Zusammenstellung gibt die Gewichte der beiden in Wahl und Anordnung der Motoren verschiedenen Lokomotiven, und zwar ist die Lokomotive „262-AD-1“ die zuletztgebaute mit vier Haupt- und zwei Hilfsaggregaten und die Lokomotive 262-BD-1 die im Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1938, Heft 4, beschriebene mit zwei Sulzermotoren von je 2000 PS Dauerleistung.

Die vierteiligere Lokomotive ist also um gut drei Tonnen leichter. Ferner wiegen die Antriebsmaschinensätze einschließlich Hilfsdieselsatz, Kühler, Lüfter, Ventilatoren usw. dieser Lokomotive 66350 kg gegenüber 71025 kg der erstgebaute Lokomotive, also der mit den beiden Zweiwelken-Sulzermotoren! Geht man noch einen Schritt weiter, so kann man die Gewichte einmal der vier 1000 PS-Motoren und der beiden Hilfsdieselaggregate (bei diesen also einschließlich der Generatoren!) im Betrage von 38460 kg in Vergleich setzen zum Gewicht der beiden Sulzermotoren von insgesamt 45200 kg.

*) Siehe Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1938, Heft 4.

Zusammenstellung der Gewichte.

Bahnbezeichnung der Lokomotive . .	262-AD-1	262-BD-1
	kg	kg
Rahmen, Kasten, Räder, Gestänge, Vorratsbehälter	104500	101350
Bremse (Gestänge, Luftverdichter, Luftbehälter usw.)	6500	8100
Dieselmotoren	26660	41200
Generatoren	20840	16000
Rahmen für die Maschinensätze . . .	7500	4000
Hilfsdieselsätze einschließlich Grundplatte	4300	—
Zubehör zu den Dieselmotoren (Kühler, Pumpen, Ventilatoren) . .	7050	9825
Batterien	4000	3170
Achsmotoren (ohne Zahnradübersetzung)	23650	24660
Elektr. Einrichtung einschließlich Kabe	6000	6350
Vorräte:		
Treibstoff (französisches Dieselöl) .	6850	7000
Gasöl	750	—
Schmieröl	1000	1440
Wasser	2400	3280
Sand	1200	400
Verschiedenes	1300	1225
Gesamtgewicht . .	224500	228000

In diesen Zahlen sind schon die gemeinsamen Grundrahmen der Hauptaggregate enthalten.

Bei Beurteilung der Motorgewichte ist zu beachten, daß die Dieselmotoren beider Lokomotiven (ausgenommen die Hilfsdiesel) mit den gleichen niedrigen Umdrehungszahlen laufen. Es ist bekannt, daß man bestrebt ist, bei Verbrennungsmotoren die Drehzahlen zu erhöhen, um das Gewicht für die Leistungseinheit herabzusetzen. Das beste Beispiel hierfür liefert im Straßenverkehr der Automobilmotor, im Schienenverkehr der Triebwagenmotor. Diese Maßnahme ist aber beim Triebwagenmotor nicht immer zur vollen Zufriedenheit verlaufen, weil der Eisenbahnbetrieb an die Motoren höhere Anforderungen stellt und die Übertragung der Erfahrungen mit Straßenfahrzeugmotoren auf Eisenbahnverhältnisse nicht zugänglich ist.

Es kann also zur Gewichtsfrage festgestellt werden, daß mindestens bei Diesellokomotiven großer Leistung die Wahl und Anordnung von wenigen Dieselaggregaten keineswegs zu dem Schluß berechtigt, daß dadurch an Gewicht gespart werden kann! Gerade dieser selten vorliegende Fall — der darum so begrüßenswert ist — zeigt deutlich, daß diese fast allgemein verbreitete Annahme ein Trugschluß ist, sofern die Konstrukteure — wie in dem vorliegenden Fall — in der Wahl und Durchbildung der Dieselmotorenanlagen den richtigen Weg beschreiten. Daß eine vierteiligere Anordnung die Rohrleitungsführung und die elektrische Übertragungsanlage nicht gerade vereinfacht und verbilligt, liegt an sich auf der Hand. Aber auch bei der Beurteilung der Preisgestaltung ist Vorsicht am Platze. Bezüglich des Zweiwelkenmotors sei schließlich noch darauf hingewiesen, daß er sich praktisch aus zwei getrennten Dieselmotoren mit gemeinsamem Kurbelkastengehäuse zusammensetzt, die in etwas gekünstelter Weise nun auf eine gemeinsame Antriebswelle arbeiten sollen. Diese Bauart hat nur dann ihre Berechtigung, wenn der Zweck, große Leistungen auf beschränktem Raum unterzubringen, auf andere Weise nicht erfüllt werden

kann. Es ist anzunehmen, daß hier eine Vereinfachung der Leitungsführung, soweit die Leitungen Zubehörteile der Dieselmotoren und deren Hilfsbetriebe sind, im Vergleich zu zwei dicht nebeneinander stehenden Motoren kaum gegeben sein kann.

Die bei der zweiten französischen Großdiesellokomotive verwendeten Dieselmotoren sind von der „Société Générale de Construction mécanique à la Courneuve“ nach MAN.-Lizenz gebaut worden. Es sind mit kleinen Verschiedenheiten Sechszylindermotoren Type 30/38 der MAN., wie sie in den Diesellokomotiven für den französischen Kongo (s. Neue französische Diesellokomotiven, Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1938, Heft 4) Verwendung gefunden haben. Derselbe Motor — aber in Achtzylinderausführung — ist in der 1400 PS dieselhydraulischen Lokomotive der Deutschen Reichsbahn eingebaut. Er leistet als Sechszylindermotor bei 700 Umdr./Min. und 50% Aufladung 950 PS dauernd, und 1050 PS eine Stunde lang. Bei einer Umdrehungszahl von 500 Umdr./Min. gibt er ohne Aufladung eine Dauerleistung von 450 PS und mit Aufladung — entsprechend der geringen Leistungssteigerung des Aufladegläses bei niedrigen Tourenzahlen — 500 PS. Der Motor darf als bekannt vorausgesetzt werden (Org. Fortschr. Eisenbahnwes. 1938, Heft 4). Die französische Ausführung zeigt keine grundsätzlichen Abweichungen gegenüber der der MAN.

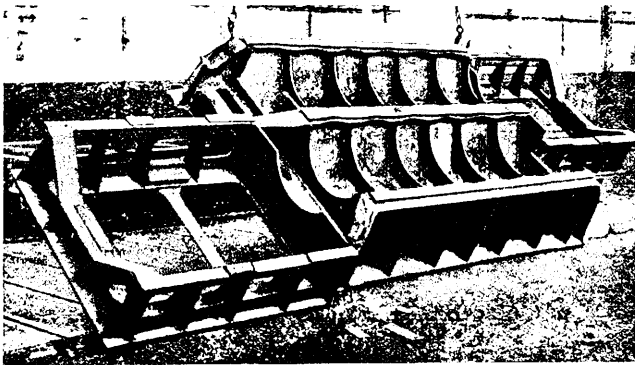


Abb. 1. Ansicht der Motorenunterkästen.

Lediglich einige bauliche Abweichungen sind vorhanden, so z. B. Aufladegläse der Bauart „Rateau“, Brennstoffpumpen eigener Bauart usw. Erwähnt sei noch, daß bei diesem Motor Bronzelagerschalen verwendet werden.

Abb. 1 gibt eine Ansicht der Motorenunterkästen. Die Unterkästen beider Motoren einer Lokomotivhälfte sind miteinander und mit den Auflagern der Hauptgeneratoren zu einem einzigen Gestell zusammengeschweißt worden. Diese Ausführung aus zusammengeschweißten Blechen ist naturgemäß wesentlich leichter als die Stahlgußbauart der Sulzermotoren. Die Stahlgußausführung des Kurbelkastens gibt eine außerordentlich starre — allerdings auch dementsprechend schwere — Konstruktion. Sie ist dann zweckmäßig, wenn der Kasten außer seinen eigentlichen Aufgaben noch die zusätzlichen Aufgaben der Lokomotivrahmenversteifung — insbesondere bei Stangenantrieb — zu übernehmen hat. Bei den Lokomotiven der P.-L.-M.-Bahn liegen die Hauptdiesel einschließlich Generatoren und Hilfsrahmen aber auf dem Lokomotivrahmen auf. Der Kasten hat die genannten zusätzlichen Aufgaben also nicht zu erfüllen. Hier ist die leichtere Blechkonstruktion ausreichend.

Der Brennstoffverbrauch der Hauptdiesel beträgt 171,5 g/PS/h bei Vollast. Er ist um ein geringes höher als der der Sulzer-Zweitaktmotoren.

Die Hilfsdiesel (Saurer) sind Sechszylindermotoren mit einem Hub von 180 mm und einer Bohrung von 134 mm. Sie leisten bei 1500 Umdr./Min. 160 PS. Da für die Hilfsbetriebe

jedes Lokomotivteils nur etwa 100 PS erforderlich sind, wurde die Drehzahl auf 1250 Umdr./Min., entsprechend 130 PS beschränkt. Wenn der Hilfsdiesel einer Lokomotivhälfte ausfällt, wird die Drehzahl des Hilfsdiesels der andern Hälfte auf 1500 Umdr./Min. erhöht. Dieser Motor übernimmt in diesem Fall die Stromversorgung der Hilfsbetriebe beider Lokomotivhälften. Die Herabsetzung der Drehzahl für den normalen

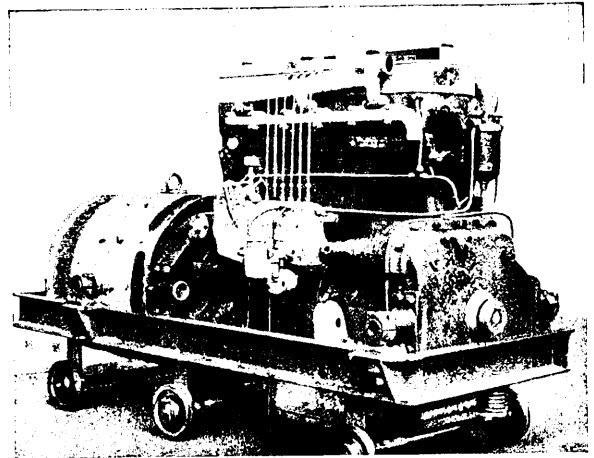


Abb. 2. Hilfsdieselsatz.

Betrieb schont den Dieselmotor. Die reichliche Bemessung erhöht aber gleichzeitig die Betriebssicherheit der Lokomotive. Jeder Hilfsdiesel mit dem dazugehörigen Generator ist auf einem gemeinsamen Rahmen aufgebaut, der behelfsmäßig auf Räder gestellt werden kann. Das Aggregat ist dann leicht durch entsprechende Öffnungen in der Seitenwand der Lokomotive auszubauen (Abb. 2).

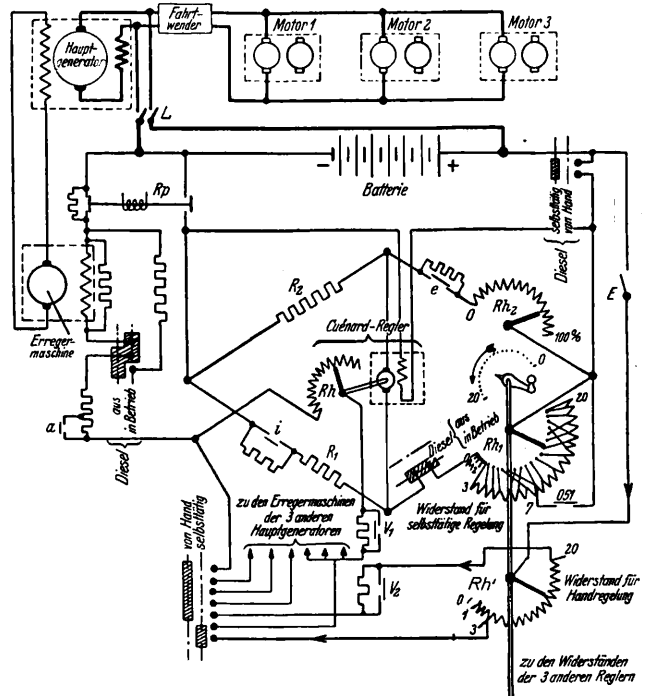


Abb. 3. Schaltbild einer Anlage.

Entsprechend der Wahl zweier vollständig voneinander unabhängiger Dieselmotorenanlagen in jedem Lokomotivteil sieht auch die elektrische Ausrüstung für jeden Lokomotivteil zwei vollständig voneinander unabhängige Anlagen vor. Abb. 3 zeigt das Schaltbild einer Anlage. Der Hauptgenerator liefert den Strom für drei parallel geschaltete Achsmotoren. Jede Treibachse wird von Doppelmotoren angetrieben, die elektrisch

vollständig getrennt sind. Der zweite auf der Achse sitzende Motor wird von dem andern Aggregat desselben Lokomotivteils angetrieben. Der Hauptgenerator arbeitet mit Fremd-erregung. Eine auf der gleichen Welle — der Verlängerung der Hauptdieselwelle — befestigte Erregermaschine liefert den Erregerstrom für den Hauptgenerator. Der Erregerstrom dieser Erregermaschine wiederum wird der Batterie über einen Regler der Bauart „Cuenod“ entnommen. Die nichtregelbaren Widerstände R^1 und R^2 , der Widerstand Rh^2 , der in Abhängigkeit vom Brennstoffreglergestänge arbeitet und schließlich der Widerstand Rh^1 , der unmittelbar vom Führer durch Bedienung des Fahrschalters betätigt wird, diese vier Widerstände liegen in Stromkreisen, die mit dem Stromkreis, in dem der genannte „Cuenodregler“ liegt, eine Wheatstonesche Brücke bilden. Je nach der Richtung, in der Strom durch den Regler fließt, betätigt dieser den regelbaren Widerstand Rh und regelt auf diese Weise die Erregerspannung der Erregermaschine.

Der Fahrschalter selbst hat 20 Schaltstellungen. Die beiden ersten dienen zum Anlassen der Dieselmotoren und zur Vornahme von Verschiebewebungen der Lokomotive allein. Die automatische Leistungsregelung ist hierbei nicht in Tätigkeit. Die Dieselmotoren haben Drehzahlregelung. Die Schaltbereiche Stufe 1 bis 7, 8 bis 16 und 17 bis 20 legen die Drehzahlen der Dieselmotoren in den Grenzen von 550/500, 650/620 und 700 Umdr./Min. fest. Wird nun innerhalb eines dieser genannten Schaltbereiche der Fahrschalter vom Lokomotivführer um eine Stufe nach oben geschaltet, so wird das Gleichgewicht der Wheatstoneschen Brücke gestört. Der durch den Regler fließende Strom bewirkt eine Verdrehung der Schaltwalze desselben und damit eine Verkleinerung des Widerstandes Rh . Der Erregerstrom der Erregermaschine wird größer, damit wird der Hauptgenerator stärker erregt, seine Leistungsaufnahme größer und der Regler des Hauptdiesels vergrößert die Brennstoffpumpenleistung. Das bedeutet aber — da der Widerstand Rh^2 mit dem Reglergestänge des Dieselmotors verbunden ist — eine Verstellung dieses Widerstandes und schließlich die Wiederherstellung des durch die Bedienung des Fahrschalters gestörten Gleichgewichtes in der Wheatstoneschen Brücke. Jede Betätigung des Fahrschalters hat also selbstwirkend eine Leistungsänderung der Fahrmotoren zur Folge. Außer dieser selbstwirkenden Regelung der Leistungsaufnahme der Achsmotoren, die die Möglichkeit der Überlastung der Hauptdieselmotoren ausschließt, ist auf dem Führerstand noch ein Umschalthebel vorhanden, der zwei Stellungen hat: Handregelung und Selbstregelung. Bei Stellung „Handregelung“ wird unter Ausschaltung der geschilderten Selbstregelung durch Bedienung des Fahrschalters der Widerstand Rh^1 betätigt, der dann die Aufgaben des Widerstandes Rh übernimmt. Da hierbei die Selbstregelung ausgeschaltet wird, ist der selbsttätige Schutz der Dieselmotoren gegen Überlastung nicht mehr gegeben. Der Lokomotivführer hat darauf sein besonderes Augenmerk zu richten. Für diesen Zweck sind besondere Anzeigevorrichtungen auf dem Führerstandstisch vorgesehen, die die jeweilige Brennstoffpumpenfüllung anzeigen. Diese handbetätigte Regelung der Erregung des Hauptgenerators wird zum schnellen Anfahren und zur Beschleunigung des Zuges verwendet.

Die vier Widerstände Rh^1 jedes der vier Antriebssätze der Doppellokomotive sind an den Fahrschalter angeschlossen und werden bei Betätigung desselben durch den Lokomotivführer in gleicher Weise verstellt.

Die Anordnung und Schaltung der elektrischen Einrichtung dieser zweiten Großdiesellokomotive unterscheidet sich

wesentlich von der der ersten Ausführung. Bei der Erstauf-führung wird der Erregerstrom für den Hauptgenerator durch einen Achsgenerator geliefert (System Jeumont). Die Erregerleistung steht also in direkter Abhängigkeit von der Fahr-geschwindigkeit. Bei der zweiten Lokomotive ist die Erregermaschine mit dem Hauptgenerator gekuppelt und die Erregerleistung wird durch ein sinnvoll durchgebildetes System den betrieblichen Notwendigkeiten angepaßt.

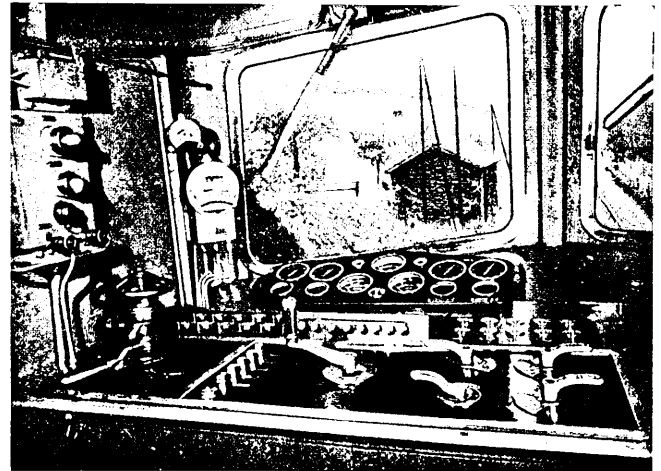


Abb. 4. Führerstand.

Zum Abschluß noch ein Blick auf den Führerstand (Abb. 4). Hervorzuheben ist zunächst die vorbildliche und klare Anordnung aller Teile. Dabei ist zu bedenken, daß diese verhältnismäßig sehr geringe Zahl von Anzeigeelementen die gesamte Überwachung für sechs dieselelektrische Anlagen darstellt. Hier kann man mit Recht von einer weisen Beschränkung auf das notwendigste sprechen. Die ganze Bedienung der 4000 PS-Lokomotive während der Fahrt beschränkt sich auf die Betätigung des in Tischmitte sichtbaren Fahrschalters. Von den rechts vom Fahrschalter erkennbaren Hebeln dienen zwei zum Anlassen und Abstellen der Hauptdieselmotoren, und zwar ist je ein Hebel für zwei — aber nicht im selben Lokomotivteil befindliche — Motoren vorgesehen. Ein weiterer

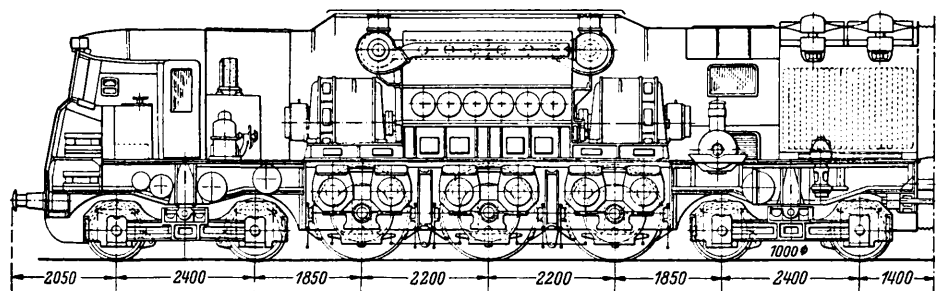


Abb. 5. Längsschnitt durch eine Lokomotivhälfte.

Hebel ist der bereits erwähnte Umschalter von Hand auf Selbstregelung bzw. umgekehrt und der letzte der vier Bedienungshebel ist der Fahrtwender.

Abb. 5 gibt einen Längsschnitt durch eine Lokomotivhälfte.

Es ist außerordentlich begrüßenswert, daß die P.-L.-M.-Bahn zwei Großdiesellokomotiven gleicher Leistung und mit gleichen Abmessungen aber mit verschiedenen Maschinenanlagen gebaut hat. Wenn auch grundsätzlich keine Unterschiede bestehen, da die elektrische Übertragung von den Dieselmotoren zu den Treibachsen beiden gemein ist, so sind die Abweichungen in der Wahl der Elemente und in der Anordnung doch derart, daß die Bewährung bzw. Nichtbewährung der einen oder der anderen Bauart geeignet ist, für den Bau

weiterer Großdiesellokomotiven richtungweisend zu wirken. Der Bau der zweiten Lokomotive hat den Beweis erbracht, daß die Wahl mehrerer Dieselaggregate mit geringerer Einzelleistung keineswegs mit einer Gewichtsvermehrung verbunden sein muß. Der praktische Betrieb wird erst bestätigen müssen, ob sich die Vielteiligkeit der zuletzt gebauten Lokomotive im Hinblick auf Unterhaltungskosten nachteilig auswirkt. Die Erfahrungen der amerikanischen Bahnen mit ihren meist dreiteiligen, noch vielteiligeren Großdiesellokomotiven lassen Bedenken in dieser Richtung nicht aufkommen. Überdies zeigt sowohl die europäische als auch die amerikanische Praxis, daß Betriebsstörungen bei Dieselschienenfahrzeugen nur zu

einem geringen Prozentsatz dem Dieselmotor zur Last fallen. Der überwiegende Anteil an diesen Störungen entfällt auf die Hilfsbetriebe. Bei Beurteilung der Betriebssicherheit dürfte zweifellos der zuletztgebauten Lokomotive der Vorzug zu geben sein, denn mit 75% der Höchstleistung, die bei Ausfall eines Dieselaggregates noch verbleibt, wird der Fahrplan selbst unter den schwierigen Verhältnissen dieser Bahnlinie noch einigermaßen aufrechterhalten werden können. Bei der erstgebauten Lokomotive mit den beiden 2000 PS-Anlagen bedeutet der Ausfall einer Anlage aber eine Leistungsminderung um 50%. Hier ist der Ausfall einer Anlage gleichbedeutend mit dem Ausfall der Lokomotive für die weitere Zuförderung.

Die Verwendung von geschweißten Hohlträgern im Waggonbau.

Von Ir. J. R. Osinga, Oberingenieur und Prokurist der Werkspoor N. V., Amsterdam.

Mit dem Bestreben nach leichterer Ausführung der Eisenbahnwagen entstand zugleich die Frage, inwieweit die Konstruktion durch die Schweißung vereinfacht werden könnte.

Bei der genieteten Ausführung des Kastenaufbaues wurden die aus Z- oder U-Profilen bestehenden Säulen direkt auf die Kastenblech-Innenseite genietet, wobei die Bleche mit den Stegen der U-Profile verbunden wurden, während bei Verwendung von Z-Profilen einer der beiden Flanschen mit dem Blech vernietet wurde. Die Winkelverbindungen zwischen Säulen und Langträgern bzw. Querträgern wurden hauptsächlich durch eingienietete Winkel oder durch Knotenbleche erreicht.

Beim Übergang zur Schweißung versuchte man in erster Linie, die in der Nietung gebräuchlichen Profile wieder zu verwenden, insbesondere die U-Profile, die jedoch nicht mit dem Steg an das Blech angeschweißt wurden, sondern mit den Flanschen, so daß ein kastenförmiger Querschnitt entstand. Dadurch ergab sich eine außerordentliche Erhöhung des Widerstandsmoments dieser Verbindung in der Querrichtung. Aus den Abb. 1 und 2 ist ohne weiteres ersichtlich, daß das Widerstandsmoment bezüglich der Achse X—X im Falle II bedeutend größer sein muß als im Falle I, ohne daß irgendeine Gewichtserhöhung Platz gegriffen hat.



Abb. 1.

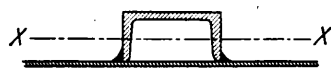


Abb. 2.

Es ergaben sich dabei aber folgende Schwierigkeiten: Säulen und Bleche konnten vor der Schweißung nicht angestrichen werden. Nach der Schweißung war ein Innenanstrich der hohlen Säulen unmöglich. Um dem Rosten vorzubeugen, war man gezwungen, die Verbindung zwischen Säule und Blech dicht zu schweißen bzw. offene Stellen mit einer elastischen Substanz zu dichten. Weiter ergaben sich durch das Schweißen selbst Verwerfungen des Bleches zwischen den Flanschen der U-Säule, die sich nicht oder nur durch teure und schwierige Nacharbeit beseitigen ließen, da es keine Möglichkeit gab, von innen an den Hohlraum zu gelangen.

Alle diese Schwierigkeiten lassen sich in einfachster Weise durch die auf den Markt gebrachten Hohlträger bzw. Hohlprofile vermeiden, die die „Werkspoor“ auch sofort bei ihren Konstruktionen einführt. Der luftdichte Abschluß war hier

ohne weiteres möglich, da lediglich die Enden der Träger abzudichten waren. Weiter liegen nunmehr die Bekleidungsbleche nicht mehr hohl zwischen den Flanschen, sondern legen sich flach gegen die Säulen und erfordern dort keine weitere Richtarbeit. Abb. 3 gibt ein Beispiel von dieser Verbindung.

Die Bleche wurden je nach der Beanspruchung ihrer Verbindung mit den Trägern durch durchgehende oder abgesetzte Schweißnähte verbunden. Alle Zwischenräume zwischen den Schweißnähten wurden durch einen elastischen Kitt abgedichtet.

Man kann diese Bauart auch überall da anwenden, wo geeignete Hohlprofile nicht zur Hand sind, da diese sich ohne weiteres aus Blech herstellen lassen, indem dieses gerollt oder gekantet und dann verschweißt wird. Träger dieser Art haben wir an beiden Enden geschlossen und zur Prüfung ihrer Rostsicherheit 21 Monate außerhalb der Werkstatt im Freien aufgestellt. Die Träger waren somit über 1 3/4 Jahr allen Witterungseinflüssen ausgesetzt und es zeigte sich, daß nach dem Öffnen der Träger die innere Oberfläche vollkommen rostfrei und genau in demselben Zustand wie vor der Zusammenschweißung war.



Abb. 3.

Meine Erfahrungen mit Hohlträgern fasse ich wie folgt zusammen:

1. Eine Konstruktion aus Hohlprofilen bietet außerordentliche Vorteile in Bezug auf einfachen Aufbau.
2. Die durch das Schweißen bedingte Nacharbeit für das Richten der Wände ist bedeutend einfacher als bei anderen Konstruktionen.
3. Der Aufbau des Wagens wird leichter und trotzdem stabil.
4. Die Betriebsergebnisse haben gezeigt, daß Wagen dieser Art besonders still und ruhig fahren im Vergleich mit früheren genieteten Konstruktionen.

Seit dem Jahre 1930 bauen wir Personen-, Gepäck- und Kohlentransportwagen nach vorstehend beschriebenen Grundsätzen, und zwar sowohl für die Niederländischen Eisenbahnen wie auch andere Unternehmungen. Auch die Motorkraftfahrzeuge für die Personen- und die Güterbeförderung wurden in den letzten Jahren in gleicher Weise ausgeführt und es hat sich erwiesen, daß sie sowohl konstruktiv als auch fahrtechnisch außerordentliche Vorteile boten und nie zu Beanstandungen Anlaß gaben.

Rundschau.

Lokomotiven und Wagen.

Fahrbare Reinigungsanlage für Lokomotiv-Speisewasservorwärmer.

Lokomotiv-Speisewasservorwärmer in der bei Reichsbahnlokomotiven üblichen Bauart erfüllen ihre Aufgabe im Betriebe

nur dann, wenn die wasser- und dampfseitigen Oberflächen der Vorwärmerrohre möglichst frei von Kesselstein und von Ölverkrustungen gehalten werden. Wichtig ist deshalb, die Vorwärmerrohrbündel regelmäßig zu reinigen und die Reinigungsfristen nach den Speisewassereigenschaften und nach der durch-

schnittlichen Lokomotivbeanspruchung festzusetzen. Die fristgemäße Reinigung wird aber durch den größeren Arbeitsaufwand erschwert, der mit der vielfach noch gebräuchlichen Arbeitsweise des Ausbaues der Vorwärmerrohrbündel verbunden ist. Seit mehreren Jahren wurde daher versucht, die Vorwärmer im Betrieb ohne Ausbau der Rohrbündel durch Anwendung fahrbarer Anlagen zu reinigen.

Im folgenden sind zwei fahrbare Reinigungsanlagen beschrieben:

Die fahrbare Vorwärmerreinigungsanlage der Firma **Knorr-Bremse** Aktiengesellschaft, Berlin-Lichtenberg, ist für die wasserseitige Reinigung der Rohrbündel mit Salzsäure gebaut. Sie besteht im wesentlichen aus dem Salzsäurebehälter mit Ablaufhahn, der Kreiselpumpe aus säurefestem Baustoff mit unmittelbar gekuppeltem Gleichstrom- oder Drehstrommotor, einem säurebeständigen Dreiweghahn, den Schläuchen für die Zu- und Rückleitung der Salzsäure, den Schlaucharmaturen und dem fahrbaren Gestell für Behälter, Pumpe, Motor und Zubehör.

Der Salzsäurebehälter ist aus Holz, innen mit 2 mm starkem Bleiblech, dessen Nähte verschweißt sind, ausgekleidet und mit einem Doppeldeckel abgeschlossen. Der Dreiweghahn ist in die Saugleitung der Kreiselpumpe eingebaut. Durch ihn kann der Pumpe wechselweise Salzsäure oder Spülwasser zugeführt werden. Die Salzsäure, die der Pumpe bei Durchgangsstellung des Dreiweghahns zufließt, wird durch die Zuleitung in die Vorwärmerrohre gefördert und läuft durch die Rückleitung wieder in den Behälter

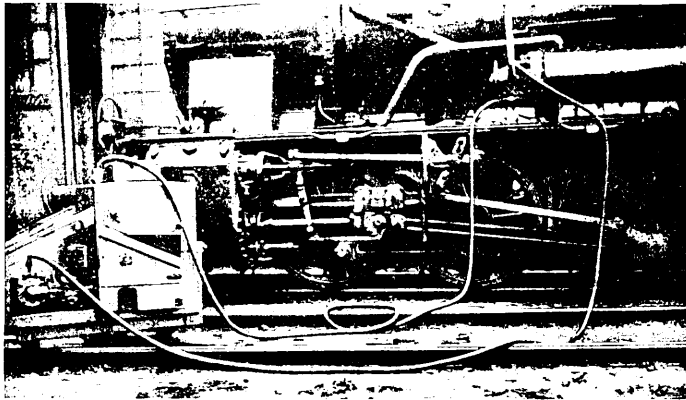


Abb. 1.

zurück. Durch den Umlauf der Salzsäure wird die Auflösung des wasserseitigen Rohrbelags beschleunigt.

Die Abb. 1 zeigt die Anordnung der Reinigungsanlage und ihre Aufstellung im Betrieb. Die Arbeiten zur Vorwärmerreinigung wickeln sich wie folgt ab: Der Säurebehälter wird mit ungefähr 150 l rund 10% iger Rohsalzsäure gefüllt, wobei noch 0,5 bis 1,0% eines anerkannten Säureschutzmittels zugesetzt werden können, um die Baustoffe der Reinigungsanlage und des Vorwärmers vor Säureangriff zu schützen. Bei Vorwärmern mit Umschalthahn wird dieser auf unmittelbare Speisung gestellt, der Entwässerungshahn, sowie die Blindverschraubung am Umschalthahn entfernt, dann das Gewindestück für die Zuleitung von der Kreiselpumpe in den Gewindestutzen des Entwässerungshahns, sowie das Gewindestück für die Rückleitung in das Gewinde der Blindverschraubung eingeschraubt. Am Umschalthahn werden ferner beide Anschlußflansche der Speisewasserdrukleitung so weit gelöst, daß bei Undichtheit des Umschalthahnkükens keine Säure in die Druckleitung fließen kann. Bei Vorwärmern ohne Umschalthahn werden zwei besondere Blindflansche mit seitlichen Schlauchanschlüssen in die Speisewasserzu- und Rückleitung eingebaut. Nach diesen vorbereitenden Arbeiten wird der Wasserraum des Vorwärmers mit Salzsäure vollgepumpt und die Säure entsprechend der Kohlensäuregasentwicklung umgewälzt. Die Reinigungsdauer schwankt je nach der Stärke der Kesselsteinablagerung auf der Wasserseite der Vorwärmerrohre zwischen 20 und 45 Min.

Eine Säurefüllung kann durchschnittlich für drei Vorwärmerreinigungen verwendet werden.

Nach der Säurereinigung wird der Dreiweghahn auf Abzweig gestellt und die Vorwärmerrohre aus der Ortswasserleitung durch

die stillgesetzte Kreiselpumpe und durch den Zuleitungsschlauch rund 5 Min. gespült, wobei der Anschluß des Rückleitungsschlauchs am Säurebehälter gelöst ist und das Spülwasser mit den Säureresten frei abfließen kann.

Die fahrbare Vorwärmerreinigungsanlage Bauart **Bw. Ingolstadt** ermöglicht die wasser- und dampfseitige Reinigung der Vorwärmer ohne Ausbau der Rohrbündel. Sie besteht in ihrer neuesten auf Grund mehrjähriger Erfahrung entwickelten Ausführung aus einem 250 l fassenden Bottich aus Lärchenholz für die Salzsäure, aus einem gleichgroßen Stahlblechbehälter für die Lauge, aus einer säurefesten hand- oder elektromotorisch betriebenen Pumpe, einem säurebeständigen Dreiweghahn, einem Frischwasseranschluß an der Pumpenausleitung, einem Laugehahn aus Gußeisen und aus einem Entgasungsrohr. Der Säurebehälter kann durch eine Bohrung im Boden, die betriebsmäßig mit einem Holzpfropfen verschlossen ist, entleert werden. In den Boden des Laugenbehälters ist ein Entschlammungsschieber eingebaut. Im Säurebehälter befindet sich noch ein hölzerner Kesselsteinschlammstammkasten. Die beiden Behälter und das Zubehör sind auf einem auf drei Rollen fahrbaren Winkeleisenrahmen befestigt. Um die Bediener der Anlage bei Schäden an den

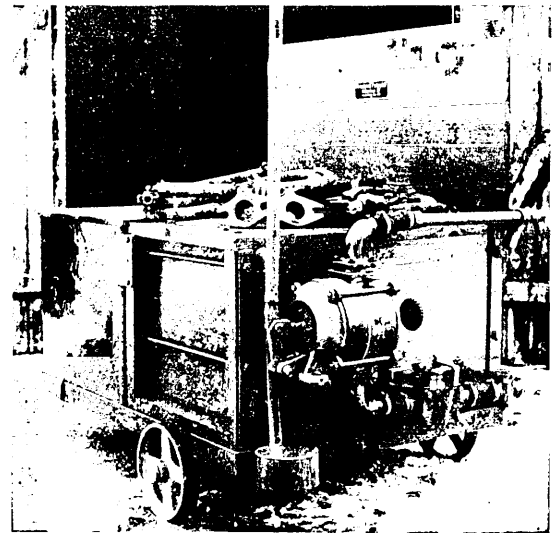


Abb. 2.

Schläuchen oder an den Anschlüssen vor umherspritzender Salzsäure zu schützen, ist noch eine Holzwand eingesetzt.

Als Pumpen können säurebeständige Membranpumpen oder Kreiselpumpen verwendet werden. Für den Handbetrieb kommt nur die Membranpumpe in Betracht. Bei elektromotorisch angetriebener Membranpumpe muß ein Schneckengetriebe zwischengeschaltet werden.

Die Abb. 2 zeigt die fahrbare Vorwärmerreinigungsanlage der Bauart **Bw. Ingolstadt** in ihrer neuesten Ausführung mit handbetriebener Membranpumpe.

Die Reinigung eines Lokomotiv-Speisewasservorwärmers wird wie folgt durchgeführt: Die Säurereinigung der Vorwärmerrohre auf der Wasserseite geschieht in gleicher Weise wie sie bereits bei der ersten Anlage beschrieben wurde. Zur Reinigung der Rohre auf der Dampfseite werden im Laugenbehälter rund 250 l 5%ige Lauge, in der Regel P 3S Lauge, angerichtet. Dann wird das Ablaufrohr für das Niederschlagwasser entfernt und an dem Ablaufrohrflansch ein Blindflansch mit seitlichem Dreiweghahn, der zwei Schlauchanschlüsse für die Laugenleitung und für die Kochdampfleitung besitzt, angeschraubt, das Maschinenabdampfrohr abgebaut, ein 3 m langes Standrohr aufgesetzt, um ein Überkochen der Lauge zu verhindern, und die Verbindung zwischen Vorwärmer und Pumpenabdampfzuleitung durch Einschleiben eines Bleches gedichtet. Nach Anschließen der Laugen- und der Kochdampfleitung wird der Vorwärmerdampfraum mit Lauge vollgepumpt, der Dreiweghahn auf die Kochdampfleitung umgestellt und die Lauge bei einer ersten Reinigung 3 bis 4 Stdn. bei regelmäßig wiederkehrenden Reinigungen rund 1 Stde. gekocht. Nach dem Auskochen wird die Lauge aus dem Vorwärmer

durch die Laugenleitung wieder in den Laugenbehälter zurückgefüllt. Sie kann zu rund zehn Vorwärmerreinigungen verwendet werden. Ein Nachspülen mit Wasser entfällt, da die Lauge die Vorwärmerbaustoffe nicht angreift.

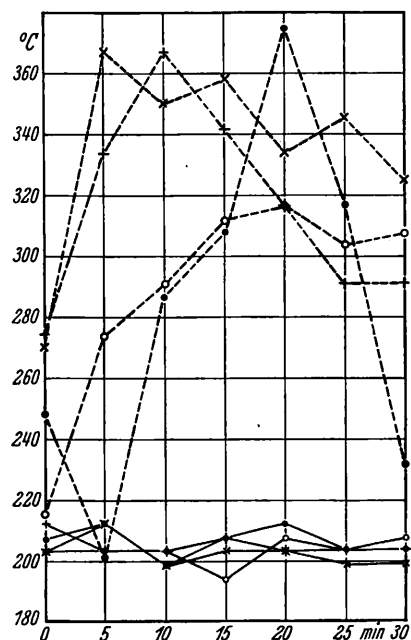
Die Vorteile der fahrbaren Vorwärmanlagen sind: Geringerer Arbeitsaufwand für die Vorwärmerreinigung und damit erleichterte Einhaltung der Reinigungsfristen bei durchschnittlich verbesserter Speisewasservorwärmung im Betrieb.

Für die Vorwärmerreinigung mit Rohrbündelausbau sind rund 15 Arbeitsstunden aufzuwenden. Bei der wasserseitigen Reinigung der Vorwärmerrohrwand mit einer fahrbaren Reinigungsanlage und mit Einmannbedienung beträgt dagegen die Arbeitszeit nur rund 1 Std.; sie erhöht sich bei der wasser- und dampfseitigen Reinigung auf rund 3 Std., wobei berücksichtigt ist, daß die Anlage während der reinen Kochzeit keine Bedienung erfordert.

H. Knorr.

Messungen der Wandungstemperaturen in kupfernen und stählernen Lokomotivfeuerbüchsen.

Etwa seit dem Jahre 1930 wurden im deutschen Lokomotivbau stählerne Feuerbüchsen an Stelle der bisher allgemein üblichen kupfernen Feuerbüchsen eingeführt. Dabei wurde die bewährte Bauart der Feuerbüchsen beibehalten. Lediglich die Wandstärke konnte infolge der größeren Festigkeit des Stahles verringert werden, was ja auch im Hinblick auf die geringere Wärmeleitfähigkeit des Stahles unbedingt nötig war. Schon während des Krieges waren Versuche gemacht worden, die kupfernen Feuerbüchsen durch stählerne zu ersetzen. Diese Versuche haben aber so wenig befriedigt, daß man bei Kriegsende sofort wieder zur kupfernen Bauart überging. Als jedoch im Jahre 1933 die ersten Lokomotiven mit 25 at Kesseldruck, also die Mitteldrucklokomotiven, entwickelt wurden, traten die Stahlfeuerbüchsen wieder in die Erscheinung. Auch diesmal waren die anfänglichen Erfahrungen nicht gut. Es traten Undichtigkeiten und Ausbeulungen infolge Wärmestauung auf. Daraus ergab sich die Notwendigkeit, die Wand-



Temperatur in den Rohr- und Türwänden bei kupfernen und stählernen Feuerbüchsen.

— Kupfer, - - - - - Stahl,
• x Rohrwand, + o Türwand.

sungen berichtet Reichsbahnrat Koch in der Zeitschrift „Die Wärme“, Nr. 16 des lfd. Jahrg.

Zur Messung der Wandtemperatur in verschiedenen Blechtiefen konnten nur Thermolemente verwendet werden. Die Zuleitungen dieser Thermolemente zur Meßstelle mußten wasserdicht durch den Stehkessel nach außen geführt werden. Hierbei wurden zwei verschiedene Bauarten angewendet.

Die erste Art des Einbaus eines Thermolementes in eine Feuerbüchse verwendet einen Meßpfropfen, der mittels Vierkant von innen in die Feuerbüchse an Stelle eines Stehbolzens eingeschraubt wurde. Der Vierkant wurde nach dem Einbau entfernt. Im Innern des Meßpfropfens sind die beiden Drähte des Thermolementes eingelötet, wobei sich die Temperaturen in verschiedener Tiefe messen lassen. Die Meßdrähte werden dann in aufgeschweißten Röhren durch den Stahlkessel nach außen geführt und hier

durch eine Stopfbüchse abgedichtet. Der Stehbolzen ist entfernt. Bei der zweiten Bauart wird im Kopf des normalen Stehbolzens auf der Feuerseite eine schräge Bohrung angebracht, deren Ende sich wenige Millimeter hinter der Blechoberfläche befindet. Die Thermolementendrähte werden durch die hohlen Stehbolzen geführt und in der Meßbohrung unter Verwendung von Stanniol zum bestmöglichen Wärmeübergang angebracht. Dabei werden die Meßdrähte durch Verstopfen der Stehbolzenbohrung mit Asbest vor der unmittelbaren Einwirkung des Feuers geschützt.

Bei der ersten Art ist es möglich, die Meßstelle in verschiedenen Tiefen des Bleches anzubringen. Da aber hierbei der Stehbolzen entfernt und damit die Festigkeit der Feuerbüchswand verringert wird, können die Messungen nur an wenigen Punkten der Feuerbüchse vorgenommen werden. Sie dienen in erster Linie zur Bestimmung des Temperaturabfalles innerhalb des Feuerbüchsblechtes von der Feuer- zur Wasserseite.

Die zweite Bauart schwächt in keiner Weise die Feuerbüchswand. Daher können die Meßstellen über die ganze Oberfläche der Feuerbüchse verteilt werden. Auch die Feuerbüchsendecke und die eigens hierfür hohlgebohrten Deckenanker können mit Meßstellen ausgerüstet werden. Diese Meßstellen dienen daher zum Auffinden der heißesten Gebiete auf der Oberfläche einer Feuerbüchse.

Anlaß zu diesen Messungen gaben die Mitteldrucklokomotiven. Zuerst wurde eine Güterzuglokomotive untersucht, wobei mit Rücksicht auf die ausgebauten Stehbolzen der Dampfdruck von 25 at auf 16 at herabgesetzt war. Bei diesen Messungen wurde festgestellt, daß die Temperaturen in verschiedenen Blechtiefen unruhig auf- und abpendelten und daß teilweise recht erhebliche Temperaturen auftraten. An den Seitenwänden wurden bis 340°, an anderen Stellen der Feuerbüchse bei stark wechselnder Belastung der Lokomotive bis über 500° C gemessen. Dabei wurde auch festgestellt, daß sich im Verlauf der Zeit die Temperaturkurven verschiedener Blechtiefen überschneiden können. Es war also möglich, daß eine bestimmte Blechtiefe zunächst heißer war als eine andere, daß sich aber dieses Verhalten auch ins Gegenteil umkehren konnte. Diese Erscheinung trat immer unten im Kessel auf. Daher wurde ihre Ursache in der kalten Verbrennungsluft und in der im Innern des Baustoffes von oben nach unten abfließenden Wärme vermutet. Dies ließ sich nachweisen, als die kalte Verbrennungsluft durch Schamotteausmauerung des Rostes abgehalten wurde.

Das unstete Pendeln der Temperaturen und ihre absolute Höhe sowie der anscheinend regelwidrige Verlauf der Temperaturkurven finden ihre Ursache in der geringen Wärmeleitfähigkeit des Stahls. Bei einem Versuch an einer Schnellzuglokomotive, die einen planmäßigen Zug in stark hügeligem Gelände beförderte, trat gleichfalls ein starkes Pendeln der Temperaturen auf. Während etwa 20 Min. stieg die Temperatur an einer bestimmten Stelle von 250 auf über 400° und fiel in einer weiteren Viertelstunde wieder auf den ersten Wert ab. Die höchsten Temperaturen traten dabei in den hinteren Teilen der Feuerbüchse in halber Wandhöhe auf. Gelegentlich wurden aber auch an anderen Stellen der Feuerbüchse sehr hohe Temperaturen gemessen, z. B. in der Feuerbüchsendecke bis 455° und in den Deckenankermuttern bis 654°. Unten dicht über dem Rost innerhalb der Brennschicht blieb die Temperatur annähernd auf gleicher Höhe und schwankte zwischen 230° und 240° C.

Zum Vergleich des Verhaltens einer kupfernen Feuerbüchse wurden zwei Kessel mit einer stählernen und mit einer gleichgroßen kupfernen Feuerbüchse hergestellt und Messungen an ihnen vorgenommen. Dabei schwankten die Temperaturen im Kupferblech im Verlaufe der Zeit wenig, während im Stahlblech wiederum lebhaftes Pendeln der Temperaturen festgestellt werden konnte, was besonders deutlich die Abb. 1 für den Temperaturverlauf in den Rohr- und Türwänden zeigt.

Durch Verwendung der stählernen Feuerbüchsen sind zweifellos gewisse Schwierigkeiten entstanden, die aber heute schon durch entsprechende Wahl des Baustoffes, erweiterte Anwendung des Schweißverfahrens zur Vermeidung von Überlagerungen und Verringerung der Blechdicke vor allem in den Rohrwänden, bewegliche Stehbolzen, andere Feuerbüchsenformen und verbesserte Feuerschirme als nahezu überwunden gelten können. dei.

Verschiedenes.

Wissenschaftliche Herbsttagung des VDI.

Motor und Kraftstoff war das Motto, unter welchem die sehr gut besuchte wissenschaftliche Herbsttagung des VDI. am 29. und 30. September in Augsburg stattfand. Da auch für den Eisenbahnbetrieb der Brennkraftmotor zu immer größerer Bedeutung gelangt, dürfte ein Bericht über die Tagung von Interesse sein.

In der ersten Fachsitzung:

„Flüssige, gasförmige und feste Brennstoffe im Motorbetrieb“

sprach zunächst Dr. Lindner, Augsburg, über die „Grundlagen der Prüfung und Bewertung der flüssigen Brennstoffe“. Er betonte u. a., daß unsere Erkenntnisse über den chemischen Aufbau der Kraftstoffe und die Umsetzungsvorgänge im Motor noch nicht ausreichen, um an Hand der physikalischen und chemischen Eigenschaften eines Kraftstoffes dessen Verhalten in einem Motor beurteilen zu können. Man ist daher weitgehend auf technische Prüfverfahren angewiesen, insbesondere in bezug auf die Bewertung der Zünd- und Brenneigenschaften. Die Betriebsverhältnisse und die Bauart des Versuchsmotors beeinflussen die Prüfergebnisse stark. Die Anwendung von Bezugskraftstoffen nach dem Oktan- bzw. Cetanzahlverfahren beseitigt diese Schwierigkeiten nicht völlig, da das Temperaturverhalten bei Bezugs- und Prüfkraftstoffen verschiedenartig ist.

Als zweiter Redner sprach Direktor Broeze, Delft, über „Probleme des Motorbetriebs mit Schwerölen.“

Für die leichte Verbrennung des Brennstoffes im Motor sind wichtig die Zündeigenschaften, die Zähflüssigkeit und die Flüchtigkeit. Die Zündeigenschaften sind hauptsächlich gegeben durch die Art des Rohöls. Bei höher siedenden Brennstoffen tritt ein erhöhter Zündverzug auf. Die Zähflüssigkeit ist in praktischer Hinsicht (Schmutzablagerung, Leitungswiderstand) von Bedeutung. Es ist aber auch bei den dickflüssigsten Brennstoffen reine Druckzerstäubung möglich. Bei schwersiedenden Brennstoffen sind Brennstoffniederschläge an den Wandungen zu vermeiden. Wichtig sind hohe Lufttemperatur, Luftwirbelung und Düsenkühlung. Schlechte Verbrennung ergibt raschen Verschleiß von Kolbenringen und Zylindern. Verchromte Zylinder haben sich bewährt.

Über

„Gaskraftanlagen für heimische feste Brennstoffe“ sprach Dipl.-Ing. Schmidt. Er zeigte als Beispiel eine große Torfvergasanlage für Kraft- und Heizgaserzeugung. Die Generatorgasanlage besitzt den Vorteil, daß sie unerwünschte Bestandteile (Schwefel, Aschenstaub) vom Motor fernhält. Schwelkoks-Vergasanlagen haben eine ziemlich weite Verbreitung gefunden und sich gut bewährt. Auch Schiffsgasanlagen sind bereits verschiedentlich in Betrieb. Eine Kupplung von Gas- und Dampfkraftanlagen bringt gegenüber heutigen Verfahren, die nur mit Abwärmeverwertung arbeiten, beachtliche wirtschaftliche und betriebliche Vorteile.

Dr. W. Rixmann äußerte sich über

„Untersuchungen zur Weiterentwicklung gasbetriebener Fahrzeugmotoren.“

Bei den mit reiner Saugfüllung arbeitenden Fahrzeugmotoren ist bei Flüssiggas und Motoren-Methan immer noch mit einer Minderleistung von 4% bei Leuchtgas sogar mit einer solchen von etwa 20 bis 25% gegenüber sparsamem Benzinbetrieb zu rechnen. Den Weg zur Weiterentwicklung bietet die Druckgasaufladung, wobei das gespeicherte Gas bei einem bestimmten Druck hereingeführt wird. Theoretisch ergibt sich damit bei Leuchtgas eine Füllungsvergrößerung bis etwa 37 v. H. Die zugehörige Leistungssteigerung ist durch den thermischen, indizierten und mechanischen Wirkungsgrad dieses Verfahrens bestimmt. Nach englischen Versuchen entspricht die gegenüber der reinen Saugfüllung erzielbare Mehrleistung nicht der theoretischen Füllungsvergrößerung. Bei Leuchtgas ist die Grenze durch die Ausbildung des Triebwerks gegeben. Der umgebaute Dieselmotor eignet sich für die Druckgasaufladung besonders gut.

Einen Weg in Neuland bedeutete der Vortrag von Dr. Wahl: „Ergebnisse eines verdichterlosen Kohlenstaubmotors aus 4000stündigem Betrieb.“

Nach Wahl sei der Kohlenstaubmotor als einführungsreif anzusehen. Die Einführung des Treibstaubes in den Hauptbrenn-

raum erfolgt verdichterlos in zwei Stufen, zuerst gelangt er durch einen Teilsaugluftstrom in eine als Schleusenraum dienende Beikammer. Während des Verdichtungshubes wird der Staub in der abgeschlossenen Beikammer durch die aus dem Zylinder einströmende verdichtete Luft aufbereitet, bis etwa im O. T. durch eine Teilzündung eine schnelle und starke Drucksteigerung in der Beikammer entsteht, worauf der Inhalt derselben über eine Verteilerdüse zuerst rasch und dann langsamer in den Hauptbrennraum gespritzt wird. Die Verbrennung soll bezüglich Staubfreiheit, Gemischbildung und Belastung ziemlich unempfindlich sein. Die Dauerbetriebsfähigkeit wird durch den Aschengehalt des Treibstoffes entscheidend beeinflusst. Die Abnutzung von Zylinderbüchsen und Kolbenringen ist bei Kohlen von normalen Aschgehalten durch Verwendung besonders verschleißfester Baustoffe auf einen Bruchteil früher gemessener Werte herabgesetzt. Die dauernde Reinhaltung des Triebwerkschmieröls ist durch entsprechende Betriebsverfahren erreicht.

In der zweiten Fachsitzung

„Sonderaufgaben der Gestaltung und Prüfung des Motors“

sprach Direktor G. Pielstick über

„Zweckmäßiger Werkstoffeinsatz als Weg zum Leichtbau bei Großmotoren.“

Für den „Leichtgroßmotor“ sind Zylinderleistungen von über 200 PS_e bei Einheitsgewichten von 12 kg/PS_e maßgebend. Die Forderung nach zweckmäßigem Werkstoffeinsatz gilt nicht nur für das einzelne Werkstück, sondern auch für das Zusammenwirken mehrerer Bauteile. Notwendig ist genaue Kenntnis der Beanspruchungen am Werkstück. Hierzu sind Dehnungsmessungen notwendig. Auch muß der Konstrukteur den jeweils besten Werkstoff und das geeignetste Herstellverfahren ausfindig machen. In diesem Zusammenhang wird auf die Bedeutung der Schweißkonstruktionen an Hand eines geschweißten Gestelles hingewiesen.

Durch die geschilderten Methoden konnte das Einheitsgewicht von Großmotoren für Sonderzwecke auf 10 kg/PS_e und weniger gesenkt werden. Dies war Voraussetzung für die Verwendung des Dieselmotors als Antriebsmaschine für größte Schiffseinheiten.

Fürst von Urach behandelte den

„Autobahnfesten Fahrzeugmotor.“

Hierbei gilt es, die Dauerleistung näher an die Höchstleistung heranzubringen. Bleibronzelager mit dünnem Ausguß sind sehr geeignet für hohe Beanspruchungen. Wichtig sind richtige Dimensionierung der Kurbelwelle, Gegengewichte, Dosierung des Schmieröls, Fernhalten desselben vom Brennraum. Verzinnen der Kolben gibt gute Notlaufeigenschaften, salzgefüllte Auslaßventile ergeben bessere Wärmeabfuhr; geeignete Getriebe bringen die Drehzahl in den Bereich des günstigsten Drehmoments. Besondere Ölkühler sind meist unnötig, dagegen ist gute Durchbildung des Wasserkühlsystems sehr wichtig, desgleichen günstige Luftwiderstandsform.

Dr. Zeller, Berlin, sprach über

„Lärmabwehr bei Motorenprüfständen.“

Raumschalldämpfung, schallsichere Meßkabinen, schalltechnisch richtige Baugestaltung und Aufstellung sind die Mittel der Lärmabwehr. Falls letztere der Frequenzzusammensetzung des Motorenlärms angepaßt sind, können schalltechnisch sehr gute Schlußgrade erzielt werden.

In einem allgemeinen Vortrag verbreitete sich Dr. Jost, Leipzig, über

„Physikalisch-chemische Grundlagen der Verbrennung im Motor.“

Die Verbrennung im Ottomotor hängt von der Flammenausbreitung und der spontanen Reaktion im unverbrannten Gemisch ab, die unter Umständen zum Klopfen führen kann. Beide Prozesse sind im wesentlichen durch chemische Umwandlungen bedingt. Der Vorgang der Zündung und Verbrennung im Dieselmotor wird von den gleichen Gesetzen beherrscht. Er zerfällt in Einspritzung, Zerstäubung, Tröpfchenverdampfung und chemische Reaktion in der Gasphase. Für den Gesamtvorgang kann man kein einfaches allgemeines Gesetz erwarten. Man kann lediglich mit leidlicher Sicherheit voraussagen, wie sich die Geschwindigkeiten der einzelnen Teilvorgänge mit der „Temperatur“ ändern. Verbrennungsvorgänge von Kohlenwasserstoffen verlaufen mit einer Temperaturabhängigkeit, die reichlich einen

Faktor 2 für 20° Temperaturänderung bei 500° C ausmacht. Demgegenüber können alle Prozesse bei niedriger Temperatur annähernd als temperaturunabhängig angesehen werden. Bei sehr niedrigeren Temperaturen ist die chemische Reaktion bestimmt der langsamste und damit für den Zündvorgang maßgebende Faktor. Daneben kommt als temperaturabhängig noch der Dampfdruck der Tröpfchen in Frage.

Eine unmittelbare Anwendung auf den Dieselmotor macht Schwierigkeiten, weil man weder die Verbrennungsgeschwindigkeit von Dieselkraftstoffen unter vergleichbaren Bedingungen, noch die Temperaturen des Brennstoffdampf-Luftgemisches im Augenblick der Zündung genau kennt.

Dr. K. Zinner, Dresden, verbreitete sich über den „Stand der Erkenntnisse über die Gemischbildung im Diesel- und Ottomotor.“

Die Mischung wird beeinflusst durch den zeitlichen Ablauf der Zuteilung des Brennstoffes an die Luft, durch die räumliche Verteilung des Brennstoffes und durch seine Auflösung.

Beim Ottomotor ist hauptsächlich die räumliche Verteilung von Bedeutung. Beim Dieselmotor ist die Gemischbildung wegen der Kürze der zur Verfügung stehenden Zeit viel schwieriger. Der zeitliche Ablauf der Brennstoffzuteilung ist nicht nur von der Förderkennlinie der Brennstoffpumpe, sondern auch von der Brennstoffleitung und der Düse abhängig. Die Verteilung ist bedingt durch die Einspritzart, die Luftbewegung im Brennraum und die Verbrennung. Für den schnelllaufenden Motor ist die Luftbewegung von ganz besonderer Bedeutung.

Dr. W. Pflaum, Berlin, sprach über „Möglichkeiten und Grenzen der Drehzahl- und Arbeitsdrucksteigerung.“

Zündverzögerung und Verbrennungsdruckanstieg gewinnen für den mechanischen Lauf des Motors bei einer Drehzahl von 2000 Min. und darüber erhöhte Bedeutung. Der Abfall des Arbeitsdruckes durch die endliche Geschwindigkeit der Moleküle im arbeitenden Gas beträgt bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 10 m/s 6%. Die nur von Drehzahl und mittlerem Arbeitsdruck abhängige Literleistung kann durch einfache Zunahme der mittleren Kolbengeschwindigkeit nicht beliebig erhöht werden. Die Grenze für die Steigerung der Literleistung liegt weniger auf thermodynamischem, als auf mechanischem Gebiet. Das wirksamste Mittel zur Steigerung des Arbeitsdruckes ist die Aufladung. Sie kann gegenüber dem heutigen Wert von 60 bis 70% noch wesentlich weiter erhöht werden.

Der Vortrag von Dr. Schmidt, Berlin, bezog sich auf „Neue Untersuchungen über den Zündverzögerung im Dieselmotor und den Klopfvorgang im Ottomotor.“

Die experimentelle Untersuchung des Klopfvorganges ist wegen der kurzen Zeit, während der sich die Verbrennung abspielt, verhältnismäßig schwierig. Die rechnerischen und experimentellen Untersuchungen zeigen, daß eine ausreichende Kennzeichnung der Kraftstoffe mit Hilfe einer Zahl nicht möglich ist, es müssen mindestens zwei Kennzahlen gewählt werden. Erfolgt die Untersuchung des Kraftstoffes im Prüfmotor unter ähnlichen Bedingungen wie beim Motorbetrieb, so kann man mit einer Kennzahl auskommen. Eine Verallgemeinerung der bisher gewonnenen Erkenntnisse ist aber vorläufig noch nicht am Platze.

„Fortschritte und Aufgaben

bei der Entwicklung von Zweitakt-Dieselmotoren“ war das Thema, das sich Dr. Grantz, Augsburg, gestellt hatte.

Das Spülproblem ist besonders eingehend untersucht worden. Es zerfällt in die reine Thermodynamik, die Forschungen zur Sichtbarmachung der Strömung im Zylinder und die Schwingungserscheinungen. Weiterhin werden die Aufgaben für die Weiterentwicklung der Zweitakt-Dieselmotoren in Wissenschaft und Praxis abgeleitet: Die Wissenschaft muß die Meßmethoden erheblich vereinfachen; die Praxis soll aus den wissenschaftlichen Ergebnissen die Nutzenanwendung ziehen.

Dr. Schnauffer, München, sprach über

„Einspritzmotoren mit Fremdzündung,“

und zwar insbesondere über Versuche, die er bei der DVL an Flugmotoren durchgeföhrt hatte. Das Einspritzen des Kraftstoffes erfolgte unmittelbar in dem Hubraum während des Ansaugens. Eine normale Dieseleinspritzpumpe konnte ohne weiteres ver-

wendet werden, nicht dagegen Dieseldüsen. Es gelang neben den übrigen Vorteilen der Benzineinspritzung Leistungssteigerungen bis zu 17% zu erzielen. Die Gründe waren geringe Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades, vor allem aber wesentliche Verbesserung des volumetrischen Wirkungsgrades. Die erreichten Kraftstoffersparnisse betragen 16%, wenn unter Verzicht auf die mögliche Leistungssteigerung mit kraftstoffarmen Gemischen geföhrt wurde.

Die letzte Fachsitzung bezog sich auf

„Betriebsbefahrungen an Motoren.“

Zunächst sprach Direktor Böhm, Kempten, über „Erfahrungen an Dieselmotoren in Kraftwerken.“

Als Reservemaschine kann nur eine solche in Frage kommen, die in der Lage ist, in ganz kurzer Zeit von Stillstand auf volle Last zu gehen. Diese Forderung kann nur vom Dieselmotor erfüllt werden, weshalb das Allgäuer Überlandwerk seine ganze Reserveanlage ausschließlich auf Dieselmotoren abgestellt hat. Der Betrieb der Maschinen hat gezeigt, daß die Beanspruchung im Dauerbetrieb wesentlich geringer ist als die durch das häufige Anfahren. Im letzten Fall treten ungleiche Erwärmungen auf; auch müssen kritische Torsionsdrehzahlen durchfahren werden. Trotz der schweren Beanspruchungen sind aber beim Anlaufen der Maschinen keine nennenswerten Störungen eingetreten, die Motoren haben vielmehr trotz der schwierigen Betriebsverhältnisse die Erwartungen restlos erfüllt.

Als nächster Redner sprach O. Hanisch über

„Erfahrungen mit Einbaumotoren in Baubetrieben.“

Die Baumaschine muß fahrbar oder leicht ortsveränderlich sein. Als Einbaumotor kommt fast ausschließlich der Dieselmotor in Frage. Die Größenordnung der Motoren schwankt zwischen 4 und 50 PS_e, größere Leistungen kommen bei Baggern in Frage. Neben elektrischer Kraft dienen Dieselmotoren als Notreserve bei Grundwasserabsenkung und Druckluftgründung, deren Betrieb auch bei Stromunterbrechung weiterlaufen muß. Im Förderbetrieb werden Diesellokomotiven eingesetzt, namentlich bei 60er Spur. Die Betriebsbedingungen sind bei Einbaumotoren meist recht ungünstig, da sie der Witterung und starker Staubentwicklung ausgesetzt sind. Dazu kommt noch mangelhafte Wartung durch wechselndes Personal.

Dr. Gorsler, Landsberg a. W., ging auf

„Erfahrungen mit Einbaumotoren in der Landwirtschaft“ ein. Der Ersatz der tierischen und menschlichen Arbeitskraft durch Motoren hat in letzter Zeit stark zugenommen. Solche Einbaumotoren sind nur wenige Stunden jährlich in Betrieb und müssen daher billig sein. Andererseits muß der Motor trotz sehr ungünstiger Arbeitsbedingungen doch äußerst zuverlässig sein. Guter Kundendienst ist von großer Bedeutung. Störungen im Betrieb von Motoren, die als Hilfe in der Feldarbeit eingesetzt werden, sind in kürzester Frist zu beseitigen. Gut verteilte Ersatzteillager sind unerlässlich.

Als letzter Redner verbreitete sich Direktor Preuss, Düsseldorf über

„Erfahrungen bei der Überwachung und Instandsetzung von Fahrzeugmotoren“

in großen Verkehrsbetrieben, also über einen den Eisenbahningenieur aufs engste angehenden Gegenstand. An Hand der Abhängigkeit der Betriebskosten von Großkraftwagen von der Fahrleistungsausnutzung je Jahr und Wagen wies er den Vorteil nach, der durch Instandsetzung der Fahrzeuge in möglichst kurzer Zeit erreicht wird. Der Brennkraftmotor ist derjenige Teil des Fahrzeugs, der wegen der hohen thermischen und mechanischen Beanspruchung am meisten der Beaufsichtigung bedarf. Trotz erhöhter Fahrtgeschwindigkeiten und höherer Triebwerksdrücke hat sich gezeigt, daß die Instandsetzungszeiten und -kosten beim Dieselmotor nicht höher als beim Ottomotor sind. Das liegt u. a. an der reichlicheren Bemessung der hochbeanspruchten Teile, der sorgfältigen Filterung von Luft, Kraftstoff und Schmieröl und der Verminderung des Verschleißes der Zylinderwandungen und Kolben, der Lager, der Kurbel- und Nockenwellen. Die Kosten für die Instandsetzung sind durch Anwendung des Ersatzteilverfahrens und durch gut überwachte Akkordarbeit auf ein erträgliches Maß herabgedrückt. Infolgedessen kann der Hundertsatz der Ersatzfahrzeuge niedrig gehalten werden. Geiger.

Sämtliche in diesem Heft besprochenen oder angezeigten Bücher sind durch alle Buchhandlungen zu beziehen.

Der Wiederabdruck der in dem „Organ“ enthaltenen Originalaufsätze oder des Berichtes, mit oder ohne Quellenangabe, ist ohne Genehmigung des Verfassers, des Verlages und Herausgebers nicht erlaubt und wird als Nachdruck verfolgt.