

Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens

Technisches Fachblatt des Vereines Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen

Schriftleitung: Dr.-Ing. G. Barkhausen, Hannover, unter Mitwirkung von Dr.-Ing. F. Rimrott

77. Jahrgang

15. Februar 1922

Heft 4

Berechnung der Schienen auf Querschwellen.

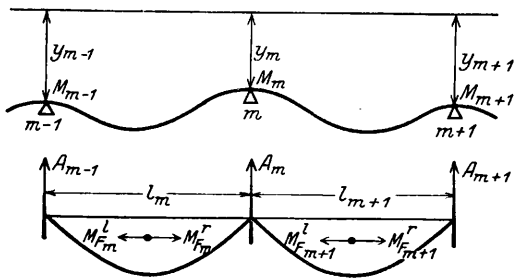
Dr.-Ing. G. Barkhausen, Geheimer Regierungsrat, Professor in Hannover.

Die folgenden Erörterungen bezwecken die Darlegung eines Weges zur Berechnung der Schienen auf Querschwellen, auf dem beliebige Stellungen, Folgen und Größen der Lasten, beliebige Teilung der Schwellen und die Einsenkung in die Bettung, namentlich auch der Umstand berücksichtigt werden können, daß sich die Schwellen hinter der letzten, vor der ersten Radlast und zwischen Lasten großen Abstandes teilweise abheben, dann also keine Gegendrucke mehr leisten, sondern, an der Schiene hängend, als Lasten wirken. Die Betrachtung geht aus von den bekannten Gleichungen des Trägers auf vielen Stützen (Textabb. 1) mit unveränderlichem Querschnitte, nämlich:

$$\text{Gl. 1) } \dots M_{m-1} \cdot l_m + 2 M_m (l_m + l_{m+1}) + M_{m+1} \cdot l_{m+1} = 6 E J \{ (y_{m-1} - y_m) : l_m + (y_m - y_{m+1}) : l_{m+1} \} + 6 \{ M_{Fm}^l : l_m + M_{Fm+1}^r : l_{m+1} \}$$

$$\text{Gl. 2) } \dots A_m = A_m^0 - M_{m-1} : l_m + M_m : l_m + M_{m+1} : l_{m+1} - M_{m+1} : l_{m+1}$$

Abb. 1.



Darin sind die Momente M über den Stützen > 0 aufgefaßt, wenn sie den Träger nach oben krümmen, die übrigen Bezeichnungen gehen aus Textabb. 1 hervor, die Größen M_F^l und M_F^r sind die Momente des über den Stützen durchschnittenen Trägers aus den den Lasten entsprechenden Momentenflächen in Bezug auf das linke und rechte Ende der Öffnung. Beispielsweise ist für eine mit p gleichförmig belastete Öffnung 1

$$M_F^l = M_F^r = (2 \cdot p \cdot l^2 \cdot l \cdot l) : (3 \cdot 8 \cdot 2) = p \cdot l^4 : 24,$$

für die Einzellast P in den Abständen a und b vom linken und rechten Ende

$$M_F^l = (P \cdot a \cdot b \cdot a \cdot 2 \cdot a) : (2 \cdot 3 \cdot l) + [P \cdot a \cdot b \cdot b \cdot (a + b \cdot 3)] : (2 \cdot l) = P \cdot a \cdot b \cdot (1 + a) : 6, \text{ ebenso}$$

$$M_F^r = P \cdot a \cdot b \cdot (1 + b) : 6, \text{ und wenn die Last bei } a = b = l : 2 \text{ mitten steht}$$

$$M_F^l = M_F^r = P \cdot l \cdot l \cdot 3 \cdot l : (6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2) = P \cdot l^3 : 16,$$

und für $n - 1$ Lasten P , die in gleichmäßigen Abständen d auf der Länge $l = n \cdot d$ stehen:

$$M_F^l = M_F^r = P \cdot n^2 \cdot (n^2 - 1) \cdot d^3 : 24;$$

andere Lastzustände kommen hier nicht in Frage. A^0 sind die Schwellendrucke, die entständen, wenn die Schiene über allen Schwellen durchgeschnitten wäre.

Senkt sich nun die Schiene mit der Schwelle unter 1 kg Last um c cm, so ist jede Senkung $y = c \cdot A$, also beispielsweise

$$\text{Gl. 3) } \dots y_m = c A_m^0 - c \cdot M_{m-1} : l_m + c \cdot M_m : l_m + c \cdot M_{m+1} : l_{m+1} - c \cdot M_{m+1} : l_{m+1}$$

Die Beziehung von c zur Bettungsziffer C folgt aus der Überlegung, daß C die Zahl von kg angibt, die auf ein qcm Fläche der Bettung unter der Schwelle ausgeübt werden müssen, um 1 cm Eindrückung zu erzielen. Wird angenommen, daß

die Schwelle gleichmäßig auf die Fläche f drückt, so würden $(C \cdot f)$ kg die Eindrückung 1 cm bewirken, 1 kg also die Eindrückung $1 : (C \cdot f)$, somit besteht die Erklärung $c = 1 : (C \cdot f)$, die Einheit ist cm : kg.

Werden die y der Gl. 1) nach Gl. 3) in A^0 und M ausgedrückt, wobei A^0 die Auflagerkraft des über den Stützen durchschnittenen Trägers bedeutet, so entsteht die Gleichung:

$$M_{m-1} \cdot l_m + 2 \cdot M_m (l_m + l_{m+1}) + M_{m+1} \cdot l_{m+1} = 6 \{ M_{Fm}^l : l_m + M_{Fm+1}^r : l_{m+1} \} + 6 \cdot E \cdot J \cdot c \cdot \{ A_{m-1}^0 : l_m - M_{m-2} : (l_{m-1} \cdot l_m) + M_{m-1} : (l_{m-1} \cdot l_m) + M_{m-1} : l_m^2 - M_m : l_m^2 - A_m^0 : l_m + M_{m-1} : l_m^2 - M_m : l_m^2 - M_m : (l_m \cdot l_{m+1}) + M_{m+1} : (l_m \cdot l_{m+1}) + A_{m+1}^0 : l_{m+1} - M_m : l_{m+1}^2 + M_{m+1} : l_{m+1}^2 + M_{m+1} : (l_{m+1} \cdot l_{m+2}) - M_{m+2} : (l_{m+1} \cdot l_{m+2}) - A_m^0 : l_{m+1} + M_{m-1} : (l_m \cdot l_{m+1}) - M_m : (l_m \cdot l_{m+1}) - M_m : l_{m+1}^2 + M_{m+1} : l_{m+1}^2 \}$$

Wird diese Gleichung so umgestellt, daß alle Glieder mit M -Werten, nach den Fußzeichen der M geordnet, links, alle von den M unabhängigen Glieder rechts erscheinen, so entsteht:

$$6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot M_{m-2} : (l_{m-1} \cdot l_m) + M_{m-1} \{ l_m - 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot [1 : (l_{m-1} \cdot l_m) + 2 : l_m^2 + 1 : (l_m \cdot l_{m+1})] \} + 2 M_m \{ l_m + l_{m+1} + 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot [1 : l_m^2 + 1 : (l_m \cdot l_{m+1}) + 1 : l_{m+1}^2] \} + M_{m+1} \{ l_{m+1} - 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot [1 : (l_m \cdot l_{m+1}) + 2 : l_{m+1}^2 + 1 : (l_{m+1} \cdot l_{m+2})] \} + 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot M_{m+2} : (l_{m+1} \cdot l_{m+2}) = 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot \{ (A_{m-1}^0 - A_m^0) : l_m + (A_{m+1}^0 - A_m^0) : l_{m+1} \} + 6 \{ M_{Fm}^l : l_m + M_{Fm+1}^r : l_{m+1} \}$$

Zwecks kürzern Anschreibens wird:

$$\text{Gl. 4) } 6 \cdot c \cdot E \cdot J : (l_{m-1} \cdot l_m) = \varrho_m; 6 \cdot c \cdot E \cdot J [1 : (l_{m-1} \cdot l_m) + 2 : l_m^2 + 1 : (l_m \cdot l_{m+1})] = \kappa_m; 6 \cdot c \cdot E \cdot J [1 : l_m^2 + 1 : (l_m \cdot l_{m+1}) + 1 : l_{m+1}^2] = \nu_m$$

gesetzt, dann entsteht:

$$\text{Gl. 5) } M_{m-2} \cdot \varrho_m + M_{m-1} [l_m - \kappa_m] + 2 M_m [l_m + l_{m+1} + \nu_m] + M_{m+1} [l_{m+1} - \kappa_{m+1}] + M_{m+2} \cdot \varrho_{m+2} = 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot \{ (A_{m-1}^0 - A_m^0) : l_m + (A_{m+1}^0 - A_m^0) : l_{m+1} \} + 6 \{ M_{Fm}^l : l_m + M_{Fm+1}^r : l_{m+1} \}$$

Aus dieser, fünf unbekannte Stützenmomente enthaltenden Gleichung, die der Reihe nach auf die in Frage kommenden Teilungen bezogen wird, erhält man so viele Gleichungen, wie unbekannte Momente vorhanden sind. Man kann Gl. 5) nun auf jeden beliebigen Lastenzug beziehen, kommt aber zu einer sehr großen Zahl von Unbekannten und Gleichungen, wenn man etwa einen ganzen Zug zu Grunde legt, was grundsätzlich ohne Weiteres möglich ist. Da die höchsten Werte unter den Triebachsen der Lokomotive, und zwar in der Regel unter der ersten oder letzten Triebachse, entstehen, so wird man sich meist mit der Verfolgung der Lokomotivlasten begnügen können, namentlich wenn zwischen Lokomotive und Tender oder dem ersten Wagen ein weiter Achsstand liegt; auch wird man die Zahl der Unbekannten und Gleichungen häufig dadurch herabmindern können, daß man bezüglich des Verlaufes der Momente Gegengleichheit im eingeführten Lastenzuge für eine Mittellinie annimmt, für die vielleicht in der Tat nicht genau Gegengleichheit besteht, wenn diese nur annähernd vorhanden ist.

Offen ist aber zunächst die Frage, wie weit die nach oben gebogenen Wellen der Schiene reichen, welche und wie viele Schwellen man also als Lasten, statt mit ihrem Gegendrucke einzuführen hat. Diese Frage ist nicht von vorn herein rechnerisch schlüssig zu beantworten, da man die Frage, ob die einzelne

Schwelle eine bestimmte bekannte Last, oder einen unbekanntem Gegendruck liefert, nicht während des Ganges der Rechnung offen halten kann, um sie durch die Rechnung erst zu entscheiden. Man muß bezüglich der Länge der aufgebogenen Wellen, also bezüglich der in diese fallenden Zahlen an Schwellenlasten zunächst nach Schätzung eine Annahme zu Grunde legen; daß diese richtig war, zeigt sich am Ende der Rechnung durch die Erfüllung der Bedingung, daß sich alle nach der Annahme in die Rechnung eingeführten Gegendrucke der Schwellen > 0 , also nach oben gerichtet, ergeben müssen. Erhält man Gegendrucke < 0 , so erkennt man, daß man die aufgebogene Welle zu kurz angenommen hat; man kann die Annahme dann für eine zweite Rechnung nach der so gewonnenen Grundlage berichtigen.

Übrigens wirkt diese Unsicherheit der Grundlagen der Rechnung wenig durchschlagend, da für den Abschluss der Rechnung das unter einer der größten Lasten auftretende größte Moment maßgebend ist, und die beregte, fern von dessen Stelle auftretende Ungenauigkeit nur geringen Einfluß auf dieses Moment hat, so daß die Wiederholung der Rechnung selbst dann nicht immer nötig sein wird, wenn das erste Ergebnis die erste Annahme bezüglich der Länge der aufgebogenen Wellen als unzutreffend erwiesen hat. Bei einiger Erfahrung in derartigen Berechnungen wird es übrigens fast immer gelingen, bezüglich der Zahl der schwebenden, daher lastenden Schwellen von vorn herein eine zutreffende Annahme einzuführen.

Eine zweite offene Frage betrifft die der Berechnung zu unterziehende Länge des Stranges. Streng genommen müßte diese unendlich lang eingeführt werden, da eine noch so fern liegende Ursache rechnerisch immer noch einen Einfluß auf jede untersuchte Stelle hat. Da die Wirkung der Ursachen aber mit dem Wachsen ihres Abstandes von der untersuchten Stelle sehr schnell abnimmt, diese Wirkung auch durch die unvermeidlichen Lockerungen in den Stützen und in den Befestigungen der Schienen noch abgeschwächt wird, so genügt es stets, vor der letzten Radlast nur eine aufgebogene Welle genügender Länge anzunehmen, und auch das so erreichte Ende der nachzurechnenden Strecke als frei aufgelagert anzusehen, da das hier tatsächlich noch auftretende, einspannende Moment nur geringen, und noch dazu meist entlastenden Einfluß auf das größte Moment hat. Nach ähnlichen Erwägungen erscheint es auch nicht nötig, die Unterbrechungen des Gestänges durch die Stöße in ihrem Einfluße auf den sonstigen Verlauf der Momente und Kräfte zu verfolgen; man geht sicher, wenn man die Stöße in sich für die an ihren Orten auftretenden stärksten Wirkungen im durchlaufend angenommenen Gestänge durchbildet.

Sind die Momente auf den Schwellen unter Verwendung von Gl. 4) und 5) ermittelt, so folgen die Gegendrucke der Schwellen nach Gl. 2).

Im Allgemeinen wird man das größte nach unten biegende Moment für die Schiene unter einer schweren Endlast in der Mitte der weitesten Teilung, den größten Gegendruck aus der Stellung einer schwersten Last auf der Schwelle zwischen den weitesten Teilungen erhalten; die Rechnung ist demnach in der Regel und mindestens für zwei verschiedene Laststellungen durchzuführen.

Die Verwendung der entwickelten Gleichungen soll nun an zwei dem Betriebe entnommenen Beispielen gezeigt werden.

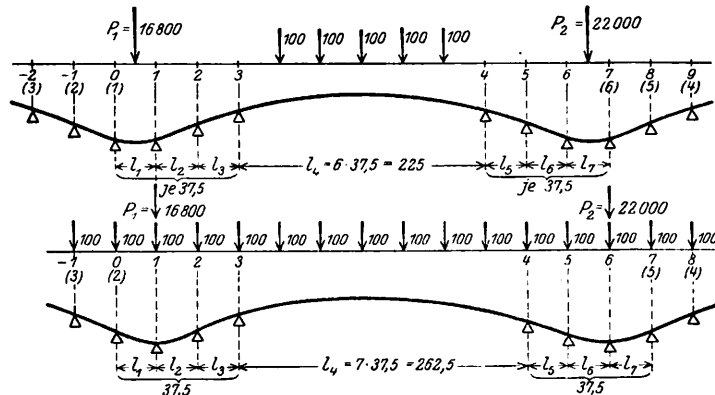
Beispiel I.

Ein fahrbarer Ladekran mit 412,5 cm Achsstand und 350 cm Radstand gibt, übereck gestellt, auf eine Schiene die Drucke 22000 und 16800 kg ab. Jede Schiene wird in $412,5 : 11 = 37,5$ cm Teilung für sich durch 80 cm lange, 22 cm breite Klötze gestützt. Die beim Abheben einer Schwelle entstehende Last wird mit 100 kg geschätzt, die zunächst bei den fest aufliegenden Schwellen außer Ansatz bleiben.

I. a) Größtes Biegemoment.

Zu beiden Seiten jeder Last werden je drei Schwellen als tragend eingeführt, zwischen den Lasten sind dann fünf Schwellen abgehoben, die Momente auf den Schwellen werden zu beiden Seiten jeder Last gegengleich angesetzt, was nicht ganz genau zutrifft. So entsteht das Bild der Textabb. 2, in der die eingeklammerten Zahlen an den Stützen die angenommene Gegengleichheit um die beiden Lasten andeuten. Zu beachten ist, daß Momente > 0 die Schiene nach oben, < 0 nach unten wölben.

Abb. 2 und 3.



Für die verwendete Schiene ist $E = 2150000$ kg/qcm, $J = 1350$ cm⁴, ferner für Bettung aus gutem Kleinschlage von Basalt auf trockener Schüttung $C = 8$ kg/cm³, also

$$c = 1 : (22 \cdot 80 \cdot 8) = 0,00007 \text{ cm/kg}, \quad 6 \cdot c \cdot E \cdot J = 6 \cdot 0,00007 \cdot 2150000 \cdot 1350 = 1220000, \quad 6 \cdot c \cdot E \cdot J : l^2 = 1220000 : 37,5^2 = 865, \quad c \cdot E \cdot J : l^2 = 865 : 6 = 144. \text{ Weiter ist } A_0^0 = A_1^0 = 8400 \text{ kg}; \quad A_2^0 = A_5^0 = 0; \quad A_3^0 = A_4^0 = 5 \cdot 100 : 2 = 250 \text{ kg}; \quad A_6^0 = A_7^0 = 11000 \text{ kg}; \quad M_{F_1}^0 : l_1 = M_{F_1}^0 : l_1 = 16800 \cdot 37,5^3 : (16 \cdot 37,5) = 1475000; \quad M_{F_2}^0 = M_{F_2}^0 = M_{F_3}^0 = M_{F_3}^0 = 0; \quad M_{F_4}^0 : l_4 = M_{F_4}^0 : l_4 = 6^2 \cdot (6^2 - 1) \cdot 100 \cdot 37,5^3 : (24 \cdot 225) = 1230000; \quad M_{F_5}^0 = M_{F_5}^0 = M_{F_6}^0 = M_{F_6}^0 = 0; \quad M_{F_7}^0 = M_{F_7}^0 = 22000 \cdot 37,5^3 : (16 \cdot 37,5) = 1940000.$$

Die eingeführten Hilfswerte der Gl. 4) sind folgende:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 865 & \kappa_1 &= 865 \cdot 4 = 3460 \\ Q_2 &= 865 & \kappa_2 &= 3460 \\ Q_3 &= 865 & \kappa_3 &= 865 (1 + 2 + 1 : 6) = 2740 \\ Q_4 &= 144 & \kappa_4 &= 865 (1 : 6 + 2 : 6^2 + 1 : 6) = 336 \\ Q_5 &= 144 & \kappa_5 &= 865 (1 : 6 + 2 + 1) = 2740 \\ Q_6 &= 865 & \kappa_6 &= 865 \cdot 4 = 3460 \\ Q_7 &= 865 & \kappa_7 &= 865 \cdot 4 = 3460 \\ \nu_1 &= 1220000 \cdot 3 : 37,5^2 = 2595 \\ \nu_2 &= 2595 \\ \nu_3 &= 865 (1 + 1 : 6 + 1 : 6^2) = 1035 \\ \nu_4 &= 865 (1 : 6^2 + 1 : 6 + 1) = 1035 \\ \nu_5 &= 865 \cdot 3 = 2595 \\ \nu_6 &= 865 \cdot 3 = 2595 \\ \nu_7 &= 865 \cdot 3 = 2595 \end{aligned}$$

Wird nun in Gl. 5) m der Reihe nach $= 1$ bis 6 gesetzt, dabei die Gegengleichheit der Momente auf den Schwellen zu den beiden Kranlasten berücksichtigt und die Reihe der Hilfswerte benutzt, so entstehen zur Berechnung der sechs unbekanntenen Momente M_1 bis M_6 die folgenden sechs Gleichungen.

$$\begin{aligned} m &= 1. \\ M_2 \cdot 865 + M_1 (37,5 - 3460) + 2 M_1 (75 + 2595) + \\ &+ M_2 (37,5 - 3460) + M_3 \cdot 865 = -1220000 \cdot 8400 : 37,5 + \\ &+ 6 \cdot 1475000 \text{ oder} \\ 1) \quad M_1 - 1,3338 M_2 + 0,4511 M_3 &= -138279. \\ m &= 2. \\ M_1 \cdot 865 + M_1 (37,5 - 3460) + 2 M_2 (75 + 2595) + \\ &+ M_3 (37,5 - 2740) + M_4 \cdot 144 = 1220000 \cdot (250 + 8400) : 37,5 \\ &\text{oder} \end{aligned}$$

$$\text{II) } -M_1 + 2,0880 M_2 - 1,0567 M_3 + 0,0563 \cdot M_4 = 109873.$$

$$m = 3.$$

$$M_1 \cdot 865 + M_2 (37,5 - 2740) + 2 M_3 (262,5 + 1035) + \\ + M_4 (225 - 336) + M_5 \cdot 144 = -1220000 \cdot 250 : 37,5 + \\ + 6 \cdot 1230000 \text{ oder}$$

$$\text{III) } M_1 - 3,1243 M_2 + 3,0 M_3 - 0,1283 M_4 + 0,1665 M_5 = -890.$$

$$m = 4.$$

$$M_2 \cdot 144 + M_3 (225 - 336) + 2 M_4 (262,5 + 1035) + \\ + M_5 (37,5 - 2740) + M_6 \cdot 865 = -1220000 \cdot 250 : 37,5 + \\ + 6 \cdot 1230000 \text{ oder}$$

$$\text{IV) } M_2 - 0,7708 M_3 + 18,0208 M_4 - 18,7674 M_5 + \\ + 6,007 M_6 = -5347.$$

$$m = 5.$$

$$M_2 \cdot 144 + M_4 (37,5 - 2740) + 2 M_5 (75 + 2595) + \\ + M_6 (37,5 - 3460) + M_7 \cdot 865 = 1220000 (11000 + 250) : 37,5 \\ \text{oder}$$

$$\text{V) } M_3 + 18,7674 M_4 + 37,0833 M_5 - 17,7604 M_6 = 2541667.$$

$$m = 6.$$

$$M_4 \cdot 865 + M_5 (37,5 - 3460) + 2 M_6 (75 + 2595) + \\ + M_7 (37,5 - 3460) + M_8 \cdot 865 = -1220000 \cdot 11000 : 37,5 + \\ + 6 \cdot 1940000 \text{ oder}$$

$$\text{VI) } M_4 - 2,9566 M_5 + 2,2168 M_6 = 400416.$$

Dafs keine grundsätzliche Schwierigkeit, nur eine Vermehrung der Rechenarbeit entsteht, wenn man die Annahme der Gegengleichheit der Momente um jede der beiden Lasten fallen läfst, ist aus dem Gange der Aufstellung der Gleichungen zu erkennen. Ständen die Lasten nicht in der Mitte ihrer Teilungen, so wäre nur der entsprechende, oben angegebene Ausdruck zur Ermittlung der M_F zu benutzen, man kann also jede beliebige Laststellung ohne Weiteres berücksichtigen. Die Lösung der sechs Gleichungen auf dem üblichen Wege liefert

$$M_1 = -149329, M_2 = +16953, M_3 = +74352,$$

$$M_4 = +13990, M_5 = -83905, M_6 = -298830 \text{ kg cm.}$$

Das Moment unter der gröfsern Last P_2 wird

$$M_{P_2} = -298830 - 22000 \cdot 37,5 : 4 = 504830 \text{ kg cm.}$$

Die Schwellendrucke sind nach Gl. 2):

$$A_1 = 8400 + 149329 : 37,5 - 149329 : 37,5 - 149329 : 37,5 - \\ - 16953 : 37,5 = +3973 \text{ kg}$$

$$A_2 = +149329 : 37,5 + 16953 : 37,5 + 16953 : 37,5 - \\ - 74352 : 37,5 = +2900 \text{ kg}$$

$$A_3 = 250 - 16953 : 37,5 + 74352 : 37,5 + 74352 : 225 - \\ - 13990 : 225 = +2051 \text{ kg}$$

$$A_4 = 250 - 74352 : 225 + 13990 : 225 + 13990 : 37,5 + \\ + 83905 : 37,5 = +2594 \text{ kg}$$

$$A_5 = -13990 : 37,5 - 83905 : 37,5 - 83905 : 37,5 + \\ + 298830 : 37,5 = +3128 \text{ kg}$$

$$A_6 = 11000 + 83905 : 37,5 - 298830 : 37,5 - 298830 : 37,5 + \\ + 298830 : 37,5 = +5260 \text{ kg.}$$

Diese Werte A haben für die endgültige Berechnung keine Bedeutung, da bei Aufstellung der beiden Kranlasten auf zwei Schwellen gröfsere Schwellendrucke entstehen; sie mußten aber berechnet werden, um dadurch, dafs alle > 0 bleiben, zu beweisen, dafs die Annahme des Abhebens von fünf Schwellen zwischen den beiden Lasten zutrifft. Zugleich zeigen die Werte, wie stark lastverteilend die Schiene wirkt. In Textabb. 2 ist der aus diesen Momenten und Kräften entstehende Zustand verzerrt dargestellt.

I. b) Gröfster Schwellendruck.

Jede Kranlast wird auf eine Schwelle gestellt, jetzt sollen auch die Gewichte der fest aufliegenden Schwellen berücksichtigt werden. Angenommen wird, dafs sich sechs Schwellen zwischen den Lasten abheben, und dafs die Momente gegengleich zu jeder der beiden Lasten verlaufen. So entsteht der in Textabb. 3 dargestellte Zustand.

Für diesen Fall verläuft die Rechnung, wie folgt:

Die Gröfsen $6 \cdot c \cdot E \cdot J$, c , $6 \cdot c \cdot E \cdot J : 37,5^2 = 866$, $c \cdot E \cdot J : 37,5^2 = 144$ bleiben die obigen, weiter ist:
 $A_0^0 = 100$, $A_0^1 = 16900$, $A_2^0 = 100$, $A_3^0 = 400 = A_4^0$, $A_5^0 = 100$,
 $A_6^0 = 22100$, $A^0 = 100 \text{ kg.}$

$$M_{F_1}^1 = M_{F_1}^r = M_{F_2}^1 = M_{F_2}^r = M_{F_3}^1 = M_{F_3}^r = M_{F_4}^1 = M_{F_4}^r = M_{F_5}^1 = M_{F_5}^r = M_{F_6}^1 = M_{F_6}^r = \\ = M_{F_7}^1 = M_{F_7}^r = M_{F_8}^1 = M_{F_8}^r = 0$$

$$M_{F_4}^1 = M_{F_4}^r = 7^2 \cdot (7^2 - 1) \cdot 100 \cdot 37,5^5 : 24 = 515812500,$$

$$M_{F_4}^1 : l_4 = M_{F_4}^r : l_4 = 515812500 : 262,5 = 1965000.$$

Nach Gl. 4) ist:

$$Q_1 = 866 \quad \kappa_1 = 866 \cdot 4 = 3464$$

$$Q_2 = 866 \quad \kappa_2 = 3464$$

$$Q_3 = 866 \quad \kappa_3 = 866 (1 + 2 + 1 : 7) = 2725$$

$$Q_4 = 123,7 \quad \kappa_4 = 866 (1 : 7 + 2 : 7^2 + 1 : 7) = 282$$

$$Q_5 = 123,7 \quad \kappa_5 = 866 (1 : 7 + 2 + 1) = 2725$$

$$Q_6 = 866 \quad \kappa_6 = 866 \cdot 4 = 3464$$

$$Q_7 = 866 \quad \kappa_7 = 3464.$$

$$Q_8 = 866.$$

$$\nu_1 = 866 \cdot 3 = 2598$$

$$\nu_2 = 2598$$

$$\nu_3 = 866 (1 + 1 : 7 + 1 : 7^2) = 1007$$

$$\nu_4 = 866 (1 : 7^2 + 1 : 7 + 1) = 1007$$

$$\nu_5 = 866 \cdot 3 = 2598$$

$$\nu_6 = 2598$$

$$\nu_7 = 2598$$

Mit diesen Werten und $m = 1$ bis 6 liefert Gl. 5)

$$m = 1$$

$$M_3 \cdot 866 + M_2 (37,5 - 3464) + 2 M_1 (75 + 2598) + \\ + M_2 (37,5 - 3464) + M_3 \cdot 866 = 1220000$$

$$(-16800 - 16800) : 37,5 \text{ oder}$$

$$\text{I) } M_1 - 1,2819 M_2 + 0,3240 M_3 = -204826.$$

$$m = 2$$

$$M_2 \cdot 866 + M_1 (37,5 - 3464) + 2 M_2 (75 + 2598) + \\ + M_3 (37,5 - 2725) + M_4 \cdot 123,7 = 1220000$$

$$(300 + 16800) : 37,5 \text{ oder}$$

$$\text{II) } -M_1 + 1,8130 M_2 - 0,7843 M_3 + 0,0361 M_4 = 162264.$$

$$m = 3$$

$$M_1 \cdot 866 + M_2 (37,5 - 2725) + 2 M_3 (37,5 + 262,5 + 1007) + \\ + M_4 (262,5 - 282) + M_5 \cdot 123,7 = 1220000$$

$$(-400 + 100) : 37,5 + 6 \cdot 1965000 \text{ oder}$$

$$\text{III) } M_1 - 3,1033 M_2 + 3,0185 M_3 - 0,0225 M_4 + 0,1431 \cdot M_5 \\ = 2356.$$

$$m = 4$$

$$M_2 \cdot 123,7 + M_3 (262,5 - 282) + 2 M_4 (262,5 + 37,5 + 1007) + \\ + M_5 (37,5 - 2725) + M_6 \cdot 866 = -1220000 \cdot 300 : 37,5 + \\ + 6 \cdot 1965000 \text{ oder}$$

$$\text{IV) } M_2 - 0,1576 M_3 + 21,1318 M_4 - 21,7259 M_5 + \\ + 7,0 M_6 = 16491.$$

$$m = 5$$

$$M_3 \cdot 123,7 + M_4 (37,5 - 2725) + 2 M_5 (75 + 2598) + \\ + M_6 (37,5 - 3464) + M_7 \cdot 866 = 1220000 (22000 + 300) : 37,5 \\ \text{oder}$$

$$\text{V) } M_3 - 21,7259 M_4 + 50,2183 M_5 - 27,7 M_6 = 5860954.$$

$$m = 6$$

$$M_4 \cdot 866 + M_5 (37,5 - 3464) + 2 M_6 (75 + 2598) + \\ + M_7 (37,5 - 3464) + M_8 \cdot 866 = 1220000$$

$$(-22000 - 22000) : 37,5 \text{ oder}$$

$$\text{VI) } M_4 - 3,9567 M_5 + 3,0866 M_6 = -828522.$$

Die Lösung dieser Gleichungen liefert:

$$M_1 = -149126, M_2 = +95121, M_3 = +205954,$$

$$M_4 = +46192, M_5 = -71493, M_6 = -369000 \text{ kg cm}$$

und damit nehmen die Schwellendrucke die Werte an:

$$A_1 = 16900 - 95121 : 37,5 - 149126 : 37,5 - 149126 : 37,5 - \\ - 95121 : 37,5 = 3870 \text{ kg}$$

$$A_2 = 100 + 149126 : 37,5 + 95121 : 37,5 + 95121 : 37,5 - \\ - 205954 : 37,5 = 3660 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= 400 - 95\,121 : 37,5 + 205\,954 : 37,5 + 205\,954 : 262,5 - \\
 &\quad - 46\,192 : 262,5 = 3956 \text{ kg} \\
 A_4 &= 400 - 205\,954 : 262,5 + 46\,192 : 262,5 + 46\,192 : 37,5 + \\
 &\quad + 71\,493 : 37,5 = 2929 \text{ kg} \\
 A_5 &= 100 - 46\,192 : 37,5 - 71\,493 : 37,5 - 71\,493 : 37,5 + \\
 &\quad + 369\,000 : 37,5 = 4867 \text{ kg} \\
 A_6 &= 22\,100 + 71\,493 : 37,5 - 369\,000 : 37,5 - 369\,000 : 37,5 + \\
 &\quad + 71\,493 : 37,5 = 6270 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Das größte Biegemoment der Schiene ist demnach 504830 kg cm, die größte Spannung der Schiene bei 193 cm Widerstandsmoment $504830 : 193 = 2610 \text{ kg/qcm}$, der größte Schwellendruck 6270 kg und bei Annahme gleichmäßiger Verteilung auf 80 cm Länge einer Schwelle, die genau genug zutrifft, der größte Druck auf die Bettung $6270 : (80 \cdot 22) = 3,55 \text{ kg/qcm}$. Die Verlaschung der Stöße würde auf das Biegemoment 504830 kg cm einzurichten sein.

Damit sind alle für die hoch belastete Kranbahn wichtigen Größen ermittelt.

Beispiel II.

Eine Nebenbahn hat 7 m lange Schienen auf 16 Schwellen in $700 : 16 = 43,75 \text{ cm}$ Teilung mit $J = 231 \text{ cm}^4$, $W = 49,24 \text{ cm}^3$, die Spur ist 78,5 cm, der Abstand der Schienenmitten 83 cm, die Länge der Schwellen 150 cm. Um c zu bestimmen, wird angenommen, daß die Schwelle zwischen den Schienen auf dieselbe Länge trägt, wie außerhalb, und daß die Last auf diese Länge von $150 - 83 = 67 \text{ cm}$ gleichmäßig verteilt wirkt. Es stellt nichts im Wege, der Bestimmung von c die schärfere Nachrechnung der Schwelle zu Grunde zu legen, doch wird mit dieser Verwicklung nichts Wesentliches erreicht, da die auf der Annahme der Bettungsziffer C beruhenden Grundlagen für alle Arten der Bestimmung von c unsicher bleiben. Die Breite der Schwellen ist 18 cm, sie liegen auf bestem, teilweise felsigem Untergrunde in bester Bettung, so daß $C = 8 \text{ kg/cm}^3$ eingeführt werden kann, also ist $c = 1 : (67 \cdot 18 \cdot 8) = 0,000\,104 \text{ cm, kg}$.

Die Frage ist, welche Spannung in den Schienen ohne Berücksichtigung der Stosswirkungen entsteht, wenn ein Zug mit 3700 kg Radlast in 220 cm Teilung auf dem Gleise verkehrt. Der Achsstand wird der Einfachheit halber etwas zu ungünstig mit $5 \cdot 43,75 = 218,75 \text{ cm}$ eingeführt, die Benutzung des wahren Achsstandes hätte unter Anwendung des entsprechenden, oben mitgeteilten Ausdruckes für M_F keine Schwierigkeit. Zu ermitteln ist das Moment unter dem letzten Rade. In einem Achsstande liegen fünf Schwellen, von denen die mittelste als schwebend angenommen wird, vor dem letzten Rade werden zwei Schwellen als aufliegend, vier als abgehoben vorausgesetzt, auf der siebenten wird die Schiene als durchschnitten aufliegend betrachtet, so daß hier das Moment = 0 zu setzen ist. Die Einführung eines aus irgend welchen Verhältnissen der Schiene zu entnehmenden Momentes an dieser Stelle würde keinen Schwierigkeiten begegnen; diese Erweiterung der Rechnung ist aber unnötig, denn ein an dieser Stelle, fern von der zu untersuchenden auftretendes, jeden Falles nur kleines Moment hat verschwindenden Einfluss auf das Ergebnis. Die zu je 100 kg geschätzten Schwellenlasten S werden überall berücksichtigt. Von der zweiten Radlast an wird die Entwicklung der Momente als um die Lasten gegengleich angenommen, wie die eingeklammerten Zahlen angeben (Textabb. 4).

Diese Grundlagen liefern nun gemäß Textabb. 4 den folgenden Gang der Rechnung.

$$\begin{aligned}
 6 \cdot c \cdot E \cdot J &= 6 \cdot 0,000\,104 \cdot 2\,150\,000 \cdot 231 = 312\,000; \quad 6 \cdot c \cdot E \cdot J \cdot l^2 = \\
 &= 312\,000 : 43,75^2 = 163; \quad c \cdot E \cdot J \cdot l^2 = 163 : 6 = 27,2; \quad A_0^0 =
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= A_0^0 = 300; \quad A_2^0 = A_3^0 = 1950; \quad A_4^0 = A_5^0 = 150; \quad A_6^0 = A_7^0 = \\
 &= 1950 \text{ kg}; \quad M_{F_1}^1 = M_{F_1}^2 = 5^2 \cdot (5^2 - 1) \cdot 100 \cdot 43,75^3 : 24 = \\
 &= 209\,000\,000, \quad 209\,000\,000 : 218,75 = 955\,000; \quad M_{F_2}^1 = M_{F_2}^2 = \\
 &= M_{F_4}^1 = M_{F_4}^2 = M_{F_6}^1 = M_{F_6}^2 = 0. \quad M_{F_3}^1 = M_{F_3}^2 = M_{F_5}^1 = M_{F_5}^2 = \\
 &= 3700 \cdot 43,75^3 : 16 = 194\,000\,000, \quad 194\,000\,000 : 43,75 = 442\,500; \\
 &M_{F_5}^1 = M_{F_5}^2 = 100. \quad 87,5^3 : 16 = 420\,000, \quad 420\,000 : 87,5 \\
 &= 48\,000.
 \end{aligned}$$

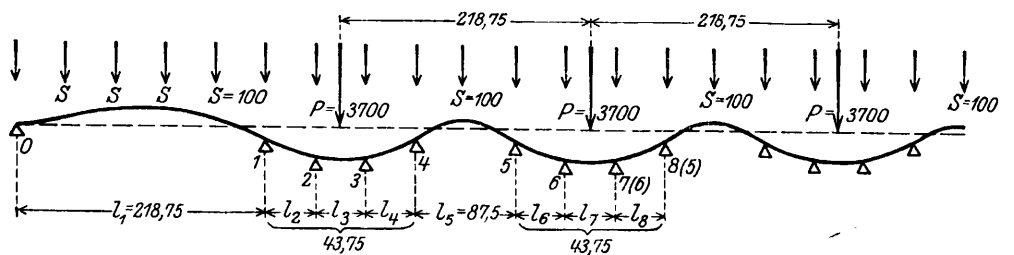
Die Größen der Gl. 4) sind

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= 163 : 5 = 32,6 & \kappa_2 &= 163 (1 : 5 + 2 + 1) = 522 \\
 Q_3 &= 163 & \kappa_3 &= 163 \cdot 4 = 652 \\
 Q_4 &= 163 & \kappa_4 &= 163 (1 + 2 + 1 : 2) = 570 \\
 Q_5 &= 163 : 2 = 81,5 & \kappa_5 &= 163 (1 : 2 + 2 : 2^2 + 1 : 2) = 244 \\
 Q_6 &= 81,5 & \kappa_6 &= 163 (1 : 2 + 2 + 1) = 570 \\
 Q_7 &= 163 & \kappa_7 &= 163 (1 + 2 + 1) = 652 \\
 Q_8 &= 163 & \kappa_8 &= 163 (1 + 2 + 1 : 2) = 570 \\
 \nu_1 &= 163 (1 : 5^2 + 1 : 5 + 1) = 202 \\
 \nu_2 &= 163 \cdot 3 = 489 \\
 \nu_3 &= 489 \\
 \nu_4 &= 163 (1 + 1 : 2 + 1 : 2^2) = 285 \\
 \nu_5 &= 163 (1 : 2^2 + 1 : 2 + 1) = 285 \\
 \nu_6 &= 163 \cdot 3 = 489 \\
 \nu_7 &= 489 \\
 \nu_8 &= 163 (1 + 1 : 2 + 1 : 2^2) = 285
 \end{aligned}$$

Mit diesen Werten und $m = 1$ bis 6 erhält man aus Gl. 5) die folgenden sechs Gleichungen zur Berechnung der Momente M_1 bis M_6 mit $312\,000 : 43,75 = 6 \cdot c \cdot E \cdot J : l = 7160$:

$$\begin{aligned}
 m &= 1 \\
 0 + 0 + 2 M_1 (218,75 + 43,75 + 202) + M_2 (43,75 - 522) + \\
 &+ M_3 \cdot 163 = 7160 (1950 - 300) + 6 \cdot 955\,000 \text{ oder} \\
 \text{I) } M_1 - 0,5148 M_2 + 0,1755 M_3 &= 18\,924. \\
 m &= 2 \\
 0 + M_1 (43,75 - 522) + 2 M_2 (87,5 + 489) + M_3 (43,75 - 652) + \\
 &+ M_4 \cdot 163 = 7160 (-1950 + 300) + 6 \cdot 442\,500 \\
 \text{II) } -M_1 + 2,4109 M_2 - 1,2718 M_3 + 0,3408 M_4 &= -19\,226
 \end{aligned}$$

Abb. 4.



$$\begin{aligned}
 m &= 3 \\
 M_1 \cdot 163 + M_2 (43,75 - 652) + 2 M_3 (87,5 + 489) + \\
 &+ M_4 (43,75 - 570) + M_5 \cdot 81,5 = 7160 (150 - 1950) + \\
 &+ 6 \cdot 442\,500 \\
 \text{III) } M_1 - 3,7313 M_2 + 7,0736 M_3 - 3,2282 M_4 + 0,5 M_5 &= \\
 &= -62853. \\
 m &= 4 \\
 M_2 \cdot 163 + M_3 (43,75 - 570) + 2 M_4 (131,25 + 285) + \\
 &+ M_5 (87,5 - 244) + M_6 \cdot 81,5 = 7160 (-150 + 1950) + \\
 &+ 6 \cdot 48\,000 \\
 \text{IV) } M_2 - 3,2285 M_3 + 5,1074 M_4 - 0,9601 M_5 + 0,5 M_6 &= \\
 &= 80908. \\
 m &= 5 \\
 M_3 \cdot 81,5 + M_4 (87,5 - 244) + 2 M_5 (131,25 + 285) + \\
 &+ M_6 (43,75 - 570) + M_7 \cdot 163 = 7160 (1950 - 150) + \\
 &+ 6 \cdot 48\,000 \\
 \text{V) } M_3 - 1,9202 M_4 + 10,2147 M_5 - 4,4571 M_6 &= 161\,816. \\
 m &= 6 \\
 M_4 \cdot 81,5 + M_5 (43,75 - 570) + 2 M_6 (87,5 + 489) + \\
 &+ M_7 (43,75 - 652) + M_8 \cdot 163 = 7160 (-1950 + 150) + 6 \cdot 442\,500 \\
 \text{VI) } M_4 - 4,4571 M_5 + 6,6834 M_6 &= -125706.
 \end{aligned}$$

Die Lösung auf üblichem Wege gibt:

$$M_1 = 16234, M_2 = -8584, M_3 = -9858, M_4 = 15158, \\ M_5 = 14758, M_6 = -11200 \text{ kg cm.}$$

Das Moment unter der Endlast ist demnach

$$-3700 \cdot 43,75 : 4 - (9858 + 8584) : 2 = -49721 \text{ kg cm,}$$

das unter der zweiten Last:

$$-3700 \cdot 43,75 : 4 - (11200 + 11200) : 2 = -51700 \text{ kg cm,}$$

die größte Spannung in der Schiene $51700 : 49,24 = 1045 \text{ kg/qcm.}$

Die Schwellendrucke, deren Vorzeichen die Nachprüfung für die Richtigkeit der bezüglich des Abhebens der Schwellen gemachten Annahmen bildete, sind nach Gl. 2):

$$A_0 = 300 - 16234 : 218,75 = 226 \text{ kg} \\ A_1 = 300 + 16234 : 218,75 + 16234 : 43,75 + 8584 : 43,75 = \\ = 940 \text{ kg,} \\ A_2 = 1950 - 16234 : 43,75 - 8584 : 43,75 - 8584 : 43,75 + \\ + 9858 : 43,75 = 1413 \text{ kg,} \\ A_3 = 1950 + 8584 : 43,75 - 9858 : 43,75 - 9858 : 43,75 - \\ - 15158 : 43,75 = 1350 \text{ kg,} \\ A_4 = 150 + 9858 : 43,75 + 15158 : 43,75 + 15158 : 87,5 - \\ - 14758 : 87,5 = 726 \text{ kg,} \\ A_5 = 150 - 15158 : 87,5 + 14758 : 87,5 + 14758 : 43,75 + \\ + 11200 : 43,75 = 737 \text{ kg,} \\ A_6 = 1950 - 14758 : 43,75 - 11200 : 43,75 - 11200 : 43,75 + \\ + 11200 : 43,75 = 1358 \text{ kg,} \\ A_7 = 1950 + 11200 : 43,75 - 11200 : 43,75 - 11200 : 43,75 - \\ - 14758 : 43,75 = 1358 \text{ kg,}$$

$$A_8 = 150 + 11200 : 43,75 + 14758 : 43,75 + 14758 : 87,5 - \\ - 15158 : 87,5 = 737 \text{ kg.}$$

Alle Lagerdrucke, auch A_0 , bleiben > 0 , die gemachten Annahmen waren also zulässig. Die Pressung auf die Bettung aus diesen Werten zu ermitteln hat keinen Zweck, da sie größer wird, wenn die Räder auf Schwellen stehen. Diese Rechnung soll hier nicht mehr vorgeführt werden, da die drei durchgeführten Rechnungen den nötigen Anhalt für alle Fälle liefern.

Die Beispiele zeigen auch, daß man die Untersuchung längerer Strecken unter Einführung einer größeren Zahl von Unbekannten beliebig verschärfen kann. Dadurch entstehen aber keine erheblichen Änderungen der erzielten Ergebnisse. Der hier angewendete Grad der Genauigkeit genügt für alle tatsächlichen Fälle.

Zusammenfassung.

Die vorgeführte Art der Berechnung der Eisenbahnschiene bezweckt die gleichzeitige Berücksichtigung der Einsenkung der Querschwellen in nachgiebige Bettung, einer beliebig ungleichförmigen Einteilung der Schwellen, eines nach Größen und Abständen der Radlasten beliebigen Lastenzuges und des Abhebens der Schwellen in der Nähe großer Lasten. Die rechnerisch nicht zuverlässig verfolgbare Wirkung der Fahrgeschwindigkeit *) und der daraus folgenden Stofswirkungen muß, wie üblich, auch hier durch geschätzte Zuschläge zu den Lasten berücksichtigt werden.

*) In dieser Beziehung wird auf Pihera, Organ 1914, S. 73 verwiesen.

Näpfchen-Stähle.

Barkow, Oberingenieur in Magdeburg-Südost.

Der Werkbetrieb ist mehr und mehr bestrebt, die hochwertigen und teuren Schnell- oder Edel-Stähle auf das äußerste auszunutzen.

Die Ausnutzung erfolgt nach zwei Richtungen. Entweder läßt man den Stahl bei größtem Spanquerschnitte mit höchster Schnittgeschwindigkeit arbeiten, oder andererseits der Verbrauch

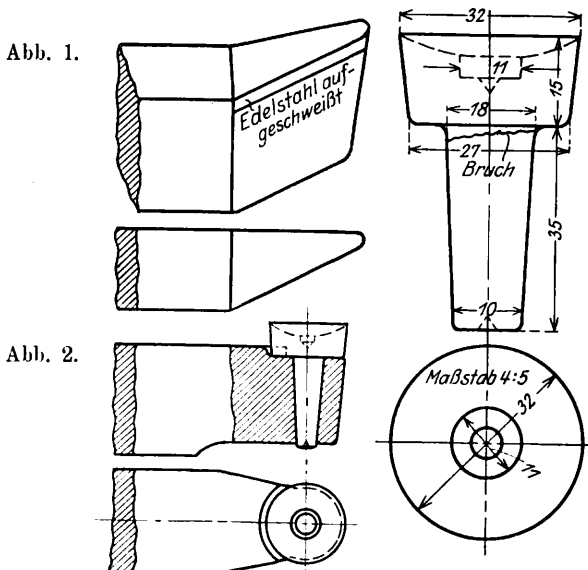
werden den jeweiligen Erfordernissen angepaßt und meist so weitgehend entwickelt, daß von restlosem Verbräuche der Edelstähle gesprochen werden kann.

Eine eigenartige Art der Edelstähle sind die unter den Namen »Näpfchenstähle«, »Pilze« oder »Kugelhähle« bekannten Ausführungen, die, abgesehen von Sonderzwecken, bei schweren Dreharbeiten deshalb verwendet werden, weil die Werkzeuge mit aufgesetzter Schneide aus Edelstahl außergewöhnlich starken Beanspruchungen nicht genügen, und weil die eigenartige Gestalt der Näpfchenstähle (Textabb. 2 und 3) bei besonderen Arbeiten, wie beim Drehen von Radreifen, Vorteile bietet. So kann man den Näpfchenstahl ohne Veränderung der Einspannung der Stahlhalter links und rechts eines Spurrkranzes gebrauchen (Textabb. 4). Das bei gewöhnlichen Stählen nötige, zeitraubende Umspannen und Neueinstellen der Drehstähle wird dadurch vermieden.

Ein weiterer Vorzug des Näpfchenstahles ist zunächst das leichte Nachschleifen. Während der übliche Drehstahl auf breiten Flächen nachgeschliffen werden muß, um Meißel-, Schneid-, Ansatz-, Hinterschleif- und Neigungs-Winkel des Stahles richtig zu stellen, ist die Schleifarheit bei Näpfchenstahl erheblich geringer, sie kann zudem ganz mit der Maschine ausgeführt werden. Diese Ersparnis an Arbeit zahlenmäßig durch Versuche festzustellen, ist bei der Verschiedenheit der Abnutzung schwierig: so kann eine kreisförmige Schneide angebrochen oder stückchenweise flachgedrückt sein, oder die Schneide ist nur stumpf gearbeitet. Da der Näpfchenstahl jedoch um seine Achse gedreht werden und an etwa acht bis zehn Stellen stumpf laufen kann, bevor er im ganzen geschliffen wird (Textabb. 5), während der Voll- oder aufgeschweißte Stahl *) nach jedem Stumpfwerden neu angeschliffen werden muß (Textabb. 6), da ferner ein Nachschleifen des Langstahles etwa zwei- bis dreifachen Aufwand an Arbeit gegenüber dem Näpfchen-

*) Vollstähle und geschweißte Stähle werden im Nachfolgenden der Einfachheit halber im Gegensatze zum »Näpfchenstahl« mit »Langstahl« bezeichnet.

Abb. 3.



an Edelstahl wird durch sparsamste Verwendung in Gestalt von Plättchen, die auf den Stahlhalter gelötet oder geschweißte werden (Textabb. 1), und durch gewissenhafteste Behandlung bei der Bemessung, beim Härten und beim Schleifen auf ein Mindestmaß gebracht. Mit Abfallstücken von Edelstahl können die Werkzeuge im Schmelzschweiß-Verfahren verstäht werden. Diese Verfahren sind dem Werkbetrieb heute geläufig. Sie

stahle erfordert, so kann die ganze Ersparnis an Schleifarbeit für die Näpfchenstähle gegenüber den Vollstählen auf das zehnbis zwanzigfache bewertet werden. Dem entspricht auch die Ersparnis an Schleifscheiben.

Abb. 4.

Abb. 5.

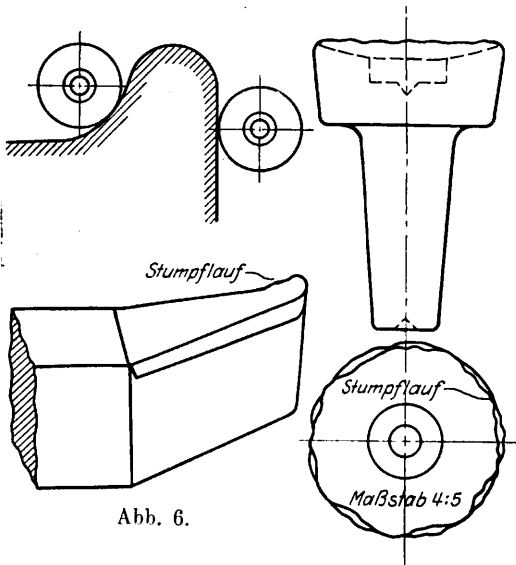


Abb. 6.

Wichtig ist ferner die leichtere Herstellbarkeit. Durch eine vergleichende Berechnung ist festgestellt, daß im Dezember 1920 die Anfertigung eines Näpfchenstahles etwa 12,0 M., eines Langstahles mit aufgeschweifster Schneide aus Edelstahl etwa 23,0 M. kostete. Bei diesem Vergleiche sind nur Gestaltung und Anschleifen, nicht die Beschaffung des Stoffes berücksichtigt.

Beim Härten ergeben sich folgende Vorteile: Die aufgelegten Edelstähle verlieren beim Aufschweißen oder Auflöten an Gefügefinesheit, das fällt beim Näpfchenstahle fort. Die Gleichartigkeit des Gefüges des Näpfchenstahles gestattet sichere und gleichmäßige Härtung, während beim aufgestählten Werkzeuge wegen Verschiedenheit des Stoffes beim Erkalten des gehärteten Stückes Spannungen und Haarrisse im Edelstahl entstehen können.

Auch die Gestaltung bietet Vorteile. Wenn nicht eine gut geleitete Werkzeugmacherei das Nachschleifen mit der zweckmäßigen Meißelgestalt gewährleistenden Sorgfalt ausführt, wird der unbeaufsichtigte Dreher oft den Ansatzwinkel des Langstahles aus Bequemlichkeit zu klein schleifen, um an Schleifarbeit zu sparen (Textabb. 7). Dadurch wird der Leistung

Abb. 7.



Abb. 8.

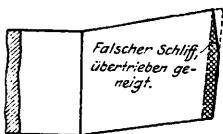
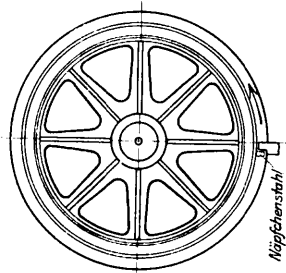


Abb. 9.



des Stahles Abbruch getan. Einen bezeichnenden Fall zeigt Textabb. 8. Die Stahlschärfe hat statt der richtigen, gestrichelten die falsche, ausgezogene Gestalt erhalten. Den Abschleiß, den sich der Dreher aus Bequemlichkeit ersparte, zeigt die überkreuzte Fläche an. Den Fehler suchen die Dreher in solchen Fällen durch tieferes Einspannen des Stahles gegen das Werk-

stück auszugleichen, sie fügen damit in Wirklichkeit dem bereits begangenen einen weiteren Fehler hinzu, die Gefahr des »Aushakens«. Beim Näpfchenstahle sind derartige Fehler ausgeschlossen. Die Leichtigkeit des Nachschleifens und die Sicherheit der Gestaltung, auch der Umstand, daß beim Stumpfwerden eines Näpfchens die Auswechslung ohne Verstellung des Stahlträgers vorgenommen werden kann, erklären die Vorliebe der Achsendreher für die Näpfchenstähle, die sie als besonders »schnittig« bezeichnen. Gehoben wird die Beliebtheit des Näpfchenstahles noch durch seine Handlichkeit. Drei Näpfchenstähle von zusammen kaum 1 kg trägt der Dreher lieber, als drei- bis dreifach so schwere Langstähle von seiner Werkbank zur Werkzeugmacherei.

An Nachteilen haften den Näpfchenstählen die folgenden an: Zunächst kommen sie leicht abhanden.

Abb. 10.

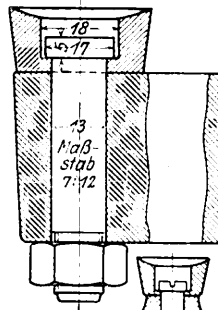


Abb. 11.

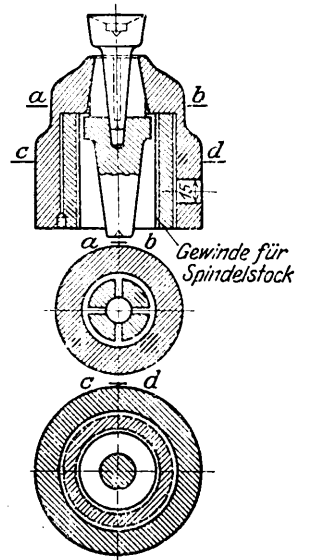
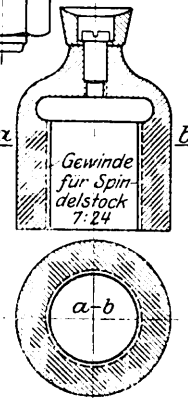


Abb. 12.



In mehreren großen Betrieben kam während langer Zeit kein Fall der Veruntreuung von Näpfchenstählen vor, dagegen wiederholt Fälle der Entwendung hochwertiger Vollstähle. Die kleinen Näpfchenstähle gehen jedoch verhältnismäßig leicht an der Werkbank selbst verloren. Um etwaiges Aushaken der Achsen unschädlich zu machen, erhält der Näpfchenstahl der Achse gegenüber durchweg die in Textabb. 9 angedeutete Lage nach unten. Der Näpfchenstahl fällt dabei leicht aus dem Kegel des Stahlhalters heraus in den Sammelkasten für Späne. Die Dreher greifen dann, um das lästige Heraussuchen aus den Spänen zu umgehen, aus Bequemlichkeit zu einem neuen Näpfchenstahle. Dieses Übel kann auch durch scharfe Überwachung nicht ganz beseitigt werden.

Die Notwendigkeit, den Kegel des Näpfchenstahles in den Stahlhalter gut einzupassen, ist bisher als Übelstand empfunden worden. Hinzu kommt, daß sich der kegelige Sitz im Stahlhalter unter dem lotrechten Drucke beim Arbeiten allmählich so weitsetzt, daß die Dreher häufig zum Bewickeln mit Papier und zu anderen unzuverlässigen Hilfsmitteln Zuflucht nehmen, um das Festsitzen des Näpfchens in der Bohrung des Stahlhalters zu sichern. Hieraus erklärt sich auch das Überstehen und Abbrechen des Kopfes des Näpfchens (Textabb. 3).

Erhebliche Verluste entstehen durch Abbrechen der Näpfchen im gefährlichen Querschnitte (Textabb. 3). Dem Verfasser hat

eine Sammlung zusammengetragener Nöpfchenstähle mit Bruch an derselben Stelle vorgelegen, deren Wert nach der unten zu schildernden Herrichtung zu Nöpfchenstählen neuer Art mehrere tausend Mark beträgt.

Trotz der vorstehend geschilderten Nachteile haben sich die Nöpfchenstähle im Betriebe behauptet, die meist nur schätzend ausführbaren Berechnungen ergaben stets ihre Überlegenheit. Seit einiger Zeit ist es nun gelungen, auch der geschilderten Mängel der Nöpfchenstähle durch eine einfache Änderung (Textabb. 10) Herr zu werden, die erhebliche Ersparnisse und beste Ausnutzung der Nöpfchenstähle in Aussicht stellt.

Das Nöpfchen*) wird bei dieser Neuerung durch einen Bolzen mit dem Stahlhalter verbunden. Der Kegel der ältern Ausführung mit seinen Nachteilen fällt fort. Das Nöpfchen liegt mit seiner ganzen Grundfläche glatt auf dem Stahlhalter: die Gefahr des Brechens im oberen Teile des Kegels besteht nicht mehr. Die neue Ausführung hat außerdem folgende Vorzüge.

An Edelstahl wird beträchtlich gespart, weil der Kegel des frühern Nöpfchenstahles fortfällt.

Eine vergleichende Berechnung für Erzeugung aus Edelstahl hat ergeben, daß der ältere Nöpfchenstahl mit Stoff etwa 48,00 *M* kostet, das neue Nöpfchen etwa 18,00 *M*. Die bei der neuen Gestaltung geringere Dreharbeit wurde beim Vergleiche berücksichtigt. Auch der Vergleich der Dauer ergibt Überlegenheit gegen die alte Ausführung, da die des neuen Nöpfchens mit dem Doppelten angesetzt werden darf.

*) Diese neuen Nöpfchenstähle werden weiterhin „Nöpfchen“ genannt.

Drehgestell P der Wagen der zwischenstaatlichen Schlafwagengesellschaft für 16 Plätze von 1920.

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 bis 8 auf Tafel 5.

Der Wagen mit 8 Einzel- und 4 Doppelabteilen hat neu, unter der Bezeichnung P durchgebildete Drehgestelle unter rund 17 t Mindestlast auf jedem Drehzapfen, die Hauptmasse und die Einteilung des Wagens gehen aus Abb. 1, Taf. 5 hervor.

Der Rahmen des Drehgestelles (Abb. 2 bis 8, Taf. 5) ist einschliesslich der Achsgabeln in einem Stücke aus Stahl gegossen, so daß die Nachteile von Niet- oder Schrauben-

Je wertvoller und schwerer beansprucht der Edelstahl ist, um so vorteilhafter gestaltet sich die Verwendung der Nöpfchen.

Das Nachschleifen der Nöpfchen geschieht vorteilhaft mit der Schleifmaschine für elektrischen Kleinantrieb, die auf die Drehbank aufgespannt wird. Eine Einspannvorrichtung für die ältere Ausführung zeigt Textabb. 11, für das neue Nöpfchen Textabb. 12.

Das Härten der Nöpfchen ist dem sonstiger Edelmehle gleich.

Die Herstellung geschieht durch Herausdrehen aus dem vollen Material, Ausbohren und Abstechen der dann zum Härten fertigen Stücke.

Ein Vorteil der Nöpfchen liegt darin, daß die gesammelten Bruchstücke, die Köpfe der Nöpfchenstähle, zu neuen Nöpfchen hergerichtet und weiter verwendet werden können.

Einen erheblichen Vorzug der Nöpfchen beweisen auch die folgenden Vorkommnisse. Abgebrochene Köpfe von älteren Nöpfchenstählen waren in zwei Fällen zwischen Stahlhalter und Radreifen geraten, beidemal waren die Drehbankschlitten gebrochen. Beide Fälle ereigneten sich kurze Zeit hinter einander. Zwei der besten Achsendrehbänke waren dadurch auf Wochen außer Betrieb. Die Splitterstücke einiger versehentlich überhärteten Nöpfchen, die später an denselben Drehbänken Verwendung fanden, drückten sich dagegen zwischen Stahlhalter und Reifen durch, ohne Schaden anzurichten.

Das Gebiet der Verwendung der Nöpfchenstähle war im Allgemeinen die Achsendreherei. Wo ähnliche Stähle für selbsttätige Maschinen zur Verwendung kommen, handelt es sich meist um verfeinerte Sonderwerkzeuge, die nicht Gegenstände dieser Ausführungen sind.

Verbindungen in den Hauptteilen vermieden sind. Das Gewicht des Rahmens beträgt 1125 kg, das des ganzen Drehgestelles mit Wiegebalken, Schwanenhalsträgern, Federn, Bremsgestänge und der Achssätze von je 1400 kg zusammen 6925 kg.

Der Wagen enthält zwischen je zwei Abteilen für zwei Plätze einen abgeschlossenen Waschstand, in jedem Einzelabteile einen Waschrack. An jedem Ende ist ein Abort angeordnet.

Erfahrungen mit Schweißen durch elektrischen Widerstand in Eisenbahn-Werkstätten.

Dipl.-Ing. Bastänier, Regierungsbaurat in Chemnitz.

Die Wirtschaft des Schweißens durch elektrischen Widerstand mit einer Maschine von Moll in der Werkstätte Chemnitz ist früher erörtert*).

An Festigkeit haben sich die elektrisch geschweißten Stäbe als den im Feuer geschweißten mindestens ebenbürtig erwiesen. Aus weiteren Versuchen hat sich nun ergeben, daß die Zugfestigkeit jener Stäbe stark von der Behandlung nach dem Schweißen abhängt, während andere Umstände, wie die Einspannlänge oder die Zeitdauer der Schweißung, die Festigkeit weniger zu beeinflussen scheinen.

Der Schmiedefachmann ist zunächst versucht, die ihm von der Feuerschweißung her geläufige Art der Behandlung des Eisens auf das elektrische Schweißen zu übertragen. Er wird also das Arbeitstück unmittelbar nach der Entnahme aus der Maschine mit kräftigen Schlägen bearbeiten und den beim Stauchen entstandenen Wulst weghämmern. Obwohl eine derartige Behandlung verschiedentlich ausdrücklich empfohlen wird, kann sie doch nur in beschränktem Maße gutgeheissen werden, in anderen Fällen ist sie durchaus zu verwerfen. Der Wulst muß, wenn überhaupt nötig, durch Abschleifen oder Abdrehen entfernt werden. Man kann die Schweißstelle auch auf größere Länge im Feuer nochmals erwärmen und den Wulst dann verhämmern,

was freilich nur in besonderen Fällen wirtschaftlich erfolgreich sein wird. Genauern Aufschluß hierüber liefern die nachstehenden Versuche.

Zunächst wurden mehrere Rundeisenstäbe verschiedener Sorten von 1600 qmm Querschnitt, fast dem stärksten auf der vorhandenen Maschine schweißbaren, geschweißt, dann zerrissen (Zusammenstellung I). Hiernach beträgt die Zugfestigkeit nach Verhämmern der Wulste bei Schweißseisen etwa 80, bei Flußeisen 60 bis 70% der Festigkeit des ungeschweißten Eisens, während das Abschleifen oder Abdrehen der Wulste 90 bis 93% gewährleistet. Bleiben die Wulste, was in vielen Fällen angängig ist, so erfolgt der Bruch außerhalb der Schweißstelle.

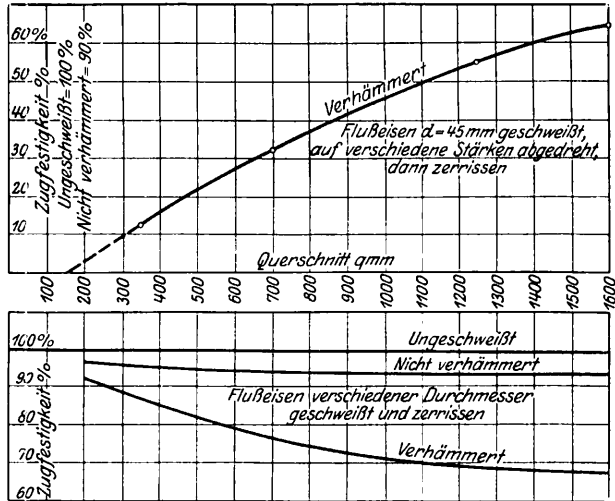
Weiter wurden Rundeisenstäbe desselben Querschnittes geschweißt und die Wulste teils nach dem einen, teils nach dem andern Verfahren behandelt. Diese Stäbe wurden stufenweise auf verschiedene Durchmesser abgedreht und zerrissen. Die auf weniger als 20 mm abgedrehten, verhämmerten Stäbe zerbrachen auf der Drehbank, die Festigkeit der übrigen nahm etwa nach Textabb. 1 mit dem Durchmesser ab. Dagegen zeigten die nicht verhämmerten Probestäbe in allen Querschnitten gleiche Festigkeit.

Die Erklärung dieses verschiedenen Verhaltens des elektrisch geschweißten Eisens geben die geätzten Längsschnitte

*) Organ 1921, S. 177.

(Textabb. 4). Während der Stoff bei den starken Schweißstäben, deren Wulst nicht verhämert ist, in allen Teilen gesund, eine Schweißnaht bei ihnen kaum zu erkennen ist*), ist bei den anderen Stäben durch das Verhämern deutlich völlige Trennung der inneren Fasern an zwei Stellen neben der Schweißnaht eingetreten, die äußeren Fasern dagegen sind gut verschweißt und gesund.

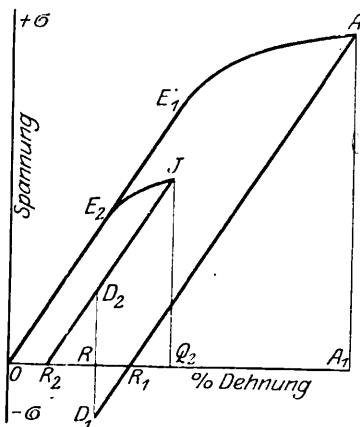
Abb. 1 und 2.



Für diese auffällige Erscheinung gibt Professor Dr.-Ing. Bock, Leiter der Prüfabteilung der Technischen Staatslehranstalten Chemnitz für Werkstoffe, die in dankenswerter Weise ihre Zerreißmaschine zur Verfügung gestellt hat, die folgende Erklärung.

Durch das Verhämern des Stauchwulstes wird die äußere Ringschicht des Werkstoffes stark gereckt und zwar erheblich über die Elastizitätsgrenze hinaus. Dagegen erfährt der Kern nur geringe Streckungen, weil die Wirkung der Hammerschläge nicht sehr tief in den Werkstoff eindringt. Außerdem ist der Werkstoff im Innern vom Schweißen her noch wärmer als außen. Deshalb würden sich selbst bei tiefer gehender Wirkung der Hammerschläge die inneren Schichten nach einem andern Gesetze dehnen, als die äußeren. Die Dehnung der äußeren Schicht erfolgt nach der Schaulinie $O E, A$ (Textabb. 3), wobei E_1 die Elastizitätsgrenze des Stoffes bedeute. Die Dehnung der Innenzone verlaufe nach der Schaulinie $O E_2 J$, wobei E_2 die Elastizitätsgrenze des inneren Stoffes sei. $O Q_3$ sei die ganze Dehnung der Außenschicht, $O Q_2$ die des Kernes. Diese Dehnungen enthalten einen wieder zurückgehenden und einen bleibenden Teil. Der Rückgang der Außenschicht erfolge nach der Schaulinie $A R_1$, der des Kernes nach $J R_2$ der Textabb. 3. $O R_1$ wäre also die bleibende Dehnung der Außenschichten,

Abb. 3.



$O R_2$ die des Kernes. Nun müssen sich aber Außenschicht und Kern gleich viel dehnen, weil sie verbunden sind. Sie werden sich daher auf eine mittlere bleibende Dehnung $O R$ einstellen. Diesem Punkte entspricht für die inneren Fasern eine Zugspannung $R D_2 = \sigma_1$, für die Außenschicht eine Druckspannung

*) In Textabb. 4 ist sie nachträglich verdeutlicht.

$R D_1 = \sigma_2$. Durch das Verhämern entstehen also in den Außenschichten Druck-, im Kerne Zug-Spannungen, die als Reckspannungen bezeichnet werden mögen.

Zu diesen kommen die Wärmespannungen, die aus Ungleichmäßigkeit der Abkühlung des Querschnittes des erwärmten Stabes entstehen. Der Stab wird bei elektrischer Schweißung von innen erwärmt, innen ist die Wärmestufe höher, als außen. Beim Kühlen erkalten zunächst die äußeren Schichten, ziehen sich zusammen und nehmen dabei den noch warmen Kern mit. Dieser ist noch so bildsam, daß er sich zusammendrücken läßt, ohne daß in ihm wesentliche Druckspannungen entstehen. Allmählig kühlt sich auch die innere Zone ab und sucht sich weiter zusammenzuziehen. Sie ist aber mit der schon starren Außenschicht verbunden, die das Zusammenziehen des Innern hindert, hier also Zug entstehen läßt, daher selbst gedrückt wird. Die Spannungen aus Recken und Wärme haben gleichen Sinn, die gezogenen inneren Fasern zerreißen.

Abb. 4.

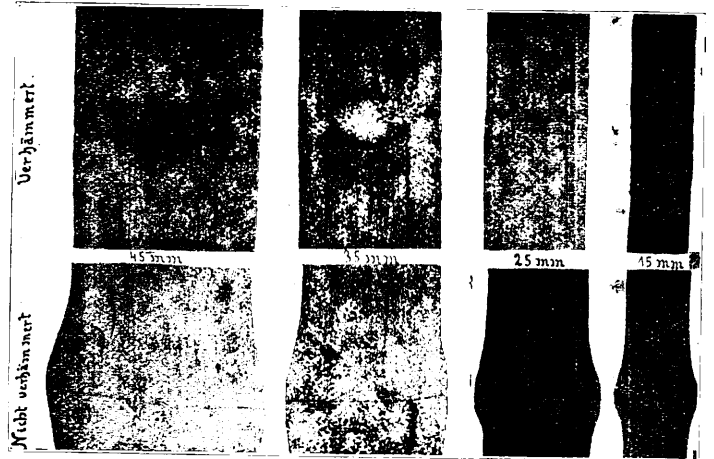
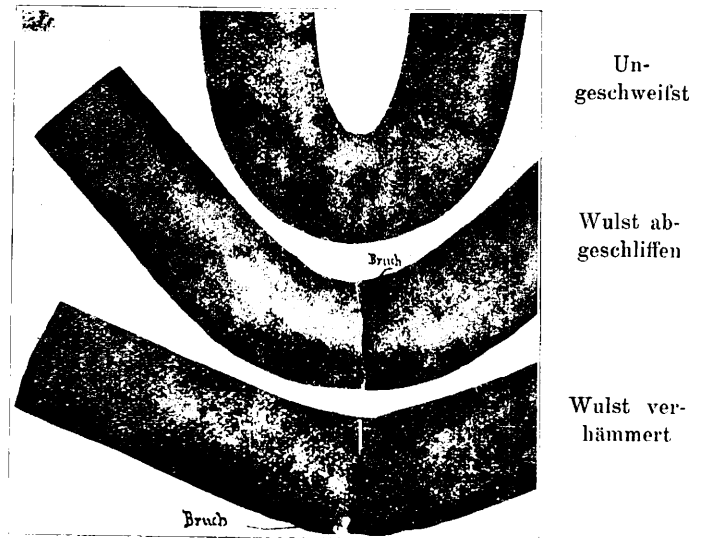


Abb. 5.



Begünstigt wird dieses Reißen anscheinend noch durch die Seigerung, das heißt die Anhäufung von Kohlenstoff und Fosfor im Kerne des Stabes beim Seigern; denn diese Bestandteile mindern die Dehnbarkeit beträchtlich. Hierauf deutet auch der Umstand hin, daß die Querrisse in Textabb. 4 überwiegend in der Zone der Seigerung verlaufen. Daß sich der Nachteil des Verhämerns bei Schweißstaben nach O. Z. 1 bis 4 der Zusammenstellung I weniger bemerkbar macht, als bei Flußstaben, dürfte auch auf die nur bei Flußstaben auftretenden Seigerungen zurückzuführen sein.

Zusammenstellung I.

O. Z.	Werkstoff	Art der Behandlung	Durchmesser mm	Querschnitt qmm	Bruchlast kg	Zugfestigkeit			
						kg/qmm Einzel	Durchschnitt	% des ungeschweiften Stoffes	
1	Schweißseisen A	Wulst verhämmt	45,4	1619	39700	24,5	28,0	82,1	
2		"	45,2	1605	45500	28,3			
3		"	45,3	1612	46500	28,8			
4		"	45,9	1655	49200	30,4			
5		"	Nicht gehämmt Wulst abgeschliffen	46,2	1676	55000			32,9
6		"		46,6	1706	54600			31,9
7		"	"	46,7	1713	50600			29,5
8		"	"	46,2	1676	53100			31,7
9		"	Ungeschweifst	44,9	1583	54200			34,1
10	Flußseisen B	Wulst verhämmt	43,2	1466	34300	23,4	22,1	58,6	
11		"	42,1	1392	29200	21,0			
12		"	42,6	1425	32100	22,6			
13		"	42,7	1432	30600	21,4			
14		"	Nicht gehämmt Wulst abgeschliffen	41,9	1379	51500			37,3
15		"		42,0	1385	48500			35,0
16		"	"	41,9	1379	47900			34,8
17		"	"	42,0	1385	46200			33,4
18		"	Ungeschweifst	42,0	1385	52200			37,7
19	Flußseisen C	Wulst verhämmt	46,1	1669	43100	25,8	25,7	73,0	
20		"	46,2	1679	40500	24,1			
21		"	46,2	1079	46200	27,6			
22		"	46,0	1662	42100	25,3			
23		"	Nicht gehämmt Wulst abgeschliffen	44,9	1583	48600			30,7
24		"		44,8	1576	52400			33,4
25		"	"	44,7	1569	54400			34,6
26		"	"	44,7	1569	50200			31,9
27		"	Ungeschweifst	45,0	1590	55900			35,2
28	Flußseisen D	Wulst verhämmt	45,5	1626	36500	22,5	22,7	60,0	
29		"	45,6	1633	36200	22,1			
30		"	45,3	1612	38100	23,6			
31		"	45,8	1648	37400	22,7			
32		"	45,6	1633	36600	22,4			
33		"	Nicht verhämmt Wulst abgeschliffen	44,5	1555	54300			34,4
34		"		44,8	1576	42600*)			27,8*)
35		"	"	46,6	1706	56500			33,1
36		"	"	46,4	1691	57100			33,7
37	"	"	46,5	1698	57800	34,1			
38	"	Ungeschweifst	35	962	36400	37,8			

*) Fehler im Werkstoffe. Bei Ermittlung des Durchschnittes ausgeschieden.

Untersuchungen des Gefüges würden zur Klärung dieser Erscheinungen beitragen.

Für Eisen des bisher untersuchten Querschnittes ist hiernach der Nachteil des Verhämmtens klar erkannt; nun blieb festzustellen, ob und in welchem Maße er auch bei schwächeren Querschnitten auftritt. Aus denselben Rohstangen wurden dazu Stäbe von stufenweise verschiedenen Durchmessern gedreht, dann geschweifst und nach den beiden Verfahren behandelt; das Ergebnis zeigt Textabb. 2. Nicht verhämmtete Stäbe ergaben für alle untersuchten Durchmesser von 14 bis 45 mm ziemlich gleiche Festigkeit von 93 bis 97% (Textabb. 2). Dagegen zeigt sich, daß der nachteilige Einfluß des Verhämmtens der Wulste bei schwachen Querschnitten merkbar abnimmt (Textabb. 4).

Die Dehnung der elektrisch geschweiften Stäbe ist gegenüber dem ungeschweiften Werkstoffe an der Schweifsstelle selbst ziemlich gering. Nachteilig ist dies jedoch nicht, wenn die Dehnung von den der Schweifsstelle benachbarten Längen-

abschnitten aufgenommen werden kann, was bei den meisten Bauteilen zutrifft.

Auch Biegeversuche unter dem Dampfhammer haben ergeben, daß nicht verhämmtete Stäbe weiter biegsam sind, als verhämmtete, bevor Bruch eintritt. Textabb. 5 zeigt Biegeproben von 45 mm starkem Flußseisen ungeschweifst, nicht verhämmt und verhämmt.

Zusammenfassung.

Durch elektrischen Widerstand stumpf geschweifste Teile gewährleisten bei richtigem Verfahren 90% der Zugfestigkeit des ungeschweiften Stoffes innerhalb des Bereiches des Versuches, was bei Feuerschweißung selten erreicht wird.

Das Entfernen des Stauchwulstes durch Verhämmtens ist nur zulässig bei kleinen Querschnitten und bei Teilen, für die eine entsprechend verminderte Zugfestigkeit der Schweifsstelle ausreicht.

In allen übrigen Fällen ist das Verhämmtens der Stauchwulste in elektrisch erwärmtem Zustande unzulässig.

Bericht über die Fortschritte des Eisenbahnwesens.

Allgemeine Beschreibungen und Vorarbeiten.

Zufuhrlinie in Europa für eine Verbindung mit Afrika.

Gibraltar-Tunnel.

L. Kooyker, Oberingenieur der Niederländischen Gesellschaft für Hafengebäude.

Schon 1908 wurde beschlossen, mit den bestehenden Mitteln einen besondern Schnellverkehr von London und Paris durch Spanien nach Nordafrika einzurichten. Die Ergebnisse befriedigten wegen ungeeigneter Führung und Anlage der vorhandenen Strecken nicht. Auch die Anschlüsse verursachten häufig Verzögerung, da in Paris und Madrid die Gürtelbahnen benutzt, in Irun bei San Sebastian in den Pyrenäen von der Regelspur in Frankreich auf 1,674 m übergegangen werden mußte. Das Verfahren der Auswechslung der Achsen oder des Verschiebens der Räder auf den Achsen wurde aus Furcht vor Schwierigkeiten bei starkem Andrang nicht angenommen. So dauerte die Reise von London nach Algeciras auf 2620 km 56 st mit 47 km/st Reisegeschwindigkeit. Von Algeciras nach Tanger dauerte die Überfahrt auf 60 km 2,5 st. Durch bessern Anschluß, besonders der Schiffe, und schnellere Fahrt könnte die Reise von London nach Tanger auf 48 st mit 55 km/st Reisegeschwindigkeit ermäßigt werden. Die Fahrt von Irun nach Algeciras soll durch eine neue Linie von 1375 auf 1075 km, die Fahrt London—Algeciras auf 40 st sinken. Die Baukosten dieser Linie betragen mit Fahrzeugen rund 1 Milliarde Pesetas, oder fast 1 Million Pesetas/km.

Um das ganze spanische Eisenbahnnetz mit rund 12 000 km auf Regelspur umzubauen, werden nochmals 1 Milliarde Pesetas, oder 83 000 Pesetas/km nötig sein. Diese vor dem Kriege hoch berechneten Beträge werden jetzt nicht genügen: für Portugal mit reichlich 3000 km Breitspur kommen noch 0,25 Millionen Pesetas hinzu. Vorläufig hat man von dem Umbau abgesehen und begnügt sich mit der neuen Linie, wenn die französische Regierung den Anschluß über Dax baut, was so gut wie entschieden ist. Die Pyrenäen werden in einem 5 km langen Tunnel auf 912 m Meereshöhe durchkreuzt. Engui wird Grenzbahnhof. Diese zweigleisige Bahn soll elektrisch betrieben werden, die Wasser-Stromwerke sind in obigen Kosten einbegriffen. Die Einnahmen werden auf 60 000 Pesetas/km jährlich geschätzt. Bei der vor 1930 zu erwartenden Vollendung wird der Ärmelmeer-Tunnel*) auch schon in Betrieb sein. Man fährt dann von London bis zur Fähre in Algeciras in 36 st. Ein von Bressler**) entworfenen Tunnel unter der Strafe von Gibraltar ist bei mehr, als 800 m Tiefe unter dem Wasserspiegel nur 25 km lang, was steilere Rampen als 60‰ erfordert; bei 20‰ Neigung würde der Tunnel ungefähr 60 km lang. Rechnet man bei den gegenwärtigen hohen Preisen 20 000 Goldmark/m, so würden die Baukosten des Tunnels ungefähr 1200 Millionen Goldmark betragen. B—s.

*) Organ 1914, S. 81; 1918, S. 32, 49.

**) Organ 1918, S. 304.

Bahn-Unterbau, Brücken und Tunnel.

Herstellung der Dämme der Bahn Tongern—Aachen im Maastale. (E. Hünnerwadel, Schweizerische Bauzeitung 1921 II, Band 78, Heft 17, 22. Oktober, S. 202.)

Die zum größten Teile aus dem Abtrage des Einschnittes bei Vis(*) hergestellten 18 bis 23 m hohen Dämme der Bahn Tongern—Aachen im Maastale wurden der Eile halber nicht lagenweise, sondern fast durchweg bis in voller Höhe vorgetrieben, dann seitlich verbreitert, der schmale Rücken voller Höhe bildete eine Kippe für hohe Leistung. Da besonders der lehmige Einschnittboden das Befahren der Kippen mit den Lokomotiven für 160 PS und Kippwagen für 4 bis 5 cbm mit 90 cm Spur oft zu einem Wagnis machte, suchte man die Dammschüttung dadurch zu festigen, daß man mit dem aus weißer Kreide bestehenden Ausbrüche des Geertunnels an beiden Dammfüßen 2 bis 3 m hohe Fußdämme schüttete und im großen Damme selbst, wo nötig, Bermen anordnete. Die Dämme zeigten bei dieser Art der Schüttung außer etwas stärkerem Setzen keine Nachteile. Wenn auch die Fußdämme dieses günstige Ergebnis teilweise bedingt haben mögen, so waren doch die Ergebnisse an anderen Stellen ohne diese Maßnahme auch befriedigend. Wegen des Setzens wurden die Dämme in der Achse 5 bis 10‰ überhöht, die Dammkrone von der Achse 7 bis 8‰ nach den Kanten steigend angelegt und die Böschungen 2,2:3 statt 2:3 geneigt. Damit war das Setzen genügend berücksichtigt, auch einer Verschmälerung der Krone durch Abrundung der Kronenkanten entgegen gewirkt. Der in der ersten Zeit zu erwartenden Ansammlung von Wasser in der Achse des Dammes beugte man durch Quersickerungen vor. B—s.

Sicherheit des Eisenbahnunterbaues.

Professor Magnell, Stockholm. Teknisk Tidskrift. Väg-och Vattenbyggnadskonst. 1921, Heft 8/9.

Die Stofsziffer bei Brückenbauten soll den Wert 2 nicht übersteigen, weil bekanntlich eine Kraft P, die einen Bauteil angreift, wenn sie nicht stetig von 0 bis P wächst, sondern plötzlich voll auftritt, die doppelte Beanspruchung hervorruft. Die Erschütterungen bewirken, daß sich die angreifenden äußeren Kräfte plötzlich zwischen 0 und ihrem vollen Werte ändern. Da die Stofsziffer von der Plötzlichkeit, mit der die Last auftritt, abhängt, so erhält, daß ihr, die Geschwindigkeit der Last und die Spannweite der Brücke zu Grunde liegen müssen. Professor Magnell hat eine Stofsziffer, besonders mit Hinsicht auf die Abmessungen der Eisenbahnschienen vorgeschlagen, die sich auf die Geschwindigkeit des Auftretens der Last gründet, nämlich:

*) Organ 1922, S. 42.

$$\text{Gl. 1) } \dots \varepsilon_V = \frac{1}{1 - (\arctang \frac{V}{50}) : \pi}$$

in km/st bedeutet. Die Formel ist so eingerichtet, daß sie für $V = 0$ die Stofsziffer 1, für $V = \infty$ 2 und für $V = 50$ km/st 1,33 ergibt. Professor Magnell hat aber auch einen Ausdruck aufgestellt, der sich auf der Spannweite aufbaut, nämlich:

$$\text{Gl. 2) } \dots \varepsilon_L = 2 \left(1 - \left(\arctang \frac{1}{5} \right) : \pi \right).$$

Diese Formel ist so eingerichtet, daß sie für $l = 0$ die Stofsziffer 2, für $l = \infty$ 1 und für $l = 5$ m 1,5 gibt und sie entspricht ungefähr den Werten, die bei den schwedischen Staatsbahnen erprobt wurden. Gl. 2) hat aber den Mangel, daß sie keine Rücksicht auf die Geschwindigkeit der bewegten Lasten nimmt. Magnell schlägt daher vor, eine mittlere Stofsziffer anzuwenden, nämlich:

$$\text{Gl. 3) } \dots \varepsilon_{LV} = \sqrt{\varepsilon_L \cdot \varepsilon_V}.$$

Diese Formel gibt für $l = \infty$ und $V = 0$ $\varepsilon = 1$, für $l = 0$ und $V = \infty$ $\varepsilon = 2$, für mittlere Verhältnisse $l = 5$ m und $V = 50$ km/st $\varepsilon = 1,41$, für $l = 100$ m und $V = 100$ km/st $\varepsilon_{LV} = 1,26$, für $l = 100$ m und sehr kleine Geschwindigkeit $\varepsilon = 1,03$. Letzterer Wert entspricht den Annahmen der schwedischen Staatsbahnen. Um in diese Verhältnisse Einheitlichkeit zu bringen, haben sich mehrere Zweige der schwedischen Staatsverwaltung, die Wege- und Wasser-Baudirektion, die Eisenbahndirektion, die Wasserfalldirektion und die Baudirektion, auf eine Fassung geeinigt, nämlich*):

Gl. 4) $\dots \varepsilon^{\circ} = 1000 : (13 + 0,7l^m)$, in der ε den Zuschlag in ‰ der 100 km/st Geschwindigkeit entspricht, l die Spannweite bedeutet. Gibt man ε die frühere Bedeutung, so müßte Gl. 4) lauten:

Gl. 5) $\dots \varepsilon_{L100} = 1 + 10 : (13 + 0,7l^m)$. Sie ergäbe die Werte

l =	1	3	5	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100 m
$\varepsilon =$	1,73	1,66	1,61	1,50	1,43	1,37	1,29	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14	1,13	1,12.

Diese Formel hat gegenüber früheren den Vorteil, daß sie für übliche mittlere Spannweiten sparsam wirkt, für große Spannweiten Vorsicht beobachtet. Letztern Umstand schätzt Magnell auch deshalb hoch ein, weil Brücken großer Weiten oft in bewehrtem Mörtel ausgeführt werden, einem Stoffe, dessen Güte stark von der Sorgfalt der Ausführung abhängt, für den also vielleicht eine besondere Stofsziffer begründet wäre. Magnell hält die amtliche Festsetzung der Stofsziffer bei gewöhnlichen Spannweiten für zu streng, dagegen bei größeren für zu gewagt, besonders wenn es sich um bewehrten Mörtel und große Geschwindigkeiten handelt. Auch spielen noch andere Einflüsse

*) Zentralblatt der Bauverwaltung 1921 Nr. 29; Schwedische Verfassungssammlung 1919, Nr. 193, S. 348.

mit, wie die Größe der Verkehrslast und der Takt der erzeugten Schwingungen. Den Einfluss der Eigenmasse auf die Stofsziffer hält Magnell für noch nicht genügend geklärt. Er hält aber die Bestimmung für genügend, dass, wenn einem Zuge des Gewichtes g_0 die Stofsziffer ϵ_{LV} entspricht, ein zweiter ruhend auf die Brücke gestellter Zug des Gewichtes g_1 die Ziffer von ϵ_{LV} auf $(\epsilon_{LV} g_0 + g_1) : (g_0 + g_1)$ mindert. In dem Maße, wie sich g_1 hierbei 0 nähert, bewegt sich die Stofsziffer dem Werte $1 \epsilon_{LV}$ zu, während sich für $g_1 = \infty$ 1 ergibt.

Im folgenden bringt Magnell den nach unseren Begriffen etwas absonderlichen, wenn auch bedeutsamen Vorschlag, auf nicht ganz sicherem Boden ruhende Dämme in Schweden, namentlich solche auf alten Gletschern und Moränen, als dauernd „verdächtig“ gesetzlich festgelegten Probelastungen zu unterziehen, wie die Brücken. Er will diese verdächtigen Auffüllungen zuerst durch außerordentliche Massenaufdämmungen in ihrer Grundlage derart beeinflussen, wie dies bei Zusammenreffen besonders ungünstiger Umstände eintreten kann, dann mit einem besondern Probezuge ohne Federn und ohne Buffer befahren, wobei der Probezug durch Flacheisenbügel, die in besonderer Weise auf die Schienen gelegt werden, künstlich in Schwingungen und Erschütterungen versetzt wird. Magnell hält die Prüfung mit einer solchen Anordnung für maßgebender, als die Wirkungen etwa einer Entgleisung, da bei letzterer ein großer Teil des vorhandenen Arbeit-

vermögens durch Verschiebung der Schwellen und Eingraben der Räder in die Bettung vernichtet wird.

Dieser Vorschlag ist sichtlich angeregt durch den Umstand, dass in Schweden gefährliche Rutsche bei Bahnen eine ganz andere Rolle spielen als bei uns. Die daraus erwachsende Unsicherheit hat auch schon zu besonderen Maßnahmen der Verwaltung geführt. In Schweden besteht bei den Staatsbahnen ein besonderer geotechnischer Ausschuss*) der die aus geologischen Verhältnissen entspringenden Schwierigkeiten verfolgt. Ein Eingreifen dieses Ausschusses im Sommer 1921 durch Anordnung großer Sprengungen an der Strecke Lerum-Joussered am Aspensee**) und am Damme am See Hällungen in der Nähe von Svenshögen hat in weiten schwedischen Kreisen größte Beachtung gefunden. Diese Vorgänge haben sichtlich auch Professor Magnell Anlaß zu seinem Vorschlage gegeben, den er zur Erprobung verdächtiger Dammauffüllungen für ungleich sachgemäßer hält, als Sprengungen. Eingehendere Behandlung wird an einer andern Stelle unseres Fachschrifttumes erfolgen***). Dr. S.

*) Zeitschrift „Der Eisenbahnbau“ 1921, zweites Aprilheft.

**) Zeitung des Vereines deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1921, S. 7:5: „Der Eisenbahnbau“ 1921, zweites Septemberheft.

**) „Der Eisenbahnbau“, Organ 1922, zweites Januarheft.

O b e r b a u .

Straßenbahnschienen-Stofs von Wardle.

Englisches Patent 168550, 26. November 1920. G. Wardle zu Sunderland.

(Engineer 1921 II, Band 132, 14. Oktober, S. 414, mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnung Abb. 5 auf Tafel 6.

Zur Herstellung des Schienenstofses (Abb. 5, Taf. 6) wird der Schienenfuß auf der Innenseite der Schiene weggeschnitten, um hier eine L-förmige Lasche verwenden zu können. Auf der Außenseite wird eine gebogene Platte als Lasche verwendet. Die Laschen werden mit Steg und Fuß der Schiene verbolzt. B—s.

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

Auswechslung einer überdachten Drehscheibe.

(Railway Age 1921 II, Band 71, Heft 9, 27. August, S. 412, mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 6 bis 10 auf Tafel 6.

Die Kanadische Pazifikbahn hat 1920 die 22,336 m lange überdachte Drehscheibe des Lokomotivschuppens auf Bahnhof White River, Ontario, durch eine 27,432 m lange ersetzt. Das Dach der Drehscheibe hat einen 29,26 m langen Hauptbinder über der Mitte der Grube auf Pfosten an jedem Ende, die bei dem weniger, als 180° einnehmenden Schuppen für 13 Stände in genügendem Abstände von den Gleisen aufgestellt werden konnten. Dieser Hauptbinder diente als Stütze für strahlenförmige Binder auf jedem zweiten Torpfosten des Schuppens und für I-Träger auf Pfosten der vom Schuppen abliegenden Mauer der Grube der Drehscheibe (Abb. 6 bis 8, Taf. 6). Die fünf Seiten des von dieser Mauer gebildeten halben Achteckes mußten für die größere Drehscheibe (Abb. 9 und 10, Taf. 6) 1,98 m zurück gesetzt werden. Die beiden den Hauptbinder tragenden Pfosten wurden durch steif mit ihm verbundene ausladende Füße auf neuen Gründungen aus Grobmörtel 1,98 m von der Lage der alten ersetzt, wodurch die Spannungen nicht erheblich erhöht wurden. Die neuen Füße konnten errichtet und verbunden werden, bevor die alten Pfosten heraus geschnitten wurden. Zur Aufnahme von vier der alten I-Träger des Daches über der äußern Seite der Drehscheibengrube wurde ein weiterer Träger auf zwei genügend weit von der Drehscheibe stehenden Pfosten in der Lage der alten Mauer aufgestellt. B—s.

Drehbank für Wagenachssätze.

(Engineering, August 1921, S. 280. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 11 und 12 auf Tafel 6.

Die sehr kräftig gebaute Maschine hat je einen festen und einen verschiebbaren Spindelstock mit starken, doppelt gelagerten Hohlspindeln und großen Planscheiben. Die Achssätze werden an den Schenkeln von Klemmfuttern gefaßt und genau in der Drehachse eingespannt. Zum Mitnehmen dienen je zwei kräftige ver-

schiebbare Klauen auf jeder Planscheibe. Die elektrische regelbare Triebmaschine von 50 PS arbeitet mit Stirnradvorgelegen auf eine Hauptwelle aus Nickel-Chrom-Stahl, die im Bette gelagert ist und die beiden Planscheiben treibt. Zum Verschieben des beweglichen Spindelstockes dient eine besondere Triebmaschine von 7,5 PS. Die beiden Werkzeugschlitten arbeiten nach einander mit gewöhnlichen Schneidstählen zum Vordrehen, dann mit Messerstählen zum Nachschlichten. Bemerkenswert ist die Vorrichtung zum Einspannen der Drehstähle nach Abb. 11 und 12, Taf. 6, die sehr raschen Wechsel der Werkzeuge und sicheres Festklemmen ermöglicht.

Die Bank nimmt Achssätze von 838 bis 1219 mm Durchmesser der Räder und 1000 bis 1676 mm Spur auf. Ein Achssatz von 914 mm Durchmesser wird in 18 bis 20 min fertig überdreht, wobei 6 bis 13 mm abgenommen werden. Der Antrieb wird vom Stande des Arbeiters mit Druckknöpfen gesteuert. A. Z.

Ausbessern von Stehbolzen an Lokomotivkesseln.

(Engineer, August 1918, S. 176. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 13 und 14 auf Tafel 6.

In den Werkstätten der englischen Nordwest-Bahn werden die durch Abbrand beschädigten Köpfe der Stehbolzen in den Feuerbüchsen durch neue nach Abb. 13 und 14, Taf. 6 ersetzt. Der vorhandene Rest des Bolzenkopfes wird niedergehämmt, bis der Bolzen mit der Wand bündig ist, dann wird eine etwa 16 mm tiefe Bohrung mit Gewinde eingeschnitten. Mit einem in der Bohrung geführten Fräser wird dann die Stirn des Stehbolzens und die angrenzende Wand genau rechtwinkelig zur Bolzenachse etwas geglättet und der mit einem Gewindeansatz versehene neue Kopf unter Zwischenlage einer dünnen Kupferscheibe fest eingeschraubt. Hierzu ist an den Kopf ein Vierkant angesetzt. Die Maßnahme ist aus dem Mangel an Kupfer entstanden, den der große Bedarf des Krieges auch in England hervorrief. Die Quelle schildert im Einzelnen die Vorteile und zeigt an Beispielen, wie durch dieses Hilfsmittel möglich wurde, Lokomotiven rasch und für lange Zeit wieder betriebsfertig zu machen. A. Z.

M a s c h i n e n u n d W a g e n .

E. H. T. G-Lokomotive der österreichischen Bundesbahnen.

(Die Lokomotive 1921, Oktober, Heft 10, Seite 141. Mit Abbildungen.)

Der Kessel ist mit einem Kleinrohr-Überhitzer von Schmidt ausgerüstet, in 132 von 140 Heizrohren befinden sich je zwei Über-

hitzerrohre, die untersten acht Rohre sind nicht belegt. Die Feuerbüchse besteht aus Flußeisen, die Heizrohre sind unter Verwendung 1 mm starker Kupferringe in die hintere Rohrwand eingewalzt. Jedes Überhitzerglied besteht aus einem Rohre, das von der Nafs-

dampfkammer des Überhitzerkastens aus in ein Heizrohr eingeführt wird, aus diesem heraus in ein benachbartes Heizrohr tritt, um zurückkehrend an die Heißdampfkammer des Überhitzerkastens anzuschließen. Je drei solcher Glieder werden durch einen Flansch zu einem Bündel vereinigt, der sie mit einer Schraube an dem Überhitzerkasten befestigt. In den 22 Bündeln durchströmt der Dampf den Weg im Heizrohr viermal. Der Überhitzerkasten ist mit einem selbsttätigen Kugelventile versehen, durch das nach dem Schließen des Reglers der zurückgebliebene Dampf entweicht. Um das Blasrohr höher oder tiefer stellen zu können, sind zwischen Blasrohrkopf und Standrohr drei herausnehmbare Zwischenstücke angeordnet. Die Lokomotive hat zwei Sandkästen mit gemeinsamem Zuge und dochtlose Schmierventile von Martin in den Schmiergefäßen der Trieb- und Kuppel-Stangen. Bei Versuchen auf der 85 km langen Strecke Wien—Sigmundsherberg mit langen Steigungen von 10‰ wurden 450°C Überhitzung erzielt. Für 1 PS am Tenderzughaken gemessen wurden gegenüber Lokomotiven gleicher Bauart mit Großrohr-Überhitzer 15‰ Kohle erspart.

Die Hauptverhältnisse sind:

Durchmesser der Zylinder d	590 mm
Kolbenhub h	632 "
Durchmesser der Kohlenschieber	250 "
Kesselüberdruck p	14 at
Durchmesser des Kessels, größter innen	1566 mm
Kesselmitte über Schienenoberkante	2615 "
Heizrohre, Anzahl	140
" Durchmesser	70/76 mm
" Länge	4250 "
Überhitzerrohre, Durchmesser	19/24 "
Heizfläche der Feuerbüchse, wasserberührte	12,0 qm
" Heizrohre	142,09 "
" des Überhitzers, dampfberührte	67,09 "
" im Ganzen H	221,18 "
Durchmesser der Triebräder D	1300 mm
" Tenderräder	1034 "
Triebachslast G_1	68 t
Betriebsgewicht der Lokomotive G	68 t
Leergewicht der Lokomotive	61,5 t
Betriebsgewicht des Tenders	39 t
Leergewicht	16,7 t
Wasservorrat	16 cbm
Kohlenvorrat	8,5 t
Fester Achsstand	2800 mm
Ganzer "	5600 "
" mit Tender	12548 "
Länge mit Tender	17284 "
Zugkraft $Z = 0,75 \cdot p \cdot (d^m)^2 \cdot h : D =$	17769 kg
Verhältnis $H : G_1 = H : G =$	3,25 qm/t
" $Z : H =$	80,3 kg/qm
" $Z : G_1 = Z : G =$	261,3 kg/t
	-k.

E. II. T. G-Lokomotiven für russische Eisenbahnen.

(Engineering 1921, November, Seite 695. Mit Abbildungen.)

Tausend E. II. T. G-Lokomotiven für 1524 mm Spur werden von Nydquist und Holm in Trollhättan für russische Eisenbahnen geliefert, und zwar 50 in 1921, 200 in 1922 und je 250 in den folgenden drei Jahren. Die gut versteiften Plattenrahmen liegen innen, das Laufflech ist mit Geländer versehen.

Der Tender hat zwei zweiachsige Drehgestelle und ein an das Führerhaus anschließendes Schutzdach.

Die Hauptverhältnisse sind:

Durchmesser der Zylinder d	650 mm
Kolbenhub h	700 "
Kesselüberdruck p	12 at
Heizfläche der Feuerbüchse und Heizrohre	207,1 qm
" des Überhitzers	50,93 "
" im Ganzen H	251,64 "
Rostfläche R	4,46 "
Durchmesser der Triebräder D	1320 mm
Triebachslast G_1	80,6 t
Betriebsgewicht der Lokomotive G	80,6 t
Betriebsgewicht des Tenders	51,6 t
Wasservorrat	23 cbm

Kohlenvorrat	6 t
Fester und ganzer Achsstand	4320 mm
Achsstand mit Tender	15822 "
Länge mit Tender	20473 "
Zugkraft $Z = 0,75 \cdot p \cdot (d^m)^2 \cdot h : D =$	20165 kg
Verhältnis $H : R =$	56,4
" $H : G_1 = H : G =$	3,12 qm/t
" $Z : H =$	80,1 kg/qm
" $Z : G_1 = Z : G =$	250,2 kg/t
	-k.

Selbsttätige Vorrichtung zum Verhüten des Heißlaufens von Lagern.

(Schweizerische Bauzeitung 1921, April, Band LXXVII, Nr. 18, Seite 293. Mit Abbildung.)

Hierzu Zeichnung Abb. 10 auf Tafel 7.

Die in Abb. 10, Taf. 7 dargestellte Vorrichtung wird von Brown, Boveri und Cie. in Mannheim angewendet, und zwar wird die beim Heißlaufen des Lagers vordessen Abnutzung auftretende Vergrößerung des Drehmomentes, beziehungsweise die dadurch hervorgerufene erhöhte Lagerreibung zur Betätigung eines Ausschalters benutzt. Dafs sich eine solche Vergrößerung des Drehmomentes durch die gesteigerte Wärmeentwicklung zeigt, wird dadurch bestätigt, dafs heißgelaufene Lagerschalen, die nicht besonders starr gegen Verdrehen im Lagerkörper gesichert sind, in der Regel aus ihrer Anfangslage heraus- und mitbewegt werden.

Luftschaubenantrieb und Leichtbau von Eisenbahnfahrzeugen.

(Annalen für Gewerbe und Bauwesen, April 1921, Heft 7, S. 53. Mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 1 und 2 auf Tafel 6.

Schon während des Krieges machte die deutsche Versuchsanstalt für Luftfahrt mit dem von ihr erbauten Triebwagen mit Luftschauben Versuchsfahrten, um die Anwendbarkeit der Luftschaube für Eisenbahnfahrzeuge zu erforschen. Die Zeitverhältnisse haben ihren vorzeitigen Abbruch bedingt. Die Quelle bespricht an Hand von Schaulinien die bisherigen Untersuchungen über diesen Antrieb und die Anwendung auf Güter-, Reise- und Triebwagen Züge aus Regelfahrzeugen und auf besonders leicht gebaute Züge. Sie ergeben, dafs leichter Bau der Fahrzeuge, geringes Gewicht und geringer Fahrwiderstand unbedingt erforderlich sind. Die Rechnungen sind je für einen Triebzug A nach Abb. 1, Taf. 6 in Leichtbau mit 224 Plätzen und 45 t Gewicht auf acht Achsen, und Zug B nach Abb. 2, Taf. 6 mit 186 Plätzen und 72 t auf neun Achsen durchgeführt. Die Wirtschaft der Förderung in Pf/km und Platz zeigt Zusammenstellung I der Kosten für die Betriebsstoffe, wobei Kohlen noch mit 70 \mathcal{M} /t und Benzol mit 1,20 \mathcal{M} /kg gerechnet sind.

Zusammenstellung I.

Geschwindigkeit	100 km/st	70 km/st
	Pf/km Platz	
D Zug mit 12 Wagen und S-Lokomotive	0,35	0,28
Triebzug A	0,48	0,36
Triebzug B	0,13	0,10

Das Ergebnis ist demnach für Triebzug A sehr günstig. Wegen des Aufwandes an Leistung für die Lüftung der Kühler steigen die angegebenen Zahlen um etwa 8‰. Künstliche Kühlung ist zweckmäßiger, als natürliche durch den Fahrwind. Um das Anfahren zu erleichtern, müssen Kugel- oder Rollen-Lager statt der Gleitlager vorgesehen werden.

Gegenüber dem nichtelektrischen Antriebe ohne Wechselgetriebe besitzt die Luftschaube den großen Vorteil der Steigerung der Zugkraft bei abnehmender Fahrgeschwindigkeit, vor allem die verstellbare Schraube. Zum Anfahren, für Neigungen und gegen Wind muß die Triebmaschine reichlich bemessen sein und möglichst auf zwei Schrauben arbeiten. Die Regelleistung wird dann von einer Schraube bei gedrosselter Maschine bewältigt. Die Lage der Schraube über SO ist so hoch zu wählen, dafs feine Stoffe nicht durch die Wirbel aufgenommen werden und mit der Schraube in Berührung kommen. Schrauben aus Holz müssen gegen Regen an den Kanten mit Metallschutz versehen sein. Noch wenig gefördert ist die Bekämpfung des Geräusches der Schraube. Im Ganzen können nur die unübertreffliche Einfachheit des Baues und die außerordentlich

niedrigen Anlagekosten der Luftschaube diesem Antriebe von Eisenbahnfahrzeugen Eingang verschaffen. Eine weitere Vereinfachung ist noch durch Verbindung der Luftschaube mit der Ölturbine möglich, die Verwendung billiger Trieböle erlaubt und damit den Schnellverkehr an sich ziehen dürfte.

A. Z.

Schutzvorrichtung für Reisewagen.

(Engineer, Juli 1921, S. 8. Mit Abbildung.)

Die englische „Great Central“-Bahn rüstet neuerdings ihre Reisewagen mit verstärkten Stossvorrichtungen und besonderen Einrichtungen zur Verhütung des Aufkletterns der Fahrzeuge bei Zusammenstößen aus. Die Stange der Regelpuffer ist aufsen auf 714 mm Länge vierkantig und gleitet in einer dickwandigen Hülse, die sich gegen zwei kräftige in besonderem Rahmen hinter der Kopfschwelle gelagerte Federn stützt. Zwischen diesen liegt die Regelfeder der eigentlichen Pufferstange. Sie nimmt leichte Stöße bis 5 t auf, stärkere Stöße bis 15 t gehen auf den Hülfpuffer mit der doppelten Abfederung, so daß die ganze Stossvorrichtung zwischen zwei Wagen bis zu 80 t aufhalten kann. Ist der Anprall stärker, so brechen die Sicherheitbolzen, die den Rahmen für die Federn des Hülfpuffers halten, die Fahrzeuge kommen einander so nahe, daß der Kletterschutz zur Wirkung gelangt. Hierzu sind an der ver-

stärkten Giebelwand kräftige Körper aus Eisen mit drei oder vier starken Zähnen befestigt. Die Zähne stehen sich so gegenüber, daß sie beim Zusammenstoße in einander greifen und somit verhüten, daß der eine Wagen mit dem Untergestelle auf den andern klettern und durch Zusammendrücken des schwächern Kastens Unheil anrichten kann.

Die Bahn sieht in der Vorrichtung ein Mittel, vorerst noch die für den Reisenden angenehmeren Wagenkasten aus Holz statt eiserner beibehalten zu können.

A. Z.

Triebwagen.

(Engineer, Januar 1921, S. 95. Mit Abbildungen.)

Die Staatsbahn in Neu Süd-Wales verwendet mit gutem Erfolge einen schweren Lastkraftwagen auf ihren Gleisen. Hierzu vertritt ein zweischsiges Drehgestell mit besonderer Bremsenrichtung die vorderen Lenkräder. Die Hinterräder sind durch solche mit Flanschen ersetzt. Triebmaschine und Getriebe sind beibehalten. Der Wagenkasten ist innen 6,27 m lang, 2,13 m breit und faßt in zwei Abteilen 33 Reisende. Das Fahrzeug macht auf einer 136 km langen nach 1:50 geneigten Strecke mit einem leichten Anhängewagen für Milch und Sahne täglich zwei Fahrten; es hat sich dabei bewährt.

A. Z.

Betrieb in technischer Beziehung.

Vorrichtung von Blair zur Übergabe von Fahrbefehlen.

(Railway Age 1921 II, Band 71, Heft 13, 24. September, S. 576, mit Abbildungen.)

Die Nord-Pazifikbahn hat am 26. April 1921 auf der 125 km langen eingleisigen Strecke von Spokane, Washington, nach Kootenai, Idaho, versuchsweise zehn J. A. Blair geschützte Vorrichtungen zur Übergabe von Fahrbefehlen in Betrieb genommen, alle Reise-

Abb. 1.

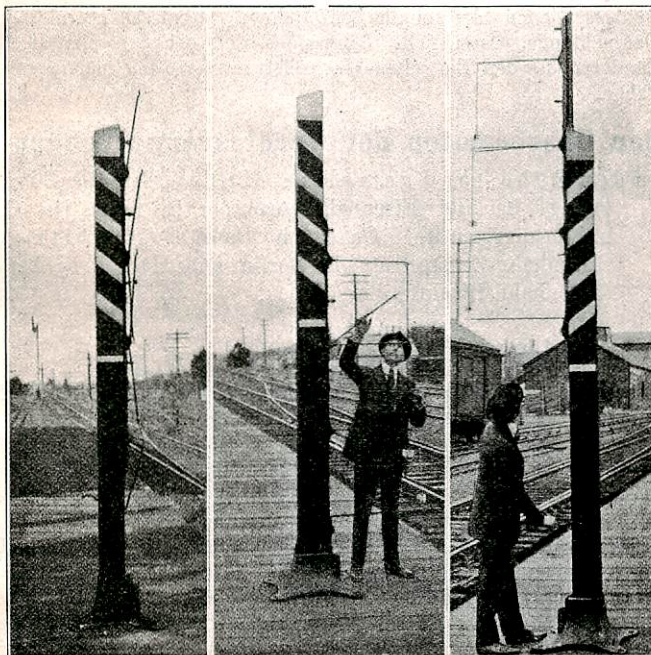
Träger: leer,

Abb. 2.

beim Beladen,

Abb. 3.

in Übergabestellung.

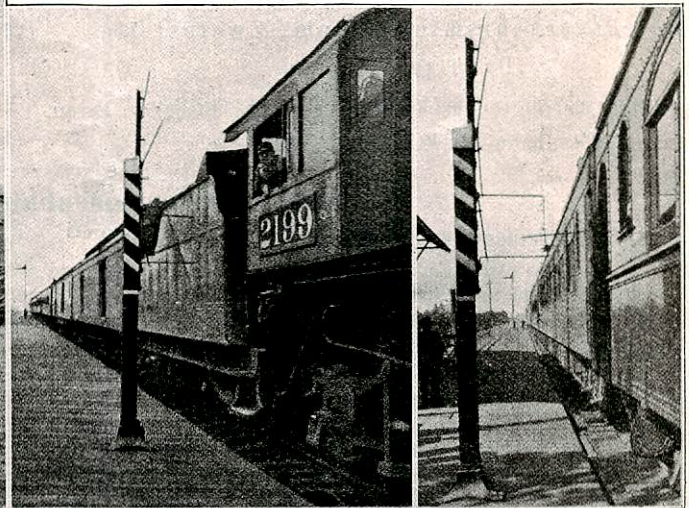


die Mitte der obern Schnur 3,71 m, der mittleren 3,1 m, der unteren 2,49 m über Schienenoberkante. Diese Höhe kann nach den Verhältnissen jeder Bahn bemessen werden. Das obere Paar der 13 mm im Gevierte dicken stählernen Arme ist 686 mm, das mittlere 711 mm, das untere 736 mm lang. Diese Verschiedenheit soll Störungen verhüten, wenn die den Fahrbefehl haltende Schnur gefaßt ist und die Arme in ihre Grundstellung zurück kehren, indem der obere Arm jedes Paares durch eine Feder im Maste in die senkrechte Lage gehoben wird, der untere durch Schwerkraft fällt. Der Träger wird zum Beschicken (Textabb. 2) bis zum Fuße des Mastes gesenkt, danach in die Übergabestellung (Textabb. 3) gehoben. Der Wärter

und Güter-Lokomotiven und Zugmannschaften dieser Strecke sind mit dem Greifer ausgerüstet. Auf der mit selbsttätigen Signalen versehenen Strecke verkehren durchschnittlich zwölf fahrplanmäßige und vier Sonder-Züge in jeder Richtung täglich, täglich werden durchschnittlich 37 Befehle ausgegeben. Die Übergabevorrichtung (Textabb. 1 bis 5) besteht aus einem 4,1 m hohen, 15 cm im Gevierte dicken, auf dem Bahnsteige 1,98 m von der Leitkante der nächsten Schiene aufgestellten Maste aus vier mit Blech bedeckten Winkeleisen. Ein 1,83 m langer, in einer Nut des Mastes durch Sperrrad und Kette im Maste lotrecht beweglicher Träger trägt drei Paar Arme in 61 cm Mittenabstand, zwischen deren hakenförmigen Enden bei Vorspann drei zu übergebende Abschriften eines Befehles mit je einer Schnur befestigt werden können. In der Übergabestellung des Trägers liegt

Abb. 4 und 5.

Fassen des Befehles durch Lokomotive und Dienstwagen.



kann dann den Griff abnehmen, um unbefugtes Bewegungen zu verhüten, und seiner weitem Arbeit nachgehen. Der Faden, an dem der Fahrbefehl befestigt wird, besteht aus einem 61 cm langen Bindfaden, an dessen Enden Federklemmen angebracht sind, die an den Haken der Trägerarme befestigt werden. An einem Ende der Schnur ist ein $5 \times 7,5$ cm großer wasserdichter leinener Beutel angebracht, in den der Befehl gelegt wird.

Der Greifer auf der Lokomotive und im Dienstwagen besteht aus einem 96,5 cm langen, 10 mm im Gevierte dicken, kalt gewalzten stählernen Stabe mit einem Griffe und Führ-Anschlage an einem Ende. An das andere Ende ist auf 35,5 cm die Vorrichtung zum

Fassen des Seiles genietet, sie besteht aus einem Stücke mittelharten Stahles von $2,5 \times 10$ mm Querschnitt in mehrfacher \wedge -Form, über dessen nach außen stehenden Spitzen eine \wedge -förmige Feder befestigt ist, die die zwischen die benachbarten Zähne gelangte Schnur am Herausfallen hindert. Auf der Lokomotive ist eine ungefähr 13 mm im Gevierte dicke stählerne Stange (Textabb. 4) einige Zentimeter vom vordern Ende des seitlichen Fensters des Führerstandes senkrecht angebracht, die ein Führ-Gußstück trägt, das bei Vorspann nach einem Punkte zum Fassen des Befehles an den oberen Trägerarmen hinauf bewegt oder in der der Lage des mittlern Armpaares

entsprechenden untern Lage grade über der Fensterschwelle gelassen durch eine Stellschraube in seiner Lage befestigt werden kann. Das Führ-Gußstück hat oben einen Schlitz, in den der Greifer gelegt wird, der in die richtige Greiflage hinaus geschoben, mit seinem Anschlag in einen Schlitz an der Rückseite des Führ-Gußstückes paßt. Dieses ist so ausgebildet, daß das Auswerfen oder Entfernen des Greifers nur einen Augenblick in Anspruch nimmt. Bei Vorspann würde eine kleine Lokomotive den Befehl in der mittlern, eine große in der obern, die Zugmannschaft in der untern Höhe fassen.

B—s.

Besondere Eisenbahntypen.

Elektrischer Ausbau der schweizerischen Bundesbahnen.

(Engineer 1921 II, Band 132, 30. September und 7. Oktober, mit Abbildungen.)

Hierzu Zeichnungen Abb. 3 und 4 auf Tafel 6.

Abb. 3, Taf. 6 zeigt die jetzt von den Wasser-Stromwerken Spiez und Kandergrund mit Einwellenstrom von 15000 V und 15 Schwingungen in 1 sek versorgten Bahnen. Außer der ursprünglichen Linie Thun—Spiez—Frutigen—Brieg der Berner Alpenbahn wurden 1919 die Strecke Bern—Münsingen—Thun der Bundesbahnen*), 1920 verschiedene Linien der Berner Alpenbahn für elektrische Zugförderung ausgebaut, so daß im Ganzen 220 km elektrisch betrieben werden. Mit Ausnahme der Strecke Bern—Thun der Bundesbahnen sind alle Leitungen unmittelbar mit den Einwellenstrom-Erzeugern für 16000 V verbunden (Abb. 4, Taf. 6): für die Bundesstrecke Bern—Thun sind versuchsweise Selbst-Umspanner eingerichtet, um den Strom in den Oberleitungsdrähten mit Rücksicht auf die benachbarten Leitungen für Fernsprecher und Fernschreiber auszugleichen. Die ursprünglich längs der Bahn laufenden Eisenbahn- und Bundesleitungen für Fernsprecher und Fernschreiber sind entfernt. Die Eisenbahnleitungen sind teils in Kabeln mit Bleihülle längs der Bahn, teils auf 10 bis 500 m von dieser entfernten Masten verlegt. Die Bundesbehörden haben ebenfalls beschlossen, in gewissem Umfange unterirdische Kabel teils längs Straßen, teils längs der Bahn zu verwenden; wo Freileitungen beibehalten sind, sind sie tunlichst weit, gewöhnlich 0,5 bis 1 km von der Bahn fern gehalten. Auf der Bundesstrecke Bern—Thun sind die Eisenbahnleitungen nur 3 bis

*) Organ 1919, S. 176, 288.

6 m von den Hochspannungsleitungen geblieben; der Dreileiter-Ausgleich und die ausgleichende Wirkung der Selbst-Umspanner haben sich im Betriebe gut bewährt.

B—s.

Wahl der Stromart bei der elektrischen Zugförderung in Frankreich.

(Schweizerische Bauzeitung, November 1920, Nr. 22, S. 252; Revue générale de l'Electricité, Dezember 1919 und November 1920, Bd. VI, S. 873 und Bd. VIII, S. 665.)

Der vom französischen Minister der öffentlichen Arbeiten eingesetzte Ausschuss zur Prüfung der Entwürfe über Einführung des elektrischen Betriebes auf französischen Bahnen hat seine Arbeiten abgeschlossen. Er empfiehlt Gleichstrom mit 1500 V Regelspannung für die Netze „d'intérêt général“, wobei die Lokomotiven für Abnahme des Stromes vom Fahrdrabte oder einer dritten Schiene aus eingerichtet werden sollen. 3000 V Nebenspannung werden in Zwei- oder Dreileiter-Schaltung ausnahmsweise für Strecken mit besonderen Verhältnissen zugelassen. Die Wahl von 1500 V Regelspannung statt 3000 V wird durch Nachteile der höhern Spannung für dichtbefahrene Strecken, besonders für solche mit Triebwagen begründet.

Der französische Ausschuss ist also fast genau zu derselben Schlussfolgerung gelangt, wie der englische Studienausschuss, obwohl die Betrieb- und Strecken-Verhältnisse der französischen Bahnen weniger denen der englischen Bahnen entsprechen, als denen Deutschlands, Österreichs, Schwedens und der Schweiz, also den Ländern, die den Einwellen-Wechselstrom als zweckmäßig gewählt haben.

A. Z.

Nachrichten über Änderungen im Bestande

Reichsverkehrsministerium, Zweigstelle
Preußen-Hessen.

Versetzt: Oberregierungsbaurat Schweth, bisher in Essen, an die Eisenbahn-Direktion in Trier.

der Oberbeamten der Vereinsverwaltungen.

In den Ruhestand getreten: Abteilungsdirektor Barschdörff bei der Eisenbahn-Direktion in Trier, die Oberregierungsbauräte, Geheimen Bauräte Haubitz beim Eisenbahn-Zentralamt in Berlin und Hartwig bei der Eisenbahn-Direktion in Altona.

—k.

Übersicht über eisenbahntechnische Patente.

Seitenkuppelung für Eisenbahnwagen.

D. R. P. 337401. Chr. Pape in Bodenwerder.

Hierzu Zeichnungen Abb 1 bis 4 auf Tafel 7.

An dem Stirnende jedes Wagens sitzt an der Zugstange der übliche Zughaken B; in diesem ist eine Welle J gelagert, an deren Enden ein mit Griff versehener Gewichthebel K sitzt. Auf die Welle J ist an der Seite des Zughakens ein Zahnrad H gekeilt, das durch ein Zwischenrad F in eine Verzahnung des Sicherheitshakens C oder C' greift. Dieser ist an seiner Unterseite mit einer Aussparung versehen und auf einen hohlen Bolzen E gekeilt, der ebenfalls im Zughaken B gelagert ist. Der hohle Bolzen E ist kantig gelocht (Abb. 4, Taf. 7), und an den Enden nach außen erweitert. Im Innern des Hohlbolzens E sitzt ein entsprechend kantig gestalteter Zugbolzen D, dessen Enden rund geformt und mit einem Kuppelbügel A oder A' verbunden sind. Damit dieser Bügel den lotrechten Bewegungen des Wagens folgen kann, hat der Keil am Zugbolzen D in der Nut (Abb. 3, Taf. 7) Spiel. Hierdurch wird auch der nötige Spielraum bei der selbsttätigen Kuppelung zweier Wagen und beim Hinübergleiten des Bügels über den Zughaken B des Gegenwagens ermöglicht. Durch die nach den Enden hin zunehmende Erweiterung des Loches im Hohlbolzen E wird der geschlossenen Kuppelung seitliches Spiel gewährt. Zu diesem Zwecke ist auch die Welle J mit ihren Enden in Klötzen L gelagert, die in Führungen M (Abb. 1 und 2, Taf. 7) am Puffergehäuse ver-

schiebbar sind. Am Zughaken B kann mit dem Bolzen W die Notkuppelung V, X, Y angebracht sein.

Ist die Kuppelung geschlossen, so wird zunächst nach Entspannung die Welle J des rechten Wagens durch den Gewichthebel K um annähernd 270° nach rechts gedreht. Durch das auf der Welle J sitzende Zahnrad H wird durch das Zwischenrad F die Verzahnung des Sicherheitshakens gedreht und letzterer aufwärts geschwenkt. Hierdurch wird auch der den Kuppelbügel A' tragende Zugbolzen D gedreht, so daß Bügel A' und Haken C' aus dem Haken C des Gegenwagens gelöst und in annähernd senkrechte Lage übergeführt werden. Dreht man dann die Welle J des Gegenwagens durch den zugehörigen Gewichthebel, so wird in derselben Weise der Kuppelbügel A aus dem Zughaken gelöst.

Die Kuppelung zweier Wagen geschieht in umgekehrter Reihenfolge. Durch Umlegen des Gewichthebels am linken Wagen nach rechts wird der Bügel A in den Zughaken B des Gegenwagens eingelegt und selbsttätig festgehalten. Dann wird der Gewichthebel K des rechten Wagens nach links herumgedreht und hierdurch der Sicherheitsbügel A' in den Haken C des linken Wagens eingelegt, so daß die beiden Wagen durch eine Haupt- und Sicherheitkuppelung verbunden sind. Dabei wird der in den Zughaken des rechten Wagens eingelegte Hauptkuppelbügel durch den Haken C der Sicherheitkuppelung zwangweise in seiner Lage festgehalten, da der Zughaken B in

die Aussparung an der Unterseite des Hakens C¹ eingreift. Unbeabsichtigte Lösung der Kuppelung wird hierdurch verhindert.

Beim Verschieben zweier Wagen wird der Hauptkuppelbügel A in die wagerechte Lage nach Abb. 2, Taf. 7 überführt, so daß er beim Zusammenstoßen zweier Wagen selbsttätig über den Zughaken B des Gegenwagens gleitet und die Kuppelung herstellt. Dann ist nur nötig, durch Drehen des Gewichthebels K des rechten Wagens den Kuppelbügel A¹ in den Sicherheitshaken C des Gegenwagens einzulegen. G.

Treidellokomotive.

D. R. P. 334067. Gastriebmaschinen-Bauanstalt Deutz in Köln-Deutz. Hierzu Zeichnungen Abb. 5 bis 9 auf Tafel 7.

Die Triebmaschine A treibt durch die Übersetzung B und das Wendegetriebe Z die Querwelle a, von der aus entweder durch Einrücken der Kuppelung y das Triebrad C für die Fortbewegung der Lokomotive, oder durch Einhaltung des Getriebes D D' die Welle E der Seilwinde F angetrieben wird. Das Wechselgetriebe B gibt je nach Schaltung der beiden Räder i k oder l m zwei verschiedene Geschwindigkeiten. Die Welle a treibt die Seilwinde je nach dem Schalten der beiden Räder p q oder o v oder s u oder t v' mit vier verschiedenen Übersetzungen, so daß sie unter Berücksichtigung der beiden Geschwindigkeiten der Welle a mit acht Geschwindigkeiten arbeiten kann.

Um die Lokomotive während des Heranziehens des Schiffes zu verändern, ist ein Sporn b vorgesehen. Zwecks beschleunigter Fahrt des Schiffes wird bei verankerter Lokomotive nach Einschaltung der stärksten Übersetzung für langsamsten Gang auf die Welle E und lose auf dem Spill liegenden Seile HH' das Seilende H' von Hand

angezogen, während das Ende H am Schiffe befestigt ist. Das Seil wird so lange unter allmählicher Beschleunigung des Schiffes gleiten, bis dieses die Geschwindigkeit des Spilles angenommen hat. Dann wird die nächst größere Geschwindigkeit der Welle E durch Umschalten des Wellengetriebes B eingestellt und das Seil wieder so lange angepresst, bis es die neue Geschwindigkeit angenommen hat, und so fort, bis die größte der acht Geschwindigkeiten erreicht ist. Dann wird die Lokomotive durch Umlegen der Kuppelung y zunächst mit der stärkern der beiden Übersetzungen B in Bewegung gesetzt, bis das Schiff durch allmähliches Anziehen des Seiles H diese Geschwindigkeit angenommen hat. Endlich folgt die Schaltung auf die größte Geschwindigkeit und das Festklemmen des Seilendes H, worauf das Schiff mit der Geschwindigkeit der Lokomotive gezogen wird.

Statt eines Spillkopfes mit von Hand anzulegendem Seile kann eine Seilwinde mit Schleifkuppelung verwendet werden. Eine besonders vorteilhafte Ausführung einer solchen, die längeres Schleifen ohne zu hohes Erwärmen verträgt, stellt eine Bremstrommel mit Planetengetriebe nach Abb. 7, 8 und 9, Taf. 7 dar. Auf der Triebwelle E sitzt das Zahnrad M fest, das in das in der Seiltrommel U gelagerte Planetenrad N eingreift. Das auf derselben Achse sitzende Rad O greift in das mit der Seilscheibe R verkeilte Stirnrad P ein. Um den Umfang der Trommel Q ist das Bremsband T gelegt, das durch einen Hebel S angezogen werden kann. Beim Anziehen des Bremsbandes T wird dann die Seiltrommel R allmählich mitgenommen und das Seil aufgewickelt. Um das Seil während des Aufwickelns zur Beschleunigung des Schiffes immer schneller laufen zu lassen, obgleich die Triebmaschine unverändert läuft, wird die Seilscheibe R mit so schmaler Rille versehen, daß sie die Windungen schnell aufeinander legen. G.

Bücherbesprechungen.

Städtebau von Dr.-Ing. O. Blum, Hannover, † G. Schimpff, Aachen und Dr.-Ing. W. Schmidt, Stettin. II. Teil, 1. Band der Handbibliothek für Bauingenieure. Herausgegeben von R. Otzen, Hannover. J. Springer, Berlin, 1921. Preis 78 M.

Der vorliegende Band bringt drei Arbeiten von besonders hervorragender Bedeutung, nämlich über „Städtebau im Allgemeinen“, „städtische Verkehrsmittel“ und „Straßenbau“, drei Gebiete, die lange vernachlässigt, heute nach Technik, Wirtschaft und Pflege der Wohlfahrt zu den wichtigsten der Ingeniorkunst gehören. Auf allen drei Gebieten wird Stoff von bisher unerreichter Vollständigkeit und Güte geboten.

Blum behandelt, von den tatsächlichen Verhältnissen und der nötigen Fortentwicklung der Großstädte ausgehend, auf Grund seiner reichen, bei zahlreichen Aufgaben der Wirklichkeit gesammelten Erfahrung die Anlage von Bebauungen nach Straßen, Plätzen, Freiflächen, Wasserflächen, Grünanlagen, nach Entwicklung der einzelnen Grundstücke für öffentliche, Wohn- und Gewerbe-Zwecke mit einer Ungebundenheit der Überlegung, die diese von aller, grade auf diesem Gebiete schädlich wirkenden, starren Überlieferung befreit, indem er die Richtigkeit seiner Darlegungen und Schlüsse vielfach durch Aufdecken der Mängel vorhandener Anlagen und durch Erörterung der Möglichkeit ihrer Verbesserung nachweist. Besonders ist zu betonen, daß auch die Forderungen aus den seelischen Bedürfnissen der Bewohner in so helles Licht gestellt werden, wie es bislang kaum geschehen ist. Der Abschnitt ist von warmem Gefühle für das Gemeinwohl und von richtiger Erkenntnis der Mittel zu dessen Förderung durchdrungen.

Auch Schimpff geht in dieser seiner letzten Arbeit über die Anlagen zur Befriedigung der Bedürfnisse städtischen Verkehrs von einer gründlichen Erörterung des Wesens und der Ausdehnung dieser Art des Verkehrs aus. Er behandelt dann in fünf weiteren Abschnitten die Stadt- und Vorort-Bahnen des In- und Auslandes, die Straßenbahnen, die Omnibusse, den Wasserverkehr und die Regelung des Verkehrs; die Fahrzeuge für alle Arten des Verkehrs finden eingehende Berücksichtigung, ebenso die Betriebstätten. Auch diese Bearbeitung zeichnet sich durch umfassende Vollständigkeit, Sachkunde und erschöpfende Gründlichkeit des seiner fruchtbaren Tätigkeit zum Schaden deutscher Verkehrstechnik so früh entrissenen Verfassers aus.

Schmidt bezeichnet seine Arbeit über Straßenbau als „Abriss“, bringt aber eine eingehende Darstellung der allgemeinen Grundlagen, der Linienführung, des Baues, der Reinigung der Straßen und der

Beseitigung städtischer Abfälle einschließlic der landwirtschaftlichen und gewerblichen Verwertung und der Verbrennung, so daß sich auch dieser Teil mit gutem Gleichgewichte dem Ganzen einfügt.

Das Ganze ist eine überaus wertvolle Bereicherung des technischen, wirtschaftlichen und der Fürsorge dienenden Schrifttumes; es verdient allgemeinste Beachtung und tatsächliche Auswertung.

Der Küstenkanal. Eine Schrift über die geplante Kanalverbindung von der Ems zur Unterweser. Herausgegeben vom Küstenkanal-Vereine Oldenburg, Langestraße 2. Jahresbeitrag 10 M, für Vereinigungen 100.

Die inhaltreiche und vielseitige Schrift hat den Zweck, für die Entwicklung der Wasserstraßen zwischen Ems und Weser zu werben. Es handelt sich um den Neubau der Strecken von Dörpen am Dortmund-Ems-Kanale nach Oldenburg, von da nach Wilhelmshaven, etwa von Bramsche am Mittellandkanale nach Bremen und um den Ausbau der Hunte und Weser von Oldenburg und Bremen über Elsfleth nach Bremerhaven. An eine Reihe von Aufsätzen über die Möglichkeiten des Baues, die Kosten, den Verkehr und die Wirtschaft dieser Wasserstraßen reihen sich Darstellungen in Wort und Bild über die den Hauptzweck, den Wasserverkehr, begleitende Nebenumstände, so über die Gewinnung und Verwertung der Torfmassen, über die Moorkultur, über Gewinnung von Boden für Siedlungen, über die Förderung verschiedener Großgewerbe, über die Viehzucht, über die Schaffung von Wohngelegenheiten in Heimstätten und andere der Verkehrsstraße beigeordnete Umstände.

Das Heft zeigt eindringlich, wie tief die vorgeführten Entwürfe in die Entwicklung weiter Gebiete eingreifen; es spricht beredte Worte für deren Förderung und ladet zum Eintritte in den Kreis der Förderer ein.

Die Porzellan-Isolatoren. Von Professor Dr. G. Benischke, Berlin, 1921, J. Springer, Preis 24 M.

Das Buch des in Wissenschaft und Betrieb gleich erfahrenen Verfassers behandelt in drei Abschnitten im Anschlusse an sein Werk über die „wissenschaftlichen Grundlagen der Elektrotechnik“ die allgemeinen für stromdichten Abschluß maßgebenden Gesichtspunkte, darunter Wahl, Behandlung und Leistung der Stoffe, dann die wichtigsten stromdichten Körper und deren Art der Verwendung, schließlic die Prüfung auf Dichtigkeit und Dauer. Durch das eingehende Verfolgen von Durchschlägen und der Folgen solcher, namentlich durch Aufnahme von Lichtbildern über Entstehung und Verlauf auch

der strahlenden Entladung ohne Funkenbildung, werden sichere Grundlagen für die Wahl und Anwendung der Dichtmittel aus Porzellan in seinen Arten und Zusammensetzungen gewonnen. In einer Zeit, die genötigt ist, an großzügige Netze für Starkstrom heran zu gehen, ist die sachkundige und gründliche Behandlung dieses Gegenstandes auf 94 Achelseiten besonders willkommen.

Der Eisenbahnbau. Ein Nachschlagebuch für die Praxis und ein Leitfaden für den technischen Unterricht. Von A. Schau, staatl. Baugewerkschuldirektor, Gewerbeschulrat und früherer kgl. preussischer Regierungsbaumeister des Eisenbahn- und Wasser-Baufaches. Zwei Teile in einem Bande. B. G. Teubner, Leipzig, 1920. Preis gebunden 50 M.

Der erste Teil des Bandes behandelt die allgemeinen Grundlagen des Eisenbahnwesens, die Vorschriften und Vereinbarungen und den ganzen Bau der Strecke mit den Gleisverbindungen einschliesslich der Erhaltung, der zweite die Bahnhöfe mit Signalen und Sicherungen nebst den dafür maßgebenden Gesichtspunkten des Betriebes. So ist ein Band entstanden, der in knapper Fassung und großer Vollständigkeit das ganze Gebiet des Eisenbahnbaues erschöpfend in allen Einzelteilen und mit einer großen Zahl vortrefflich ausgewählter, gezeichneter und wiedergegebener Zeichnungen behandelt, und die im Titel angeführten Ziele in der Tat erreicht. Wir können das Werk als eines der wirksamsten seines Gebietes zu eingehender Benutzung empfehlen.

Handbibliothek für Bauingenieure. Herausgegeben von R. Olzen, Geh. Regierungsrat, Professor an der Technischen Hochschule in Hannover. III. Teil. Wasserbau. 2. Band. See- und Seehafenbau von H. Proetel. Berlin, J. Springer, 1921. Preis gebunden 40 M.

Die vorliegende Bearbeitung dieses vielseitigen Gebietes behandelt die physikalischen und mathematischen Grundlagen der entwickelten natürlichen Erscheinungen des Meeres, die für den Bauingenieur maßgebend sind, sehr ausführlich, dann auch die Einzelheiten der Schiffahrtkunde und die Zeichengabe zur See. Der Hafenbau wird zunächst nach seinen allgemeinen Grundbedingungen, dann durch Vorführung und Beurteilung der eigenartigsten und berühmtesten Anlagen am Meere und an den Flussmündungen behandelt, wobei auch die Ausstattung für den Betrieb zu ihrem Rechte kommt. Den Schluss bildet die Vorführung der dem Seeverkehr dienenden Kanäle mit und ohne Schleusen.

Auch dieser Band bildet einen beachtenswerten Bestandteil des großzügigen Unternehmens.

Freitragende Holzbauten. Eine Sammlung von Vorträgen mit einem Geleitworte von Baurat Dr.-Ing. Weiß, Professor an der Technischen Hochschule in Berlin, zusammengestellt und ergänzt von C. Kersten, J. Springer, Berlin 1921. Preis 74 M.

Das vorzüglich ausgestattete Werk behandelt zunächst die allgemeinen die Verwendung, Behandlung, den Schutz und die Prüfung des Holzes betreffenden Gesichtspunkte und bringt dann hauptsächlich nach Vorträgen von Fachmännern unter Beigabe ausführlicher Zeichnungen Beschreibungen von mehr als einem Dutzend neuer Bauweisen in Holz und einiger Maschinen für die Bearbeitung. In einer Zeit, in der das Holz in weitgehendem Maße berufen ist, das Eisen zu ersetzen, ist ein Werk besonders willkommen, das eine umfassende Übersicht über die neuesten Bestrebungen gibt, die Schwächen des witterlichen Holzbaues durch neue Bauweisen zu ersetzen und so das Holz zu einem vollwertigen Baustoffe zu machen. Zwar ist noch nicht alles Mitgeteilte frei von Bedenken, die verdienstvolle Zusammenfassung des zur Zeit Erreichten ist aber die beste Grundlage weitem Fortschrittes, zumal die verschiedenen Vorschläge alle unter gesetzlichem Schutze stehen, die Aufführung der Urheber und Bezugsstellen also auch von geschäftlichem Werte ist. Wir stehen nicht an, das Buch als eine maßgebende Quelle für Entwürfe auf dem Gebiete neuesten Holzbaues zu bezeichnen.

Beitrag zur Berechnung von Mastfundamenten. Von Dr.-Ing. H. Fröhlich. Zweite erweiterte Auflage. Berlin 1921, W. Ernst und Sohn. Preis 18 M.

Die Maste für Luftleitungen sind zu beträchtlichen Bauwerken im Einzelnen angewachsen, zusammen spielen sie durch ihre Zahl

eine große wirtschaftliche Rolle, statisch zeichnen sie sich durch die Höhe der angreifenden wagerechten Kräfte aus; diese drei Umstände bedingen sorgfältigstes Durcharbeiten, das in diesem Buche für den schwierigsten Teil, die Gründung, durchgeführt wird. Die Untersuchungen beziehen sich auf alle Arten tiefer und flacher Gründung und berücksichtigen außer allen Fällen des Angriffes der Lasten innerhalb und außerhalb des Kernes namentlich auch die Frage, wie und in welchem Maße der Widerstand des umgebenden Erdreiches gegen das Kippen mit Sicherheit herangezogen werden darf. Das Buch ist ein wertvolles Hilfsmittel zur statisch und wirtschaftlich guten Ausbildung langer Luftleitungen.

Elektromechanik. Einheitliche Erklärung und Mechanik der Naturkräfte von A. Patschke, Ingenieur und Naturforscher. Berlin-Wilmersdorf, Nassauische StraÙe 27, 1921.

Der Verfasser, über dessen Einzelarbeiten wir schon berichteten*), gibt den Inhalt des vorliegenden Bandes wie folgt an. Lösung der Rätsel der Naturkräfte: Gravitation der Atome und Körper einschliesslich der Schwerkraft; Elektrizität; Magnetismus; Wärme; Licht; chemische und elektrochemische Kräfte. Lösung des Dimensionsproblems durch die Entdeckung der natürlichen, einfachen elektromechanischen Dimensionen. Das natürliche und deshalb auch einheitliche Maßsystem. Physikalische Deutung der Naturkräfte und der elektromechanischen Größen. Er sucht also ein ungeheures Gebiet der Erkenntnis zu umfassen, und zwar tut er das mit einfachen Mitteln der Mechanik und Mathematik, so daß seine Entwicklungen vergleichsweise leicht zu folgen ist. Die Schwierigkeiten des Verstehens liegen auf dem Gebiete des Einlebens in die eigenartigen Grundanschauungen. Die Ausführungen gründen sich auf Betrachtungen über den Aufbau der Atome, ihre Bewegung, ihr Gleichgewicht, ihre gegenseitigen Kraftwirkungen, die Möglichkeit gegenseitiger Durchdringung gemäß ihren Größen; aus den Ergebnissen werden die einfachen Erscheinungen der Physik erklärt. Es ist hier unmöglich, beurteilend auf die Einzelheiten der Beweisführung einzugehen, das Gesagte genügt zur Kennzeichnung der Vielseitigkeit der Anregung zum Nachdenken über viele, meist als selbstverständlich hingegenommene Erscheinungen, die der Verfasser bietet. Der Versuch des tiefen Eindringens in großenteils neue Gedankengänge kann gewiß nicht ohne Irren verlaufen und ohne Widerspruch bleiben; grade diesen sucht der Verfasser zu erwecken, indem er als Gegner Einsteins**) und als Bewerber um den Nobelpreis auftritt, sein aus langjährigem Mühen hervorgegangenes Werk der Akademie der Wissenschaften in Stockholm und allen Freunden der Naturwissenschaften widmend.

Kein Leser wird das Buch ohne nützliche Anregung aus der Hand legen, auch wenn ihm Bedenken und Einwände erweckt werden.

Neuere Methoden zur Statik der Rahmentragwerke. Von A. Straßner, Oberingenieur der Firma E. Züblin und Co., Kehl a. Rh. Zweite neubearbeitete Auflage. II. Band***). Der Bogen und das Brückengewölbe. W. Ernst und Sohn, Berlin 1921. Preis 42 M.

Auch bezüglich dieses Bandes haben wir die Durchsichtigkeit der Darstellung und das Geschick zu betonen, mit dem auch die verwickelteren Untersuchungen in vergleichsweise einfacher Fassung gebracht sind, obwohl die Behandlung des Gegenstandes auch den unbehaglicheren Grundlagen: Wärme, Ausweichen der Widerlager, ungleichmäßige Belastung, beliebige Gestalt der Wölblinie, deren Anpassung an das Gesetz der Belastung und anderen Umständen besonderer Art nicht aus dem Wege geht. Besonders Wert haben die sehr ausgedehnten Zusammenstellungen von Höhenzahlen für Einflußlinien der Momente und Kräfte für verschiedene Lastgesetze, Wölblinien und Wölbstärken, nach denen unabhängig vom Maßstabe, also der Weite, die Einflußlinien ohne Weiteres entnommen werden können.

Eine Anweisung für das Entwerfen von Gewölben und die Vorführung mehrerer Beispiele für die Benutzung des Werkes machen dieses noch besonders wirksam.

*) Organ 1921, S. 24.

**) Organ 1921, S. 24.

***) Organ 1921, S. 504.