

### Der theoretische Längenschnitt von Standseilbahnen \*).

Von Dr. Ing. v. Gruenewaldt.  
(Schluß).

#### Ballastbetrieb.

#### Ableitung der Gleichgewichtsbedingungen.

Damit die Zugkraft gleich Null wird, muß

$$P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} = 0$$

sein (s. Gleichung 2'); dies ist nur der Fall, wenn

$$P_1 = P_2 + \frac{WL}{H}$$

und zwar nur für eine bestimmte Zyklode bei der

$$2R = \frac{\left(2P_2 + \frac{WL}{H}\right)L}{4Hp}$$

ist (vergl. Gleichung 6); (bei einer anderen Bahnform würde die Zugkraft nicht konstant gleich Null bleiben).

Ist nun  $P_1 < P_2 + \frac{WL}{H}$ , so kann das Gleichgewicht durch

Hinzufügen eines Gewichtes Q (in der Regel Wasserballast) hergestellt werden, es ist dann

$$29) \dots \dots \dots P_1 + Q = P_2 + \frac{WL}{H}$$

oder

$$30) \dots \dots \dots Q = P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}$$

(entsprechend  $Q = Z \cdot \frac{L}{H}$  s. Gleichung 2').

Bei  $P_1 > P_2 + \frac{WL}{H}$  könnte dem steigenden Wagen ein

Gewicht hinzugefügt werden, um das Gleichgewicht herzustellen, es ist dies aber nicht üblich, sondern es wird dann die überschüssige Kraft abgebremst.

Die Zugkraft Null wird tatsächlich durch Ballast, also nur

bei  $P_1 \leq P_2 + \frac{WL}{H}$  erreicht, während sie andernfalls negativ wird.

Für die Fahrt mit unveränderlichem Wasserballast bei gleichbleibender Geschwindigkeit und Zugkraft 0 (Bedingung des theoretischen Längenschnitts für Ballastbetrieb) nehmen die Gleichungen 1'') und 1a'') die Form an:

$$1''') \dots 0 = P_2 \sin \beta - (P_1 + Q) \sin \alpha + p h + W$$

$$1a''') \dots 0 = P_2 \sin \alpha - (P_1 + Q) \sin \beta - p h + W,$$

woraus sich ergibt

$$3') \dots \dots \dots \sin \alpha + \sin \beta = \frac{2W}{P_1 + Q - P_2} = \frac{2H}{L}$$

$$4') \dots \dots \dots \sin \alpha - \sin \beta = \frac{2ph}{P_1 + P_2 + Q}$$

und

$$5'') \dots \dots \dots y = \frac{L(P_1 + P_2 + Q)}{4Hp} \sin^2 \tau.$$

Es ist also der theoretische Längenschnitt für Ballastbetrieb gleichfalls eine Zyklode, deren Rollkreisdurchmesser

$$2R = \frac{L(P_1 + P_2 + Q)}{4Hp} \text{ ist.}$$

\*) Von der Abteilung für Bauingenieurwesen der Technischen Hochschule Karlsruhe als Habilitationsschrift angenommen.

Für diese Zykloide gelten dieselben Beziehungen, wie für die vorstehend behandelte Zykloide bei motorischem Antrieb.

Es sind hier aber einige Besonderheiten zu beachten:

Wird in Gleichung 5'' der Wert von Q aus Gleichung 30) eingesetzt, so wird

$$5''a) \dots \dots \dots y = \frac{L \left(2P_2 + \frac{WL}{H}\right)}{4Hp} \sin^2 \tau.$$

Es ist also die Form der Zykloide unabhängig von dem Gewicht des sinkenden Wagens, und die Zyklode ist das Gleichgewichtsprofil für gleichbleibendes Gewicht des steigenden Wagens bei beliebigen Belastungen des sinkenden Wagens.

Die Form der Zyklode wird aber durch die veränderliche Grösse der Widerstände bestimmt, was bei motorischem Antrieb nicht der Fall ist, wo die Widerstände nur die Grösse der Zugkraft beeinflussen — (vergl. Gleichungen 2') und 6); hierauf hat besonders Bäseler aufmerksam gemacht. Nun ist aber die Größe von W im Verhältnis zu  $2P_2$  so geringfügig, daß man ohne wesentliche Ungenauigkeit mit einem mittleren Wert von W rechnen kann.

Beim Grenzfall — dem ganzen Zykloidenast — wird

$$\frac{L}{H} = 2 \text{ und}$$

$$pL = P_2 + P_1 + Q = 2P_2 + \frac{WL}{H} = 2P_2 + 2W$$

$$W = (P_2 + P_1 + Q) w_w + pL w_s = (P_1 + P_2 + Q) (w_w + w_s)$$

$$\text{oder} \quad W = (2P_2 + 2W) (w_w + w_s)$$

$$\text{woraus} \quad W = \frac{2P_2 (w_w + w_s)}{1 + 2(w_w + w_s)}$$

und

$$\frac{WL}{H} = \frac{2P_2 (w_w + w_s)}{0,5 + w_w + w_s};$$

werden die Werte für  $w_w$  und  $w_s$  nach Seite 393 r. o. in diese Gleichung eingesetzt, so ergibt sich

$$\frac{WL}{H} = 2P_2 \cdot \frac{0,055}{0,555} = 2P_2 \cdot 0,099,$$

werden die Werte von  $w_w$  und  $w_s$  verdoppelt, so ist

$$\frac{W_1 L}{H} = 2P_2 \cdot \frac{0,11}{0,61} = 2P_2 \cdot 0,18.$$

Eine Verdoppelung des Widerstandes würde also eine Vergrößerung von 2R um nicht ganz 10% hervorrufen — in Ausführungsfällen aber, wo nur ein kleiner Teil des Zykloidenastes verwendet wird, ganz unbedeutend sein.

Die Gleichung 3') wird unbestimmt für  $W=0$ , einem praktisch nicht vorkommenden Fall, wenn er auch theoretisch bemerkenswert ist\*); hierbei wird auch nach Gleichung 30)

$$P_1 + Q = P_2.$$

Bei  $W=0$  ist auch  $P_1 + Q = P_2$ , wie aus Gleichung 30) ohne weiteres zu ersehen ist.

Es gibt also für Ballastbetrieb bei Berücksichtigung der Reibung nur eine exakte Form des theoretischen Längenschnitts — die Zykloide.

\*) Vergl. hierzu Bäseler a. a. O. und oben S. 392 r. Sp.

**Bestimmung des Ballastes Q.**

Bei einem anderen Gewicht des steigenden Wagens  $P_2$  als dem, für das die Zykloide konstruiert wurde, ist  $Q$  natürlich nicht konstant, sondern ergibt sich rechnerisch als Funktion der Bogenlänge  $s$ . Ergibt sich hierbei eine Abnahme von  $Q$  im Laufe der Fahrt, so ist es möglich, durch Abgabe von Ballastwasser während der Fahrt  $Q$  so zu verändern, daß ein Bremsen nicht erforderlich wird. Tatsächlich sind auch Bahnen ausgeführt worden, bei denen das Ballastwasser während der Fahrt abläuft. Doch ist diese Anordnung als Ausnahme anzusehen. In der Regel bleibt der Ballast während der Fahrt unveränderlich  $Q = Q_{max}$  und die überschüssige Kraft wird abgebremst. Bei einem rechnermäßig steigenden  $Q$  ist eine andere Anordnung auch gar nicht möglich.

Für ein anderes Gewicht des steigenden Wagens  $P_2$  als das der Konstruktion der Zykloide zugrunde gelegte ergibt sich  $Q$  aus den Gleichgewichtsbedingungen:

$$\begin{aligned} (P_1 + Q) \sin \alpha &= P_2 \sin \beta + p h + W \\ (P_1 + Q) \sin \beta &= P_2 \sin \alpha - p h + W. \end{aligned}$$

In den folgenden Untersuchungen sei das Gewicht des steigenden Wagens, für das die Zykloide konstruiert ist,  $P_2'$ ; ferner  $Q' = P_2' - P_1' + \frac{WL}{H}$  und  $G = P_2' + P_1' + Q' = 2P_2' + \frac{WL}{H}$ ; weiter kann der Einfluß des sich verändernden Wagengewichtes auf den Widerstand  $W$  außer acht gelassen werden, so daß  $W$  für alle Belastungsfälle gleich angenommen wird.  $W$  konstant (vergl. oben S. 395 l. Sp.).

Aus Gleichung 1''' wird

$$31) \dots Q = \frac{P_2 \sin \beta - P_1 \sin \alpha + p h + W}{\sin \alpha} = \left[ \frac{Z}{\sin \alpha} \right].$$

Es ist nun entsprechend Gleichung 25), 20b) und 10):

$$32) \dots Q = \frac{(L - 2s) \left( \frac{pH}{L} - \frac{P_2 + P_1}{8R} \right) + \frac{H}{L} (P_2 - P_1) + W}{\frac{L - s}{4R} + \frac{8RH - L^2}{8RL}}$$

wobei

$$4R = \frac{L \left( 2P_2' + \frac{WL}{H} \right)}{2Hp} = \frac{L \cdot G}{2Hp}$$

Durch Einsetzen dieses Wertes in die Gleichung 32) ergibt sich:

$$32') \dots Q = \frac{p(L - 2s) [G - (P_2 + P_1)] + G \left( P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \right)}{p(L - 2s) + G}$$

$$32'') \dots Q = \frac{\frac{p(L - 2s)}{G} [G - (P_2 + P_1)] + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{\frac{p(L - 2s)}{G} + 1}$$

Die Gleichungen für den Anfang ( $s = 0$ ) und das Ende ( $s = L$ ) der Fahrt werden:

$$33) \dots Q_0 = \frac{\frac{pL}{G} (G - P_2 - P_1) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{1 + \frac{pL}{G}}$$

und

$$33a) \dots Q_L = \frac{-\frac{pL}{G} (G - P_2 - P_1) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{1 - \frac{pL}{G}}$$

Für die Bahnmitte ( $s = \frac{L}{2}$ ) ist stets:

$$33b) \dots Q = P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \text{ (vergl. Gleichung 30).}$$

Wie aus Gleichung 32') und 32'') ersichtlich, ist  $Q$  keine geradlinige Funktion von  $s$ , sondern eine hyperbolische.

$Q$  ist in einer nach oben konvexen Kurve abnehmend, wenn  $P_2 < P_2'$  und in einer nach oben konkaven Kurve zunehmend, wenn  $P_2 > P_2'$ .

$Q$  wird gleich Null, wenn

$$p(L - 2s) (G - P_2 - P_1) + G \left( P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \right) = 0$$

oder bei

$$34) \dots s = \frac{L}{2} + \frac{G}{2p} \frac{P_2 - P_1 + \frac{WL}{H}}{G - P_2 - P_1}$$

Ergibt sich aus dieser Gleichung  $0 < s < L$ , so wechselt  $Q$  das Vorzeichen, d. h. da ein negatives  $Q$  nicht möglich ist, so muß auch bei veränderlichem  $Q$  (durch Vermindern des Ballastes bis auf Null) während eines Teils der Fahrt die überschüssige Kraft abgebremst werden.

Ist  $P_2 < P_2'$ , so bedeutet  $s \leq 0$ , daß  $Q$  für die ganze Fahrt negativ sein müßte, und  $s \geq L$ , daß  $Q$  von Anfang bis zu Ende der Fahrt positiv bleibt. Bei  $P_2 > P_2'$  ist naturgemäß das Umgekehrte der Fall.

**Einfluß des Widerstandes auf Q.**

Es sei die Gleichgewichtskurve für einen Widerstand  $W'$  konstruiert worden; der entsprechende Ballast ist  $Q'$ .

Für einen veränderten Widerstand  $W$  und die gleiche Belastung  $P_2'$  und  $P_1'$  ergibt sich aus Gleichung 32'):

$$Q = \frac{\frac{p(L - 2s)}{G} \left( P_2' - P_1' + \frac{WL}{H} \right) + P_2' - P_1' + \frac{WL}{H}}{\frac{p(L - 2s)}{G} + 1}$$

oder

$$\frac{p(L - 2s)}{G} W' + W \cdot \frac{L}{H}$$

$$35) \dots Q = P_2' - P_1' + \frac{p(L - 2s)}{G} \cdot \frac{L}{H}$$

oder

$$35') \dots Q = Q' + \frac{W - W'}{\frac{p(L - 2s)}{G} + 1} \cdot \frac{L}{H}$$

Ist  $W > W'$ , so nimmt  $Q$  während der Fahrt zu, ist  $W < W'$ , so nimmt es ab.

(Bei der als Beispiel gewählten Kurve (s. S. 412 l. Sp.) und bei  $P_2 - P_1 = 4500$  kg beträgt die Erhöhung von  $Q$  durch Verdoppelung von  $W$  weniger als 2%).

**Bestimmung der Bremskräfte.**

Wie schon erwähnt, muß bei einem anderen Gewicht des steigenden Wagens  $P_2$  als dem der Zykloide zugrunde liegenden  $P_2'$  die überschüssige Kraft abgebremst werden; das gleiche tritt ein, wenn  $P_2 + \frac{WL}{H} < P_1$  ist, d. h. wenn  $Q$  rechnergemäß negativ werden würde.

Bei der Ermittlung der Bremskraft sind drei Fälle zu unterscheiden, und zwar:

1.  $Q$  ist durchweg kleiner als Null.

In diesem Falle ist tatsächlich kein Ballast vorhanden und die Bremskraft wird nach Gleichung 27) berechnet, wobei nur zu berücksichtigen ist, daß hier  $8R = \frac{G \cdot L}{pH}$  ist, es wird dann

$$36) \dots B_1 = \frac{H}{L} \cdot \left\{ p(L - 2s) \left( 1 - \frac{P_2 + P_1}{G} \right) + P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \right\}$$

Diese Funktion ist geradlinig in bezug auf  $s$ .

2.  $Q$  nimmt ab und erreicht während der Fahrt den Wert Null, d. h. der Ballast wird während der Fahrt bis auf Null vermindert — durch Ablassen des Wassers (wird der Wert Null nicht erreicht, so ist keine Bremsung erforderlich). Bei Beginn des Bremsens ist kein Ballast mehr vorhanden, es kann also auch in diesem Falle die erforderliche Bremskraft nach der Gleichung 36) bestimmt werden.

Hier wird  $B$  rechnerisch anfangs positiv und wechselt im Laufe der Fahrt sein Vorzeichen — augenscheinlich im selben Punkt, in dem auch  $Q$  sein Vorzeichen wechselt; dieser Umstand kann zur Kontrolle der Rechnung dienen (vergl. weiter unten Abb. 8).

3.  $Q$  nimmt theoretisch zu — d. h. tatsächlich muß der am Schluß der Fahrt erforderliche Ballast  $Q_{\max}$  von Anfang an vorhanden sein und die überschüssige Kraft wird abgebremst; oder der am Anfang erforderliche Größtballast  $Q_{\max}$  wird bei theoretisch abnehmendem  $Q$  unverändert beibehalten, auch hier muß die überschüssige Kraft während der Fahrt abgebremst werden. Im ersten Fall sinkt die Bremskraft von einem Höchstwert bei Beginn der Fahrt bis auf Null am Ende derselben, im zweiten Fall tritt das Entgegengesetzte ein.

$B_2$  wird bestimmt aus der Gleichung:

$$B_2 = P_2 \sin \beta - (P_1 + Q_{\max}) \sin \alpha + p h + W$$

oder

$$37) \dots \dots \dots B_2 = B_1 - Q_{\max} \sin \alpha.$$

$Q_{\max}$  ist entweder  $Q_0$  oder  $Q_L$ ; durch Einsetzen der entsprechenden Werte aus Gleichung 33) und 33a) erhalten wir für  $Q_0$  — Maximum

$$38) \dots \dots B_2^0 = \frac{-2s \cdot p}{G + pL} \left( G - 2P_2 - \frac{LW}{H} \right) \frac{H}{L}$$

(hier ist der Klammersausdruck positiv:

$$G - 2P_2 - \frac{LW}{H} > 0$$

oder

$$P_2' > P_2 \text{ — vergl. oben S. 410 l. Sp. u.)}$$

und für  $Q_L$  — Maximum

$$38a) \dots \dots B_2^L = \frac{L-s}{G-pL} \left( G - 2P_2 - \frac{WL}{H} \right) \cdot \frac{2H}{L}$$

(hier ist der Klammersausdruck negativ:

$$P_2' < P_2).$$

Auch  $B_2$  ist eine geradlinige Funktion von  $s$ , die ebenso wie der Radius des Rollkreises der Zykloide  $R$  unabhängig vom Gewicht des sinkenden Wagens ist.

Ermittlung des Wagengewichtes  $P_2$ , das der Konstruktion der Zykloide zugrunde zu legen ist.

Es ist noch zu erwägen, welches Gewicht  $P_2$  der Konstruktion der Zykloide zugrunde zu legen ist.

Eine für maximales  $P_2$ , d. h. für den voll beladenen steigenden Wagen berechnete Zykloide hat, wie aus dem vorhergehenden ersichtlich ist, wesentliche Vorzüge:

Bei  $P_2'_{\max}$  nimmt  $Q$  für alle anderen Belastungen während der Fahrt ab, es kann also nie der Fall eintreten, daß der Ballast zu gering bemessen wird und der Wagen während der Fahrt stehen bleibt, was bei steigendem Ballastbedarf  $Q$  möglich wäre; auch kann bei sinkendem  $Q$ , falls erforderlich, das Wasser während der Fahrt abgelassen werden, wodurch die Bremskraft auf ein Minimum reduziert wird, oder überhaupt nicht notwendig wird (wenn bis zum Ende der Fahrt  $Q > 0$  bleibt).

Bei maximalen  $P_2'$  ergibt sich auch der größte konstante Ballast

$$Q'_{\max} = P_2'_{\max} - P_1'_{\min} + \frac{WL}{H}.$$

Es ist jetzt noch nachzuweisen, daß das veränderliche  $Q_{\max}$  in keinem Fall größer werden kann als  $Q'_{\max}$ , daß dieses also den Höchstwert des Ballastbedarfs überhaupt und da es konstant ist, gleichzeitig den kleinsten möglichen Höchstwert darstellt, womit auch das Minimum des Behälterinhalts bestimmt ist.

Die allgemeine Gleichung für  $Q$  lautet:

$$Q = \frac{p(L-2s)[G - (P_2 + P_1)] + G \left[ P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \right]}{G + p(L-2s)}$$

Ist nun  $Q < Q'_{\max}$ ?

$$G = P_2_{\max} + P_1_{\min} + Q'_{\max}.$$

Wir können die Ungleichung schreiben:

$$p(L-2s)[Q'_{\max} + (P_2_{\max} + P_1_{\min}) - (P_2 + P_1)] + G \left( P_2 - P_1 + \frac{WL}{H} \right) < p(L-2s)Q'_{\max} + G \cdot Q'_{\max}$$

oder

$$\frac{p(L-2s)}{G} [(P_2_{\max} - P_2) + (P_1_{\min} - P_1)] + P_2 - P_1 < P_2_{\max} - P_1_{\min}$$

oder

$$\frac{p(L-2s)}{G} [(P_2_{\max} - P_2) - (P_1 - P_1_{\min})] < (P_2_{\max} - P_2) + (P_1 - P_1_{\min}).$$

$(P_2_{\max} - P_2)$  und  $(P_1 - P_1_{\min})$  sind positiv, es ist also die rechte Seite der Ungleichung auch positiv. Ist der Ausdruck in der eckigen Klammer gleichfalls positiv, so ist die linke Hälfte der Ungleichung kleiner als die rechte, da

$$1 > \frac{p(L-2s)}{G} > -1 \text{ ist.}$$

Ist der Ausdruck in der eckigen Klammer negativ, so ergibt sich sein negativer Höchstwert für  $P_2 = P_2_{\max}$  und  $P_1 = P_2_{\max}$  zu  $-(P_2_{\max} - P_1_{\min})$ . Es wird in diesem Falle die rechte Hälfte der Ungleichung zu  $(P_2_{\max} - P_1_{\min})$  und die Ungleichung nimmt die Form an:

$$-\frac{p(L-2s)}{G} (P_2_{\max} - P_1_{\min}) < P_2_{\max} - P_1_{\min}$$

oder

$$-\frac{p(L-2s)}{G} < 1 \text{ (beim ganzen Zykloidenast für}$$

$$s = L \text{ wird } -\frac{p(L-2s)}{G} = 1).$$

Es ist also  $Q$  stets kleiner als  $Q'_{\max}$  und dieser Wert daher bestimmend für das Höchstmaß des Ballasts und des Wasserbehälters.

Die für  $P_2$  gleich dem Gewicht des voll beladenen Wagens berechnete Zykloide ergibt also die für alle vorkommenden Möglichkeiten günstigsten Bedingungen.

Der theoretische Längenschnitt für eine Standseilbahn mit Ballastbetrieb ist somit eine Zykloide mit der Scheiteltgleichung:

$$y = \frac{\left( 2P_2_{\max} + \frac{WL}{H} \right) L}{4Hp} \sin^2 \tau.$$

In Abb. 8 sind (auf Grund der gleichen Annahmen wie für motorischen Betrieb in Abb. 6) die rechnerischen Ballast- und Bremskraftgrößen für nach  $P_2 = 11500$  kg und  $P_2 = 7000$  kg konstruierte Zykloiden und für folgende Belastungsfälle aufgetragen:

$P_2 = 11500$ kg	$P_1 = 11500$ kg
$P_2 = 11500$ kg	$P_1 = 7000$ kg
$P_2 = 9250$ kg	$P_1 = 9250$ kg
$P_2 = 7000$ kg	$P_1 = 7000$ kg
$P_2 = 7000$ kg	$P_1 = 11500$ kg.

Die Darstellung bestätigt anschaulich das oben Ausgeführte:

Wir sehen, daß der erforderliche Ballast bei der 7000 kg-Zykloide wesentlich größer ist, als bei der 11500 kg-Zykloide; wir sehen, daß bei der ersten Zykloide die  $Q$ -Linie ansteigt,

also ständig gebremst werden muß und die Gefahr ungenügenden Gewichtsausgleichs besteht. (Wenn sich hierbei positive Werte von Q ergeben — negative sind nicht aufgetragen — so kommen nur die Bremskräfte  $B_2$  in Betracht.)

Bei der 11500 kg-Zykloide ist der Ballastbedarf bei allen Belastungen wesentlich kleiner als bei der 7000 kg-Zykloide, die Q-Kurven fallen und unterscheiden sich nur wenig von geraden Linien. Es sind hier gegebenenfalls stets die Bremskräfte  $B_1$  anwendbar.

Es sei darauf hingewiesen, daß die Bremskräfte B bei den für Ballastbetrieb konstruierten Zykloiden nie konstant sind, auch in dem Fall nicht, daß der theoretische negative

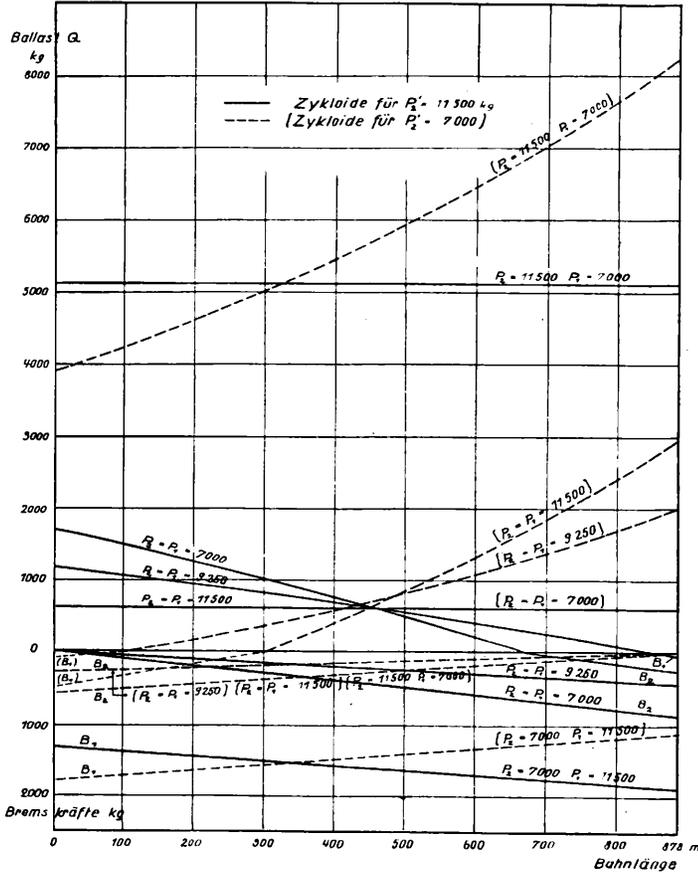


Abb. 8.

Ballast konstant wäre. Es erklärt sich dies ohne weiteres aus dem Unterschied in der Gleichung der Zykloiden für Ballast- und motorischen Betrieb. (Eine konstante Bremskraft auf einer Ballastbahn wäre nur in dem Fall denkbar, daß  $2P_2' + \frac{WL}{H} = P_2' + P_1$  wäre, dann ist aber  $Q' = P_2' - P_2 - \frac{WL}{H} + \frac{WL}{H} = 0$  und also auch  $B_1 = 0$ ).

In Abb. 9 sind für die 11500 kg-Zykloide die Werte von Q und  $B_{1min}$  und  $B_{2min}$  für verschiedene Werte von  $P_1$  über  $P_2$  aufgetragen.

Hier ist stets  $Q_0 > Q_L$ , nur für  $P_2 = 11500$  wird  $Q_0 = Q_L$ .

Es sind hier auch die Werte von  $Q' = P_2' - P_1 + \frac{WL}{H}$  für  $P_1 = 7000$  kg und  $P_1 = 8000$  kg aufgetragen, um zu zeigen, um wieviel  $Q_{11500}$  von  $Q'$  abweicht.

Die Ordinaten-Abschnitte zwischen der  $Q_0$ - und der  $Q_L$ -Linie zeigen die Schwankungen im Verlauf des theoretischen Ballastbedarfs während der Fahrt an.

Die Werte für andere Belastungen des sinkenden Wagens  $P_1$  werden durch geradlinige Interpolation gefunden.

Andere Gleichgewichtskurven \*).

Es ist oben gezeigt worden, daß bei  $P_1 = P_2$  für motorischen Antrieb und für  $P_1 + Q = P_2$  für Ballastbetrieb (im letzteren Falle muß  $W = 0$  sein, im ersteren ist dann  $Z = W$ ) die einzige die Gleichgewichtskurve bestimmende Gleichung ist:

$$\sin \alpha - \sin \beta = \frac{2p}{2P} \cdot h$$

( $P_1 = P_2 = P$  bzw.  $P_1 + Q = P_2 = P$ )

durch Gleichsetzen von  $\frac{P}{p} = m$  wird

$$h = m (\sin \alpha - \sin \beta).$$

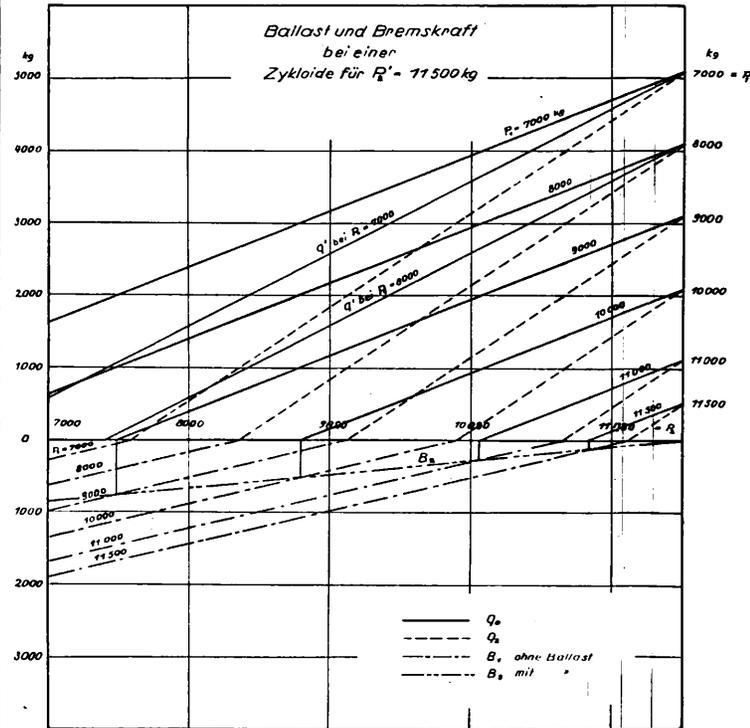


Abb. 9.

Hiernach ergibt sich als einfachste allgemeine Gleichung der Gleichgewichtskurve:

39)  $y = m \sin \tau.$

Es ist dies die Gleichung der Traktrix: für die ferner gilt:

$$\frac{dy}{ds} = -\sin \tau = -\frac{y}{m}.$$

40)  $x = m (\ln \operatorname{ctg} \frac{\tau}{2} - \cos \tau) = \frac{m}{2} \ln \left( \frac{m + \sqrt{m^2 - y^2}}{m - \sqrt{m^2 - y^2}} \right) - \sqrt{m^2 - y^2}$

41)  $s = m \ln \left( \frac{1}{\sin \tau} \right) = m \ln \left( \frac{m}{y} \right) - \text{vom Punkt } \begin{matrix} x=0 \\ y=m \end{matrix}$

42)  $\rho = m \operatorname{ctg} \tau = \frac{m \sqrt{m^2 - y^2}}{y}$

und

43)  $\sin \tau = e^{-s/m}.$

44)  $y = m e^{-s/m}.$

Bezogen auf den Anfangspunkt der Kurve A ergeben bei (siehe Abb. 10):

$$\begin{aligned} y &= y_1 - y_a \\ x &= x_a - x_1 \\ s &= s_a - s_1 \end{aligned}$$

die Gleichungen:

45)  $y = m (\sin \tau - \sin \beta_1)$

\*) Wegen der Ableitung der Gleichgewichtskurven für  $P_1 = P_2 = P$  vergl. auch Kruppa: „Das Gleichgewichtsprofil einer Standseilbahn“ in Zeitschr. für angew. Mathematik und Mechanik 1926.

46) . . .  $x = m (\ln \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} - \cos \beta_1 - \ln \operatorname{ctg} \frac{\tau}{2} + \cos \tau)$

47) . . . . .  $s = m \ln \frac{\sin \tau}{\sin \beta_1}$

Es ist hier ferner (aus Gleichung 47) und 45)

48) . . . . .  $\sin \beta_1 = \frac{H}{m(e^{L/m} - 1)}$   
und

49) . . . . .  $\sin \tau = e^{s/m} \sin \beta_1 = \frac{H e^{s/m}}{m(e^{L/m} - 1)}$

Die Traktrix ist steiler als die Zyклоide, sie liegt also im unteren Teil der Bahn über, im oberen Teil unter der Zyклоide.

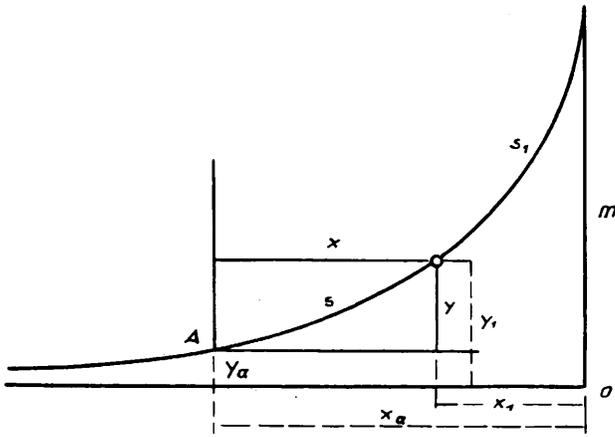


Abb. 10.

Für die Traktrix wird aus

$$Z = P_2 \sin \beta - P_1 \sin \alpha + p h - W$$

wo

$$h = y'' - y = m (\sin \alpha - \sin \beta) = \frac{H \left( e^{\frac{L-s}{m}} - e^{s/m} \right) *}{e^{\frac{L}{m}} - 1}$$

$$Z = P_2 e^{s/m} \sin \beta_1 - P_1 e^{\frac{L-s}{m}} \sin \beta_1 + m p \left( e^{\frac{L-s}{m}} - e^{s/m} \right) \sin \beta_1 + W$$

$m p = P'$  ist das der Konstruktion der Traktrix zugrunde gelegte Wagengewicht

50) . . .  $Z = \frac{H}{m \left( e^{\frac{L}{m}} - 1 \right)} \left[ e^{s/m} (P_2 - P') + e^{\frac{L-s}{m}} (P' - P_1) \right] + W$

Es ist dies nicht nur keine geradlinige Funktion von s, sondern eine ziemlich unbequeme Exponentialfunktion.

Es hat also keinen Zweck, an Stelle der Zyклоide die Traktrix als Gleichgewichtsprofil zu nehmen, um so mehr, als die Traktrix nur sehr wenig von einer für die gleichen Verhältnisse konstruierten Zyклоide abweicht. Außerdem ergibt die Traktrix für motorischen Antrieb eine konstante Zugkraft Z nur für die eine Belastung  $P_2 = P_1 = P$ , während für alle anderen Fälle Z veränderlich wird. Beim Ballastbetrieb ist die Traktrix für  $W = 0$  als Gleichgewichtsprofil allgemein gültig, da Q (bei  $P_1 < P_2$ ) stets so gewählt werden kann, daß

$$P_1 + Q = P_2;$$

die Annahme  $W = 0$  ergibt aber, wenn der Unterschied zwischen  $P_1$  und  $P_2$  nicht sehr groß ist, für Q überaus ungenaue (zu kleine Werte), da ja richtig

$$Q = P_2 - P_1 + \frac{W L}{H}$$

\* s ist die Bogenlänge vom Kurvenanfang bis zum steigenden Wagen — entsprechend  $\sin \beta$ .

Da nun noch die Traktrix für die Berechnungen wesentlich unbequemer ist, als die Zyклоide, so hat es keinen Zweck, die Traktrix statt der Zyклоide als Gleichgewichtsprofil zu wählen.

(Noch weniger Zweck hat es natürlich, die Traktrix durch die Diokleische Kissoide zu ersetzen, wie das Peter vorgeschlägt\*), wodurch die Rechnung in jedem Fall ungenau und auch nicht einfacher wird, da für diese allerdings in Kartesischen

Koordinaten algebraische Kurve  $\left( y^2 = \frac{x^3}{2r - x} \right)$

$$s = r \int_0^x \frac{1}{2r - x} \sqrt{\frac{8r - 3x}{2r - x}} dx \text{ wird,}$$

woraus bei

$$2r = a \text{ und } z^2 = \frac{4a - 3x}{a - x}$$

$$s = a (z - 2) + \frac{a\sqrt{3}}{2} \ln \frac{(z - \sqrt{3})(2 + \sqrt{3})}{(z + \sqrt{3})(2 - \sqrt{3})} \text{ wird**),}$$

was nicht gerade bequem zur Durchführung von Berechnungen erscheint. Zur Ermittlung von  $\sin \tau = \frac{dy}{ds}$  ist noch eine weitläufige Rechnung erforderlich, die hier wohl unterlassen werden kann).

Die Traktrix hat allerdings eine bemerkenswerte Eigenschaft, auf die Bäseler hingewiesen hat — für die zugrunde gelegte Belastung bleibt die größte Seilspannung (auf Zug) konstant, allerdings nur bei unveränderlichem Widerstand.

Die Seilspannung ist:

$$S = P_2 \sin \tau + p (H - y) + W$$

oder in den ursprünglichen Koordinaten:

$$S = P_2 \sin \tau + p (y_L - y) + W$$

Hier ist  $W = P_2 w_w + p \cdot w_s \cdot (L - s)$ .

Für die Traktrix ergibt sich:

$$S = P e^{s/m} \sin \beta_1 + p \left( e^{\frac{L}{m}} - e^{s/m} \right) m \sin \beta_1 + W$$

oder da  $m = \frac{P}{p}$

$$S = P e^{\frac{L}{m}} \sin \beta_1 + W = \frac{H p \cdot e^{\frac{L}{m}}}{e^{\frac{L}{m}} - 1} + W$$

Es ist also die größte Seilspannung konstant, aber nur bei Vernachlässigung der Veränderung von W oder für  $W = 0$ .

Unter der gleichen Voraussetzung ( $P_1 = P_2 = P$ ) ist bei der Zyклоide:

51) . . .  $S = \frac{H}{L} \left[ P + \frac{pL}{2} + \frac{p^2 s}{2P} (L - s) \right] + W$

Es ist also die Spannung am Anfang der Fahrt gleich groß wie am Ende; während der Fahrt nimmt die Spannung zuerst zu und erreicht bei  $s = \frac{L}{2}$  ihr Maximum, um dann bis

zum Schluß der Fahrt wieder symmetrisch bis zum Anfangswert zu fallen. Der Unterschied zwischen  $S_{\max}$  und  $S_0$  oder  $S_L$  ist so gering, daß er vernachlässigt werden kann, was um so mehr zulässig ist, als die Annahme W konstant sowieso nicht zutrifft.

Auch in dieser Beziehung ist also die Zyклоide keineswegs ungünstiger als die Traktrix; bei Berücksichtigung der Reibung ist die Veränderung der Spannung bei der Zyклоide nicht größer als bei der Traktrix, wie aus dem Beispiel Abb. 11 für  $P = 9250 \text{ kg}$  und die übrigen Annahmen wie bei den vorhergehenden Beispielen ohne weiteres ersichtlich ist.

Für den Fall des reibungslosen Ballastbetriebes und damit auch für Motorbetrieb bei  $P_2 = P_1$  sind von Meissner\*\*\*) und

\*) Schweizer Bauzeitung, Bd. 83.

\*\*) Vergl. Loria: Die algebraischen Kurven.

\*\*\*) Schweizer Bauzeitung 1909, Bd. 54.

eingehender von Bäseler\*) verschiedene Bahnformen als Gleichgewichtsprofil nachgewiesen worden.

Bei dem Koordinatenanfang in der Bahnmitte kann die Gleichung:

$$\sin \alpha - \sin \beta = \frac{1}{m} h$$

geschrieben werden:

$$\left(\frac{dy}{ds}\right)_{(+s)} - \left(\frac{dy}{ds}\right)_{(-s)} = \frac{1}{m} (y_{(+s)} - y_{(-s)})$$

woraus

$$\left(\frac{dy}{ds}\right)_{(+s)} - \frac{1}{m} y_{(+s)} = \frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y_{(-s)}$$

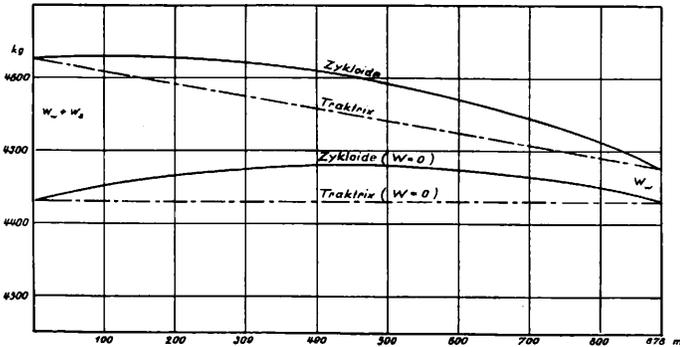


Abb. 11.

Sollen beide Seiten der Gleichung durch eine analytische Funktion dargestellt werden, so muß die Bedingung erfüllt sein, daß der Ausdruck  $\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y$  für  $+s$  und  $-s$  den gleichen Wert ergibt.

Dieser Bedingung genügt die transzendente Funktion

$$52) \dots y = \frac{H}{e^{\frac{L}{2m}} - e^{-\frac{L}{2m}}} (e^{\frac{s}{m}} - 1) = \frac{H}{2 \operatorname{sh} \frac{L}{2m}} (e^{\frac{s}{m}} - 1).$$

Es ist dies die Gleichung der Traktrix bezogen auf den Kurvenmittelpunkt.

Ferner genügen der Bedingung sämtliche algebraische Funktionen, für die der Ausdruck  $\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y$  nur gerade Potenzen von  $s$  enthält. Die einfachste dieser Funktionen ist die quadratische Funktion

$$53) \dots y = \frac{H}{L} \left( s + \frac{s^2}{2m} \right),$$

welche die Zyklode darstellt.

Die allgemeine Form der stetigen Gleichgewichtskurven für reibungslosen Betrieb wird durch die Gleichung bestimmt:

$$54) y = a_1 s \left( 1 + \frac{s}{2m} \right) + a_3 s^3 \left( 1 + \frac{s}{4m} \right) + a_5 s^5 \left( 1 + \frac{s}{6m} \right) \dots$$

wobei die Koeffizienten aus der Bedingung  $y_e - y_a = H$  und gegebenen Geländepunkten bestimmt wurden.

Wegen der Ableitung dieser Kurven vergl. Bäseler a. a. O. Sieht man vom Verlangen der Stetigkeit der Kurvenfunktion ab, so kann man die eine Hälfte der Gleichung als beliebige Funktion von  $s$  wählen

$$\frac{dy}{ds} - \frac{1}{m} y = f(s),$$

wobei zur Bestimmung der Integrationskonstanten die Bedingung dient, daß die durch die beiden Hälften der Gleichung ausgedrückten Kurven durch den Koordinatenanfangspunkt gehen; sollen sie stetig aneinanderschliessen, so müssen sie in diesem Punkte noch eine gemeinsame Tangente haben.

\*) a. a. O.

Die einfachste Funktion ist eine gerade Linie, die durch den Koordinatenanfangspunkt geht und mit der  $x$ -Achse den Winkel  $\gamma$  einschließt. Bildet die Gerade den unteren Teil der Bahn, so wird der obere durch eine Kurve gebildet, deren Gleichung lautet:

$$y = 2m \sin \gamma (e^{s/m} - 1) - s \sin \gamma;$$

damit der Anschluß stetig ist, muß weiter sein

$$\sin \gamma = \frac{H}{2m} \cdot \frac{1}{e^{\frac{L}{2m}} - 1}$$

es ist dann

$$y = H \frac{e^{s/m} - 1}{e^{\frac{L}{2m}} - 1} - \frac{s H}{2m (e^{\frac{L}{2m}} - 1)}$$

Die Abszisse  $x$  ergibt sich für diese Kurve nach einer langwierigen Integration als ein so komplizierter Ausdruck, daß er für praktische Zwecke kaum in Betracht kommt.

Diese Angaben zeigen, daß es möglich ist, bei Vernachlässigung der Reibung für Ballastbetrieb theoretisch ein Gleichgewichtsprofil nahezu jedem Gelände anzupassen. Praktisch wird es nicht immer möglich sein, da sich dabei Ausdrücke ergeben werden, die sich nicht integrieren lassen. Außerdem gibt, wie schon oben (Seite 413 I. Sp.) dargelegt, die Vernachlässigung der Reibung u. U. Veranlassung zu großen Ungenauigkeiten.

Für motorischen Betrieb kommen alle diese Profile überhaupt nicht in Betracht, da sie hier nur für den einen bestimmten Belastungsfall  $P_1 = P_2 = P$  Gültigkeit haben, und für alle anderen Belastungsfälle große Schwankungen der Zugkraft ergeben, die durch sehr umständliche und schwierige Berechnungen ermittelt werden müßten.

Es bleibt also als idealer theoretischer Längenschnitt nur die Zyklode mit dem Rollkreisdurchmesser

$$2R = \frac{L (P_2 + P_1)}{4 H p} \text{ für Motorbetrieb und}$$

$$2R = \frac{L \left( 2 P_2 + \frac{WL}{H} \right)}{4 H p} \text{ für Ballastbetrieb,}$$

wo  $P_2$  das Gewicht des vollbeladenen steigenden Wagens,  $P_1$  das Gewicht des leeren sinkenden Wagens ist.

**Nutzanwendungen.**

Der theoretische Längenschnitt wird sich in praxi wohl kaum je erreichen lassen, stets werden mehr oder weniger große Abweichungen von ihm vorkommen. Es fragt sich nun, wie man im gegebenen Fall am besten vorgeht.

Klar ist, daß der Längenschnitt womöglich von unten nach oben steiler werden soll. Normalerweise wird er sich aus Geraden zusammensetzen, die durch Kreis- oder Parabelbogen (besser noch Kettenlinienbogen) miteinander verbunden sind.

Man wird zweckmäßig zunächst für die gegebenen Endpunkte und Belastungsverhältnisse eine oder mehrere theoretische Längenschnitte konstruieren (mit verschiedenen  $L_1$  \*), um damit einen Anhalt zu gewinnen, wie die Bahn am besten verlaufen würde. Dann wird man versuchen, in einem Höhen-schichtenplan eine Linie einzutragen, die einem dieser Längenschnitte nahekommt und dabei möglichst geringe Erdarbeiten und Bauwerke erfordert.

Diese Linienführung wird wohl stets eine im Grundriß vielfach gebrochene Linie ergeben; sie wird um so schwieriger zu bestimmen sein, je mehr das natürliche Profil des Berges

\*) Sind zur Überwindung eines gegebenen Höhenunterschiedes  $H$  verschiedene Linienführungen möglich, so kann man die Zyklode für eine bestimmte Höchststeigerung  $a$ , oder mittlere Steigung  $\gamma$  ermitteln (vergl. S. 393).

vom theoretischen Längenschnitt abweicht, z. B. wenn es nach oben konvex ist.

Hat man diese Linie in der Horizontalen ausgeglichen, wobei Radien bis zu 75 m und kleiner zulässig sind (obwohl bis jetzt bei Bahnen für Personenverkehr noch nicht angewandt), und hat man die Linie abgesteckt und in der Natur nachgeprüft, so werden auf Grund dieses Längenschnittes die Leistungsdiagramme über der Bahnlänge entworfen.

Hierbei ergeben sich die Zugkräfte bei motorischem Betrieb zu

$$55) \dots Z = P_2 \sin \tau_2 - P_1 \sin \tau_1 + ph + w,$$

wo  $\tau_2$  der Neigungswinkel der Bahn beim steigenden Wagen,  $\tau_1$  beim sinkenden Wagen ist — die übrigen Bezeichnungen wie oben (+ph gilt für  $P_2$  in der unteren, — ph für  $P_2$  in der oberen Bahnhälfte).

Dann wird man versuchen, die größten Spitzen des Diagramms zu mildern, indem man an den betreffenden Stellen die Linie in der vertikalen oder horizontalen Richtung (meist wohl in beiden) verschiebt, so weit es möglich ist, ohne die Arbeiten merklich zu vergrößern.

Es muß darauf hingewiesen werden, daß bei motorischem Betrieb die Form des Längenschnittes nur eine verhältnismäßig untergeordnete Bedeutung hat. Wünschenswert ist es natürlich, daß die Antriebsmaschinen nicht unnötig groß werden, doch spielt dieses bei der an sich meist geringen Stärke der Motoren für Seilbahnen keine ausschlaggebende Rolle.

Solange das ganze Diagramm positiv bleibt, ist die Gesamtarbeit stets die gleiche

$$A = (P_2 - P_1) H + WL,$$

wobei von der geringen Änderung des Reibungswiderstandes WL infolge von Längenänderungen abgesehen werden kann (vergl. oben S. 392 l. Sp.). Hier kommt nur in Betracht, daß bei Strombezug von auswärts bei sehr starken Belastungsschwankungen ein höherer Strompreis verlangt werden könnte, als bei gleichmäßiger Entnahme. Bei eigener Krafterzeugung kommt nur die etwas größere Maschinenanlage und u. U. ein schlechterer Wirkungsgrad in Betracht, was aber beides kaum von maßgebender Bedeutung sein wird.

Ist das Diagramm rein negativ und die überschüssige Kraft wird mechanisch abgebremst, so bedingt eine Unregelmäßigkeit des Diagramms nur stärkere Bremsen und verlangt mehr Aufmerksamkeit vom Bedienungspersonal.

Ist das Diagramm teils positiv, teils negativ, so bedeutet das naturgemäß einen Mehraufwand an Arbeit, da

$$56) \dots A = A_{\text{pos}} - A_{\text{neg}}:$$

diese Mehrarbeit wird um so größer, je größer  $A_{\text{neg}}$  ist. Aber auch dieser Übelstand kann, besonders bei eigener Kraftanlage, durch elektrische Nutzbremse\*) bis zu einem gewissen Grade wenigstens unschädlich gemacht werden.

Ist  $\eta_b \approx 75\%$  der Nutzeffekt der elektrischen Nutzbremse und  $\eta_m \approx 80\%$  der Wirkungsgrad des Motors, w der Fahrwiderstand (umgerechnet auf die Einheit des Wagen gewichts) und  $i$  die jeweilige Steigung in  $\%$ , so ergibt eine Bremskraft B eine verfügbare Zugkraft Z

$$57) \dots Z = \frac{(i-w) \eta_b \eta_m}{i+w} B.$$

Bei den steilen Bergbahnen kann  $i-w \approx i+w$  gesetzt werden; es wird dann

$$57a) \dots Z \approx 0,60 B,$$

so daß man in diesem Fall setzen kann

$$56a) \dots A = A_{\text{pos}} - 0,40 A_{\text{neg}}.$$

Immerhin ist es wünschenswert, den negativen Teil des Leistungsdiagramms möglichst klein zu halten.

\*) Vergl. Seefehlner: Elektrische Zugförderung, II. Aufl., S. 212.

Bisher wurde vorausgesetzt, daß die Geschwindigkeit während der ganzen Dauer der Fahrt gleichbleibend ist, so daß die Leistung sich proportional der Zugkraft verändert. Nun ist es aber durchaus möglich, die Geschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade zu ändern und damit die Schwankungen der Leistung in wesentlich engeren Grenzen zu halten, als die Schwankungen der Zugkraft.

Man hat also, wie ersichtlich, ziemlich große Freiheit bei der Wahl des Längenprofils für eine Standseilbahn mit motorischem Antrieb. Es ist aber darauf zu achten, daß nicht unnötige Leistungsschwankungen zugelassen werden und darum ist es wichtig, den theoretischen (idealen) Längenschnitt zu kennen, und notwendig zu versuchen, sich ihm nach Möglichkeit anzupassen.

Von größerer Bedeutung ist die Form des Längenschnittes für die Bahnen mit Ballastbetrieb, für die ja auch ursprünglich die Untersuchungen über das zweckmäßigste Profil angestellt worden sind. Allerdings wird heutzutage Ballastbetrieb nur noch in seltenen Fällen angewandt werden, wo eben die Verhältnisse ganz besonders günstig dafür liegen. Von den früher in größerer Zahl ausgeführten Ballastbahnen sind in den letzten Jahren viele auf elektrischen Betrieb umgebaut worden und es werden noch manche folgen.

Der Vorgang der Linienführung ist hier der gleiche wie bei den Bahnen mit motorischem Antrieb. Die erforderlichen Ballastgrößen und Bremskräfte werden nach den Gleichungen

$$58) \dots Q = \frac{P_2 \sin \tau_2 + ph + W}{\sin \tau_1} - P_1$$

und

$$59) \dots B = P_2 \sin \tau_2 - (P_1 + Q_{\text{max}}) \sin \tau_1 + ph + W$$

ermittelt und danach die Linienführung so geändert, daß Spitzen der Q- und B-Diagramme nach Möglichkeit vermieden werden, da sie einen unnützen Wasserverbrauch und direkten Energieverlust bedeuten, ebenso größere Wasserbehälter an den Wagen bedingen. Elektrische Nutzbremse wird wohl hier nie angewandt werden, da, wenn schon elektrische Einrichtungen vorgesehen werden, besser vollständig elektrischer Betrieb eingerichtet wird.

Weiter ist es dringend erwünscht, daß das  $Q_{\text{max}}$  zu Beginn der Fahrt auftritt, damit nicht bei zu geringem Ballast der Wagen während der Fahrt zum Stillstand kommt. Damit  $Q_0 = Q_{\text{max}}$  wird, muß für jede Wagenstellung (vergl. Gleichung 31)

$$60) \dots \frac{pH+W}{\sin \alpha_1} - \frac{ph+W}{\sin \alpha} > P_2 \left( \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} - \frac{\sin \beta_1}{\sin \alpha_1} \right)$$

sein, wo  $P_2$  das größte zu hebende Wagengewicht, also den vollbeladenen Wagen darstellt.

Wie ersichtlich, ist für Bahnen mit Ballastbetrieb die Form des Längenschnittes entschieden von Bedeutung und man wird daher solche Bahnen nur dann anlegen, wenn entweder der Wasserverbrauch bloß eine sehr geringe Rolle spielt, Wasser also genügend vorhanden ist und nicht zweckmäßiger in einem Kraftwerk verbraucht wird, das z. B. außer dem Bahnbetrieb noch zur Licht- und Kraftversorgung dient, oder wo es möglich ist, den tatsächlichen Längenschnitt gut dem theoretischen Längenschnitt anzupassen.

Hier ist noch folgendes zu beachten: Wenn in der Regel  $P_2$  wesentlich größer als  $P_1$  ist und dies Verhältnis sich nur wenig ändert, kann der Reibungswiderstand vernachlässigt und ein Längenschnitt nach Gleichung 54) ermittelt werden. Allerdings wird das meist mit recht schwierigen Rechnungen verbunden sein. Immerhin ist diese Möglichkeit im Auge zu behalten, obwohl sie nur in den seltensten Fällen gegeben sein wird.

Der ideale Längenschnitt bleibt in jedem Falle die Zykloide.

**Bemerkung.**

**Der theoretische Längenschnitt beim Vierwagensystem.**

In vorstehender Arbeit ist die allgemein übliche Anordnung der Standseilbahn mit zwei pendelnden Wagen behandelt worden.

Czitary hat kürzlich in einem fesselnden Aufsatz\*) nachgewiesen, daß beim Vierwagensystem, wie es bisher einmalig bei der steirischen Erzbergbahn\*\*) zur Anwendung

\*) Die Bautechnik 1925, S. 441.

\*\*) Zeitschrift des Österr. Ingenieur- und Architekten-Vereins 1925, S. 103.

**Das Lokomotivstufengetriebe \*).**

Von Prof. Dr. Ing. E. h. G. Lomonossoff, Cambridge.

Die Aufgabe des Stufengetriebes. Der Hauptunterschied eines Dieselmotors gegenüber einer Dampfmaschine besteht, wie bekannt, darin, daß er nur bei einer solchen Kolbengeschwindigkeit arbeiten kann, bei der eine Zündung möglich ist. Das bedeutet, daß der Dieselmotor nicht unter Last anlaufen kann, sondern leer angelassen werden muß. Aus diesem Grunde muß sogar bei der Anwendung einer unmittelbaren Übertragung zwischen dem Dieselmotor und den Rädern eine Kupplung vorgesehen sein, die ein Trennen des Motors und der Räder ermöglicht.

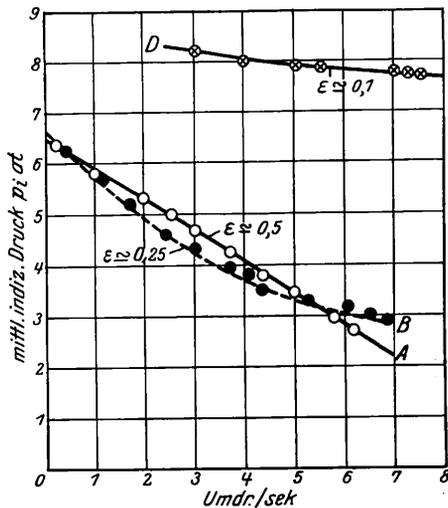


Abb. 1.

Beziehungen zwischen mittlerem indiziertem Druck und Drehzahl.

Eine zweite, nicht minder wichtige Eigenart des Dieselmotors besteht darin, daß sein mittlerer indizierter Druck bei einer bestimmten Zylinderfüllung fast unveränderlich ist, während dieser Druck bei Dampfmaschinen mit wachsender Drehzahl stark sinkt. Abb. 1 veranschaulicht dies sehr klar, die Kurve A bezieht sich auf die russische 2C Verbundlokomotive, die Kurve B auf eine 2C Zwillinglokomotive (beide mit Überhitzung) und die Kurve D auf einen MAN-Dieselmotor, wie er auf den beiden russischen Diesellokomotiven sowie auf der Druckluft-Diesellokomotive der Reichsbahn verwendet ist. Infolge dieses Umstandes ist bei Dampflokomotiven außerhalb der Adhäsionsgrenzen die Leistung mehr oder weniger unveränderlich, während sie bei Diesellokomotiven fast proportional der Geschwindigkeit wächst. Dies wäre unter gewissen Vorbehalten für Schnellzugdienst noch zulässig, jedoch unbedingt unzulässig ist dies beim Güterzugdienst. Bei Güterzuglokomotiven beträgt die Geschwindigkeit  $V_e$ , bei der die höchste Zugkraft aus der Adhäsion noch ausgenutzt werden kann und nach der das Gewicht der Güterzüge in der Regel festgelegt wird, etwa  $\frac{1}{3}$  der Höchst-

\*) Vergl. auch den Aufsatz Organ 1926, S. 193.

gekommen ist, bei gegebenem Profil der einen Bahnhälfte das Profil der anderen Bahnhälfte so ermittelt werden kann, daß unter bestimmten Voraussetzungen für jede Wagenstellung das Gleichgewicht vorhanden ist.

In allgemeiner Form lassen sich die Bedingungsgleichungen hierfür nicht lösen — es ist dies nur für einige Fälle und auch dann nur auf Grund vereinfachender Annahmen möglich.

Da in der angedeuteten Richtung Möglichkeiten zu einer zweckmäßigen Ausgestaltung der Linienführung insbesondere von langen Standseilbahnen liegen, so sei auf den Aufsatz von Czitary hingewiesen.

geschwindigkeit. Unter diesen Bedingungen haben wir bei Güterzug-Dampflokomotiven 70 bis 90% der höchsten Leistung verfügbar, während bei Diesellokomotiven mit einer einzigen Übersetzungszahl lediglich etwa 33% ausgenutzt werden können.

Die Erbauer der ersten Diesellokomotiven verwendeten daher zwischen dem Dieselmotor und den Treibrädern eine Übertragung, mittels der die Übersetzungszahl, d. h. das Verhältnis zwischen der sekundlichen Drehzahl  $n_d$  des Dieselmotors und  $n_t$  der Treibräder, in mehr oder weniger weiten Grenzen verändert werden kann. Durch Veränderung der Drehzahl wird auch das übertragene Drehmoment

$$M = \frac{75 N}{2 \pi n} = 11,9 \frac{N}{n} \text{ mkg}$$

verändert, wo N die übertragene Leistung in PS ist. Bezeichnet man die Leistung an der Dieselschwelle gemessen durch  $N_D$ , so ist das Drehmoment

$$M_D = 11,9 \frac{N_D}{n_d}$$

während das Drehmoment am Umfange der Treibräder

$$M_T = 11,9 \frac{N_T}{n_t}$$

ist. Nun ist aber  $N_T = \eta_H \eta_n N_D$ , worin

$$\eta_H = \frac{N_D - N_H}{N_D}$$

angibt, welcher Teil der Motorleistung für die Hilfsmaschinen verbraucht wird, und  $\eta_n$  die Eigenreibung der Übertragung kennzeichnet. Es folgt daraus

$$\frac{M_T}{M_D} = \eta_H \eta_n \nu \dots \dots \dots 1)$$

wobei

$$\nu = \frac{n_d}{n_t} \dots \dots \dots 2)$$

die Übersetzungszahl ist. Die Konstrukteure von Kraftwagen mußten sich schon bedeutend früher mit dieser Aufgabe befassen. Für Kraftwagen wurde die Aufgabe mittels des Stufengetriebes gelöst. Diese einfachste Lösung wurde für Lokomotiven mit einer Leistung von über 300 PS lange für unmöglich gehalten, da sogar die bedeutendsten Werke die Herstellung von Kegelrädern für eine größere Leistung nicht übernehmen wollten. Aus diesem Grunde wurden andere Übertragungsarten vorgeschlagen, und zwar elektrische Übertragung, Flüssigkeitsgetriebe und Gasübertragung. Die größte Verbreitung fand die elektrische Übertragung, mit der im Gesamteisenbahnnetz der Erde bisher 27 Diesellokomotiven, ausschließlich der Triebwagen, ausgerüstet sind. Diese Lokomotiven erwiesen sich als zuverlässig im Betrieb, außerordentlich elastisch in der Regelung und gleichmäßig im Gang, sie sind aber teuer und schwer. Das Flüssigkeitsgetriebe scheint nur für geringe Leistungen brauchbar zu sein. Die Versuche mit der Gasübertragung haben bisher keine prak-

tischen Ergebnisse gezeitigt. Aus diesem Grunde wandte sich die Aufmerksamkeit der Konstrukteure von Diesellokomotiven mehr und mehr dem reinen mechanischen Getriebe nach Art eines Stufengetriebes zu.

Der zweijährige Betrieb der russischen in Deutschland erbauten Diesel-Getriebelokomotive von 1200 PS bewies in einwandfreier Weise die Möglichkeit einer solchen Lösung. Es ist daher nicht uninteressant, die Geschichte des Entwurfes und des Baues dieser Lokomotive zur Kenntnis zu bringen und diejenigen Fehler hervorzuheben, welche dabei gemacht wurden. In jeder neuen Sache sind Fehler unvermeidlich. Sie sollen jedoch als Lehren dienen und nicht wiederholt werden, sie dürfen daher nicht verschwiegen werden, da sonst andere zur Wiederholung der Fehler verleitet werden.

Entstehungsgeschichte des Entwurfes der russischen Diesel-Getriebelokomotive. Wir begannen mit Prof. Dr. Ing. F. Meineke den Entwurf einer Güterzug-Diesellokomotive von 1200 PS mit mechanischer Übertragung bereits Anfang 1922. Damals fand sich aber keine Fabrik, die die Anfertigung des Stufengetriebes für diese Leistung übernehmen wollte. Infolgedessen wurde im August 1922 beschlossen, eine Diesellokomotive mit einem Flüssigkeitsgetriebe zu bestellen. Ihre Verwirklichung stieß jedoch auf derartige unüberwindliche Schwierigkeiten, daß im November 1923 beschlossen wurde, das Flüssigkeitsgetriebe durch ein Zahnradgetriebe zu ersetzen, dessen Herstellung die Firma F. Krupp, Essen, nach einigem Zögern übernahm. Erst hiernach wurde in dem russischen Diesellokomotivbüro in Berlin mit dem vorläufigen Entwurf der Getriebelokomotive Nr. 005 begonnen, die zur Zeit in Rußland im Betrieb ist. Dem Entwurf wurden folgende Bedingungen zugrunde gelegt:

A) Es mußte der bereits angeschaffte Sechszylinder - M A N - Dieselmotor Verwendung finden, welcher bei 450 Umdr. i. d. M. 1200 PS entwickelte.

B) Eine Zugkraft von 15000 kg mußte unbedingt bei einer Geschwindigkeit von mindestens 15 km/h erreicht werden.

C) Das Getriebe mußte mindestens drei Übersetzungszahlen ermöglichen.

D) Es sollten elektromagnetische Kupplungen verwendet werden.

An das Stufengetriebe wurden nach langen Erwägungen folgende Forderungen gestellt:

1. Mit Rücksicht auf die Umgrenzungslinie und das Gewicht mußten die Abmessungen so klein wie möglich gehalten werden, d. h. es mußte für sämtliche Teile der beste Baustoff verwendet werden.

2. Die Zahnräder sollten so hochwertig sein, daß ihre Auswechslung wegen Abnutzung erst nach sehr langen Laufzeiten notwendig wird; dies konnte nur durch Verwendung von Zahnrädern mit gehärteter Zahnoberfläche erreicht werden.

3. Die Zahnräder der einzelnen Gänge sollten nicht, wie bei Kraftwagen, durch seitliches Verschieben ein- und ausgeschaltet werden, sondern stets im Eingriff bleiben.

4. Die Zahnräder sollten schräge Zähne erhalten, wegen den besseren Belastungsaufnahmen und zur Verringerung des Geräusches.

5. Um die Zahl der ständig im Eingriff stehenden Zahnräder möglichst gering zu halten, sollte die Stufenzahl möglichst gering sein.

6. Das Schalten der Kupplung der einzelnen Gänge sollte stoßfrei geschehen und in jeder Lage des Fahrzeugs möglich sein.

7. Keine Kupplung und kein Zahnrad sollten eine höhere Drehzahl haben als die Übersetzungswellen.

8. Zum sanften Anfahren und zur Vermeidung von Stößen beim Übergang von einer Stufe zur anderen sollte außer den Stufenkupplungen für die einzelnen Gänge zwischen dem Dieselmotor und dem Zahnradgetriebe eine sehr elastische Hauptkupplung vorgesehen sein.

9. Das Getriebe sollte vor Staub geschützt, aber zugänglich für die Besichtigung sein.

Abb. 2 zeigt den ursprünglichen Entwurf, der auf Grund der gestellten Forderungen ausgearbeitet worden ist. Das Getriebe besteht aus einer elektromagnetischen Haupt-

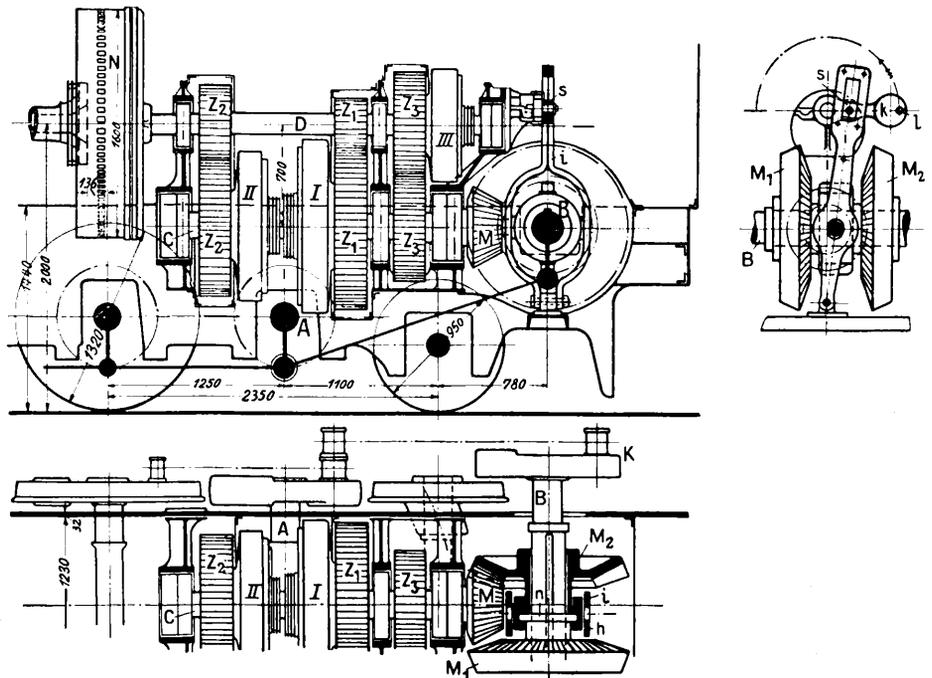


Abb. 2. Erster Entwurf eines Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen.

kupplung N, den Längswellen D und C, den Querwellen A und B, den Stirnräderpaaren  $Z_1, Z_2, Z_3$ , den elektromagnetischen Schaltkupplungen I, II, III und einem Kegelrad M, das abwechselnd mit den Kegelrädern  $M_1$  und  $M_2$  in Eingriff gebracht werden kann. Sämtliche Teile, außer den Magnetkupplungen, sind in einem Stahlgehäuse untergebracht, das im Lokomotivrahmen angeordnet ist. Die Wellen A, C und D laufen in Kugellagern. Der linke Teil der Hauptkupplung N ist bei diesem Entwurf mit dem Wellenflansch des Dieselmotors verbunden und dient gleichzeitig als Schwungrad. Der rechte Teil der Kupplung N ist auf der Welle D aufgekelt, wie auch die Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$ , während das obere Zahnrad  $Z_3$  auf der Welle D lose läuft und mit der linken Hälfte der Magnetkupplung III verbunden ist, deren rechte Hälfte ebenfalls auf der Welle D aufgekelt ist. Die unteren Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$  sitzen lose auf der Welle C, wobei das Zahnrad  $Z_2$  mit der linken Hälfte der Kupplung II, das Zahnrad  $Z_1$  mit der rechten Hälfte der Kupplung I verbunden ist. Die anderen Hälften der Kupplungen I und II sitzen fest auf der Welle C, ebenso wie das Kegelrad M. Die Kegelräder  $M_1$  und  $M_2$  können längs der Welle B auf Führungskeilen verschoben werden. Eine gemeinsame Verschiebung beider

Kegelräder wird dadurch erzielt, daß sie durch einen Ring h verbunden sind. Diese Bewegung der Kegelräder M wird begrenzt durch den Bund b, welcher in der Abbildung zu sehen ist. Der Lokomotivführer kann die Kegelräder  $M_1$  und  $M_2$  durch Verschiebung mittels des Hebels i in Eingriff mit dem Kegelrad M bringen, wodurch in einem Falle Vorwärts-, im anderen Falle Rückwärtsgang erreicht wird. Das Umschalten des Hebels i geschieht mittels einer Kulisse s und eines Gegengewichtes k, an dem ein Griff l vorgesehen ist.

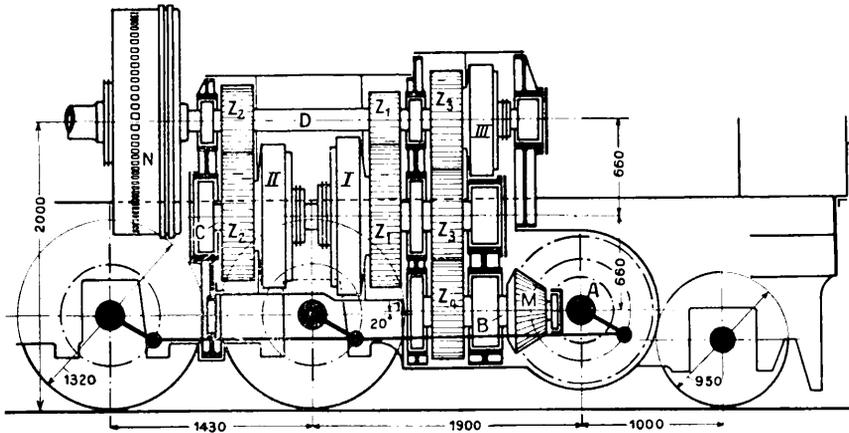


Abb. 3. Zweiter Entwurf eines Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen.

Die Welle B trägt an beiden Seiten Kurbeln K, deren Zapfen mittels Schubstangen mit den Zapfen einer Blindwelle A verbunden sind. Die Blindwelle ist mit den Treibrädern durch Kuppelstangen verbunden. Beim Anfahren wird das Gegengewicht k entsprechend dem Vorwärts- oder Rückwärtsgang umgelegt. Dann wird mittels der Kupplung I die kleinste Geschwindigkeit eingeschaltet mit der höchsten Übersetzungszahl  $\nu=8$ . Bei einer verhältnismäßig niedrigen Drehzahl des Dieselmotors muß dann die Kupplung N eingeschaltet werden. Eine Beschleunigung des Zuges bis zu einer Geschwindigkeit, die der Übersetzungszahl  $\nu=8$  und der geringsten Drehzahl des Dieselmotors entspricht, bei der noch zuverlässige Zündungen möglich sind, wird auf diese Weise durch Gleiten der beiden Kupplungshälften N erreicht. Die weitere Beschleunigung des Zuges geschieht durch Erhöhung der Drehzahl des Dieselmotors. Genügt dies wegen des Streckenprofils nicht, so wird von der Kupplung I auf die Kupplung II umgeschaltet, d. h. auf die Übersetzungszahl  $\nu_2=4,25$ . Als dritte Übersetzungszahl wurde der Wert 2,25 gewählt.

Dieser Entwurf wurde mit Rücksicht auf die an das Getriebe zu stellende Forderung 3 verworfen, die in bezug auf den Vorwärts- und Rückwärtsgang nicht erfüllt ist. Eine ähnliche Bauart wurde auch von Schneider für die verschiebbaren Zahnräder angewandt\*).

Später wurde der Entwurf des Zahnradgetriebes mit Magnetkupplungen wesentlich verbessert, und zwar wurden, wie aus Abb. 3 ersichtlich, die Schubstangen fortgelassen und statt der Querwelle B eine vierte Übertragungswelle eingefügt, die mittels Stirnrädern, welche mit dem Zahnrad  $Z_3$  in Eingriff stehen, angetrieben wird.

Diese Entwürfe wurden von den deutschen Fabriken anfangs mit Bedenken aufgenommen. Die Firma F. Krupp A. G. wollte die Anfertigung der Zahnräder und des Getriebes nur dann übernehmen, wenn die Magnetkupplungen durch mechanische Kupplungen ersetzt würden. Erst nach einer genaueren Prüfung der magnetischen Kupplungen bei der Herstellerin, dem Magnetwerk Eisenach, erklärte die Firma Krupp die Verantwortung für die einwandfreie Arbeit des Getriebes über-

\* ) Z. des VDI, 1925, Seite 499 bis 504.

nehmen zu können. Die drei Stufen des neuen Getriebes sollten die Übersetzungszahlen  $\nu=7, 4$  und  $2$  erhalten. Ferner sollten die Zahnräder mit unbearbeiteten, aber nach einem besondern Kruppschen Verfahren gehärteten Zähnen versehen werden.

Das ausgeführte Stufengetriebe der russischen Diesel-Getriebelokomotive. Der Unterschied zwischen den ursprünglichen Entwürfen (Abb. 2 und 3) und der Anordnung des Stufengetriebes wie sie tatsächlich zur Ausführung kam, besteht erstens darin, daß der Rückwärtsgang nicht mittels des Getriebes, sondern durch Umsteuerung des Dieselmotors erreicht wird, zweitens, daß die Welle C um  $90^\circ$  versetzt ist, d. h. quer zur Lokomotive steht. Bei dieser Bauart verbindet der Kegeltrieb M nicht die Wellen B und C, sondern die Wellen D und C. Dadurch wurde es möglich, das Kegelrad unmittelbar auf eine Verlängerung der Dieselmotorwelle aufzusetzen und das von diesem empfindlichsten Getriebebauteil zu übertragende Drehmoment zu verringern.

Die Welle A ist, wie auch in den Abb. 2 und 3, bei der Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 mittels der Kurbeln K und Kuppelstangen mit den Treibrädern verbunden und läuft mit derselben Drehzahl. Sie wird von der Welle B durch das Zahnrad N angetrieben, welches eine Übersetzung  $\nu_n=2,5$  hat. Die Welle B macht demnach  $n_b = \nu_n \cdot n_t$  Umdr./Sek. Die Welle C ist mittels der Kegelräder M und einer Hauptmagnetkupplung (in Abb. 4 nicht dargestellt) mit der Dieselmotorwelle verbunden. Ihre Drehzahl ist

$$n_c = \frac{n_d}{\nu_m}$$

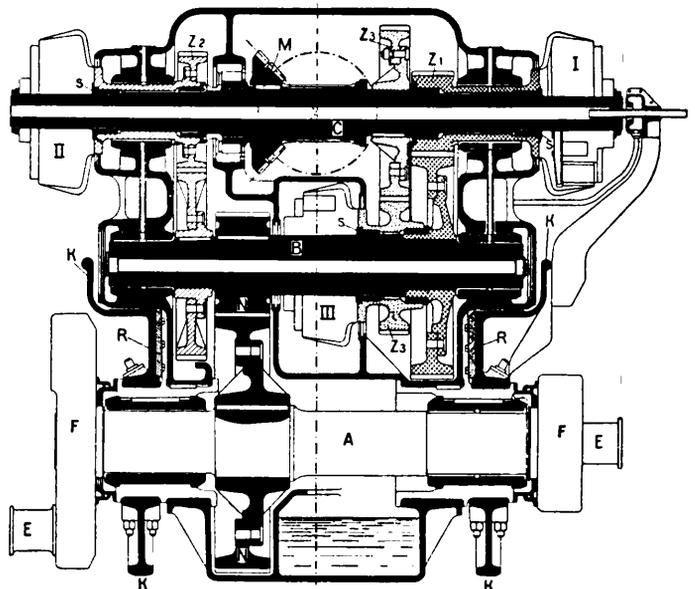


Abb. 4.

Stufengetriebe der russischen Dieselgetriebelokomotive Nr. 005.

worin  $\nu_m=1$  die Übersetzungszahl der Kegelräder ist. Beim Anfahren kann die Drehzahl  $n_c$  infolge des Gleitens der beiden Kupplungshälften aufeinander bis auf Null sinken.

Die Verbindung zwischen den Wellen B und C wird vom Lokomotivführer mittels eines der Zahnräderpaare  $Z_1, Z_2$  und  $Z_3$  hergestellt, die mit Magnetkupplungen I, II und III ausgerüstet sind. Die Kupplungen I und II verbinden die Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$  mit der Welle C, auf der sie lose laufen, während die Kupplung III das Zahnrad  $Z_3$  mit der Welle B verbindet. Bei dieser Einrichtung bleiben die Zahnräder stets

im Eingriff. Die Übersetzungszahlen der Zahnradpaare  $Z_1$ ,  $Z_2$  und  $Z_3$  sind verschieden, sie sollen durch  $\nu'_1$ ,  $\nu'_2$  und  $\nu'_3$ , allgemein  $\nu'$ , bezeichnet werden. Beim Einschalten irgend eines Zahnradpaares ist

$$\nu' = \frac{n_c}{n_b} = \frac{n_d}{\nu_n \cdot \nu_m \cdot n_t} = \frac{\nu}{\nu_n \nu_m}, \text{ da } \frac{n_d}{n_t} = \nu \text{ in Gl. 2 ist),}$$

oder in unserem Falle für  $\nu_n = 2,5$ ,  $\nu_m = 1$   
 $\nu = 2,5 \nu'$ .

Aus diesen Gleichungen folgt, daß die Welle B

$$n_b = \nu_n \cdot n_t = \frac{2,5}{\nu} n_d$$

Umdr./Sek. macht. Das übertragene Drehmoment ist dann bei einer Leistung von  $N = 1200$

$$M_b \approx \frac{11,9 \cdot 1200}{2,5 \cdot n_d} \nu = \frac{14000}{2,5 \cdot n_d} \nu.$$

Das durch die Welle C übertragene Drehmoment ist

$$M_c = \frac{14000}{n_d},$$

woraus aus dem Höchstwert  $\nu = 7$

$$\text{Max } \frac{M_b}{M_c} = 2,8$$

folgt. Mit anderen Worten, das Unterbringen des Kegelrades auf der Welle C statt auf der Welle B verringert das von ihr übertragene Drehmoment um das 2,8fache.

Beim Vergleich mit den in Abb. 2 und 3 dargestellten Übertragungen wird dieses Verhältnis noch größer. Bei der ersteren ist

$$\text{Max } M_m = 6800 \text{ kgm,}$$

bei der zweiten

$$\text{Max } M_m = 1900 \text{ kgm.}$$

Ein zweiter Vorteil des ausgeführten Getriebes besteht darin, daß die Magnetkupplungen für die Besichtigung zugänglich sind. Außerdem sind ihre Abmessungen fast gleich, wenigstens können alle wesentlichen Teile ausgewechselt werden. Dies ist im Betrieb von größtem Vorteil, der allerdings durch einen recht hohen Preis erkauft ist. Um nämlich alle drei Schaltkupplungen gleich groß zu halten, müssen sie das gleiche Drehmoment

$$M = \frac{14000}{n}$$

übertragen, wozu sie im Betrieb mit der gleichen Drehzahl  $n$  laufen müssen. Dies führt dazu, daß die Zahnräder  $Z_1$  und  $Z_2$  bei Leerlauf mit sehr hoher Drehzahl umlaufen müssen.

Es sei beispielsweise die Kupplung III eingeschaltet, für die die Gesamtübersetzungszahl  $\nu = \frac{n_d}{n_t} = 2$  ist. Die Welle B macht dann

$$n_b = \nu_n \frac{n_d}{2} = 1,25 n_d$$

Umdrehungen, das auf der Welle C lose sitzende Zahnrad  $Z_1$  macht

$$\frac{\nu'_1 \nu_n n_d}{2} = \frac{\nu'_1 n_d}{2}$$

Umdrehungen, d. h. bei  $\nu'_1 = 7$  und  $n_d = 450$  i. d. Min. oder 1600 Umdr./Min. Diese hohen Geschwindigkeiten sind für die Abnutzung der Zahnräder natürlich ungünstig, so daß die Auswechselbarkeit der Hauptteile der drei Schaltkupplungen recht teuer erkauft ist.

Abb. 5 zeigt ein Lichtbild des Getriebes der Diesellokomotive Nr. 005, während Abb. 6 den Aufbau der Lokomotive zeigt. Die Anordnung des Dieselmotors, der Übertragung und der Räder ist auf diesem Bilde gut zu sehen.

Erfahrungen des zweijährigen Betriebes. In der vorhergehenden Beschreibung sind die Kupplungen und deren Schaltungsanordnung fortgelassen worden, da deren Bauart vom eisenbahntechnischen Standpunkt aus betrachtet minder,

wichtig ist. Diese Kupplungen können auch als mechanische, als Flüssigkeits- oder Druckluftkupplungen ausgebildet sein. Der Verfasser entschied sich seinerzeit für Magnetkupplungen, obwohl für diese auf der Lokomotive eine elektrische Einrichtung aufgestellt werden muß, hauptsächlich aus dem Grunde, weil sie die zuverlässigsten zu sein schienen. Dies hatte den Vorteil, daß man sich mit den Kupplungen weniger zu befassen brauchte und als die Hauptaufgabe des Versuchs die Möglichkeit der Verwendung eines Stufengetriebes für eine Güterzuglokomotive betrachten konnte.

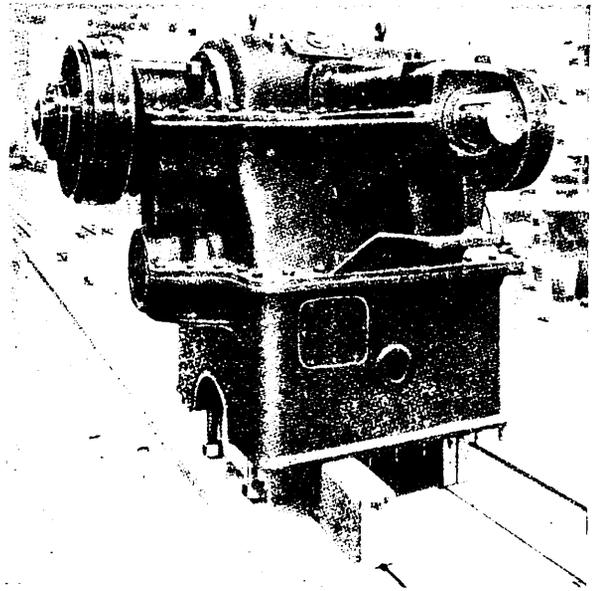


Abb. 5. Getriebe der Diesellokomotive Nr. 005.

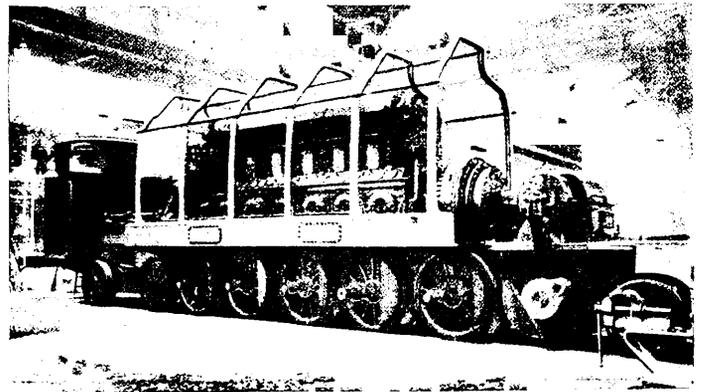


Abb. 6. Diesellokomotive Nr. 005 beim Zusammenbau.

Von diesem Standpunkte aus werden wir auch diejenigen Erfahrungen prüfen, die der zweijährige Betrieb der Diesellokomotive Nr. 005 uns bereits gab.

Zunächst ist hervorzuheben, daß die Rangierfähigkeit, das Ziehen schwerer Züge in Grenzsteigungen, der Brennstoffverbrauch und der Verschleißwiderstand der Zahnräder nichts zu wünschen übrig lassen. Die Zugkraft beim Anfahren in der Steigung erreichte vielfach 25 t, was bei dem Entwurf nicht vorgesehen war und im Güterzugdienst außerordentlich wertvoll ist. Die erste Ausführung der Übertragung erwies sich jedoch solchen Beanspruchungen nicht gewachsen. Bei einer der ersten Fahrten auf deutscher Strecke verschoben sich die Kurbeln auf der Blindwelle und es mußte daher die Blindwelle durch eine stärkere ersetzt, und der Druck beim Aufziehen der Kurbeln bis 180 t gesteigert werden.

Die ersten Versuchsfahrten zeigten gleich auch einen anderen ernstesten Mangel dieser Übertragung, nämlich die

falsche Wahl der Übersetzungszahlen 7, 4, 2. Wir nahmen bei dem Entwurf an, daß die erste Stufe ( $\nu_1 = 7$ ;  $V_{\max} = 16,5$ ) nur zum Anfahren bei der größten Zylinderfüllung des Motors ( $p_1 = 10$  at) sowie zum Fahren in langen Steigungen benutzt werden sollte. Nun erwies sich aber die kritische Drehzahl des Dieselmotors mit der Übertragung geringer als die errechnete, und zwar 6,5 Umdr./Sek. statt 7,8. Infolgedessen sank die Höchstgeschwindigkeit der ersten Stufe auf 14,3 km/h. Tatsächlich mußte sie aus Vorsicht noch weiter von der kritischen Drehzahl entfernt werden und betrug daher nur 12,5 bis 13 km/h, was für den Güterzugverkehr bei den heutigen Verhältnissen etwas wenig ist.

Ein zweiter, und zwar der wichtigste Fehler dieses Entwurfes besteht darin, daß das Anfahren jeder Diesellokomotive, insbesondere einer Diesel-Getriebelokomotive nicht bei der höchsten, sondern bei einer recht geringen Zylinderfüllung geschieht ( $p_1 \cong 4$  at). Schaltet man beim Anfahren die Hauptkupplung ein, d. h. belastet man den Dieselmotor, so sinkt seine Drehzahl rasch. Ist diese anfängliche Drehzahl hoch, so ist das Sinken der Drehzahl nicht weiter gefährlich, der Motor läuft weiter, der Lokomotivführer kann die Füllung allmählich steigern. Ist aber die anfängliche Drehzahl des Motors gering, so kann der Motor bei weiterer plötzlicher Verringerung der Drehzahl stehenbleiben, was auch tatsächlich bei der Lokomotive Nr. 005 geschah. Außerdem fährt die Lokomotive bei höchster Füllung und sehr niedriger Drehzahl ruckweise an, was natürlich recht unerwünscht ist. Um ein Anfahren bei einer hohen Drehzahl zu ermöglichen, muß die Übersetzungszahl der ersten Stufe möglichst hoch sein, etwa 10 bis 15, was in unserem Falle einer Fahrtgeschwindigkeit von  $V = 7$  bis 10 km/h entspricht. Es ist klar, daß eine solche Übersetzungszahl für das Befahren in Steigungen unbrauchbar ist. Hieraus folgt, daß die erste Stufe des Stufengetriebes lediglich zum Anfahren dienen muß, während die zweite Stufe zum Fahren in Steigungen benutzt werden soll. Hierin hat Dobrowski\*) vollkommen Recht. Für die Lokomotive Nr. 005 würden wir jetzt  $\nu_1 = 15$ ,  $\nu_2 = 5,5$  und  $\nu_3 = 2$  wählen.

Ein dritter Fehler unseres Entwurfes besteht darin, daß entgegen der an das Getriebe zu stellenden Forderung 7, bei eingeschalteter dritter Stufe für die Zahnräder der ersten Stufe eine übermäßige Drehzahl zugelassen ist. Wie die zweijährige Erfahrung zeigt, ist infolgedessen eine lange Fahrtdauer mit dem dritten Gang gänzlich unmöglich, da die Zahnräder des ersten Ganges und insbesondere die Schaltkupplungen sich stark erhitzen. Wenn die Lokomotive lediglich mit ein bis zwei Wagen mit höchster Geschwindigkeit fährt, muß alle 50 bis 60 km gehalten und die erste Stufe gekühlt werden. Das Außerachtlassen der Forderung 7 ist daher ein recht wesentlicher Fehler. Bei zukünftigen Lokomotiven dürften die Kupplungen und Zahnräder nicht mit höheren Drehzahlen umlaufen, als die Übertragungswellen.

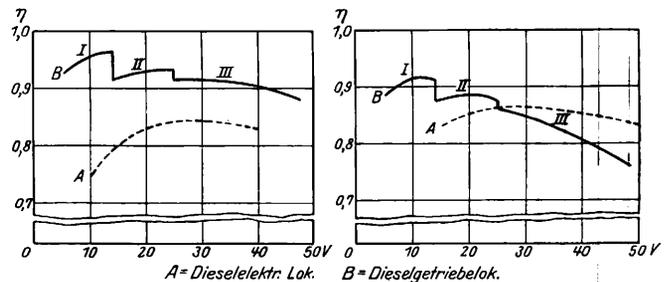
Ein vierter Mangel, der der Lokomotive zur Last gelegt wird, besteht darin, daß beim Übergang von einer Stufe zur anderen die Zugkraft durch den Nullwert durchgeht. Der Verfasser kann diesen Mangel jedoch nicht anerkennen. Beim Schleudern von Dampflokomotiven in Steigungen schließt der Lokomotivführer häufig den Regler auf einige Sekunden, d. h. er hebt die Zugkraft auf, und niemand findet hierin etwas Gefährliches. Der Mangel besteht nicht in dem Durchgang der Zugkraft durch den Nullwert beim Umschalten von einer Stufe auf eine andere, sondern darin, daß dieses Umschalten zu langsam geschieht, es erfordert etwa 17 Sekunden. Dies ist tatsächlich zu lange und von diesem Standpunkte aus betrachtet muß die Bauart der Magnetkupplungen dieser

Lokomotiven als unbefriedigend anerkannt werden. Indes ist die Möglichkeit, die Magnetkupplungen zu verbessern, gegeben. Es können aber auch andere Kupplungsarten erprobt werden.

Es ist möglich, eine Übertragung zu bauen, die beim Umschalten nicht eine Kraftunterbrechung herbeiführt\*), aber solche Getriebe sind sehr schwer, so daß ihre Zweckmäßigkeit für Diesellokomotiven sehr anzuzweifeln wäre.

Jedenfalls hat die Lokomotive Nr. 005 ihre Hauptaufgabe bereits erfüllt. Sogar trotz der nicht völlig gelungenen Bauart des Stufengetriebes ist durch den Betrieb bewiesen worden, daß grundsätzlich ein Stufengetriebe auf Lokomotiven normaler Leistung verwendbar ist. Die Bauart der Kupplungen ist eine Frage zweiter Ordnung. Jetzt, nachdem das Stufengetriebe als solches sich durchgesetzt hat, könnte man sich auch mit der Kupplungsfrage eingehender befassen.

Versuchsergebnisse. Wie bekannt\*\*), wurde die Lokomotive Nr. 005 auf dem russischen Prüfstand in Düsseldorf einer wissenschaftlichen Untersuchung unterworfen, dann auf deutschen Strecken im Betrieb erprobt. Aus den Ergebnissen dieser Versuche, sowie der vorläufigen Erprobung des Dieselmotors auf dem Prüfstande der MAN kann man sich ein klares Bild über den Wirkungsgrad des Stufengetriebes

Abb. 7.  $p_1 = 9$ .Abb. 8.  $p_1 = 6,5$ .

Auf der Abszissenachse sind die Geschwindigkeiten  $V$  in km/Std. angegeben.

machen. Bei den Motorversuchen wurde der stündliche Brennstoffverbrauch  $C$  des Motors und seine Leistung  $N_D$  an der Welle, bei unveränderlichen Werten des mittleren indizierten Druckes  $p_1$  und der Drehzahl  $n_d$  festgestellt. Bei der Erprobung der Lokomotive wurden bei unveränderlichen Werten von  $p_1$  und  $n_d$  die Leistung am Umfange der Treibräder  $N_T$  und der Brennstoffverbrauch des Hauptmotors  $C_D$  und des Hilfsmotors  $C_H$  gemessen. Wählt man aus diesen beiden Versuchsgruppen diejenigen Werte von  $N_D$  und  $N_T$ , welche den gleichen Werten von  $C$ ,  $Z$  und  $p_1$  entsprechen, so kann man die Wirkungsgradkurven der Übertragung

$$\eta_u = \frac{N_T}{N_D} \quad (***)$$

aufzeichnen. Ähnliche Kurven sind bereits für die erste russische dieselelektrische Lokomotive Nr. 001 aufgezeichnet worden, die im Jahre 1924 in Eßlingen fertiggestellt worden ist.

Die Abb. 7 und 8 zeigen eine Gegenüberstellung dieser Kurven. Die ausgezogenen Kurven beziehen sich auf das Stufengetriebe, die punktierten auf die elektrische Übertragung. Die römischen Zahlen bezeichnen die Stufen. Wir sehen aus Abb. 7, die für die höchste Belastung des Dieselmotors gilt, daß unter diesen Verhältnissen der Wirkungsgrad des Stufengetriebes, wie auch von der Firma Krupp beim Entwurf angenommen, 0,90 bis 0,96 beträgt und fast unab-

\*) Engineering 1928 I., Seite 444 bis 445.

\*\*) Z. des VDI 1927, Seiten 873 bis 878, 959 bis 962, Organ 1926, S. 193.

\*\*\*) Diese Gleichung gilt nur ohne Antrieb von Hilfsmechanismen vom Hauptdieselmotor, was auch für die Lokomotive Nr. 005 bis zur Entfernung des Hilfsmotors zutrifft.

\*) Z. des VDI, 1927, Seite 962.

hängig von der Geschwindigkeit ist. Bei mittleren Belastungen des Dieselmotors (Abb. 8) sinkt der Wirkungsgrad des Stufengetriebes rasch mit wachsender Geschwindigkeit. Besonders stark kommt diese Erscheinung bei der dritten Stufe zur Geltung: sie ist hier die Folge der übermäßigen Geschwindigkeit der Zahnräder der ersten Stufe, was bereits erwähnt wurde.

Im Ergebnis muß zugegeben werden, daß bei geringen Geschwindigkeiten und hohen Belastungen, d. h. in Steigungen, das Stufengetriebe der Lokomotive Nr. 005 hervorragend arbeitet. Bei hohen Geschwindigkeiten dagegen und geringen Belastungen läßt das Getriebe infolge des bereits erwähnten Konstruktionsfehlers zu wünschen übrig.

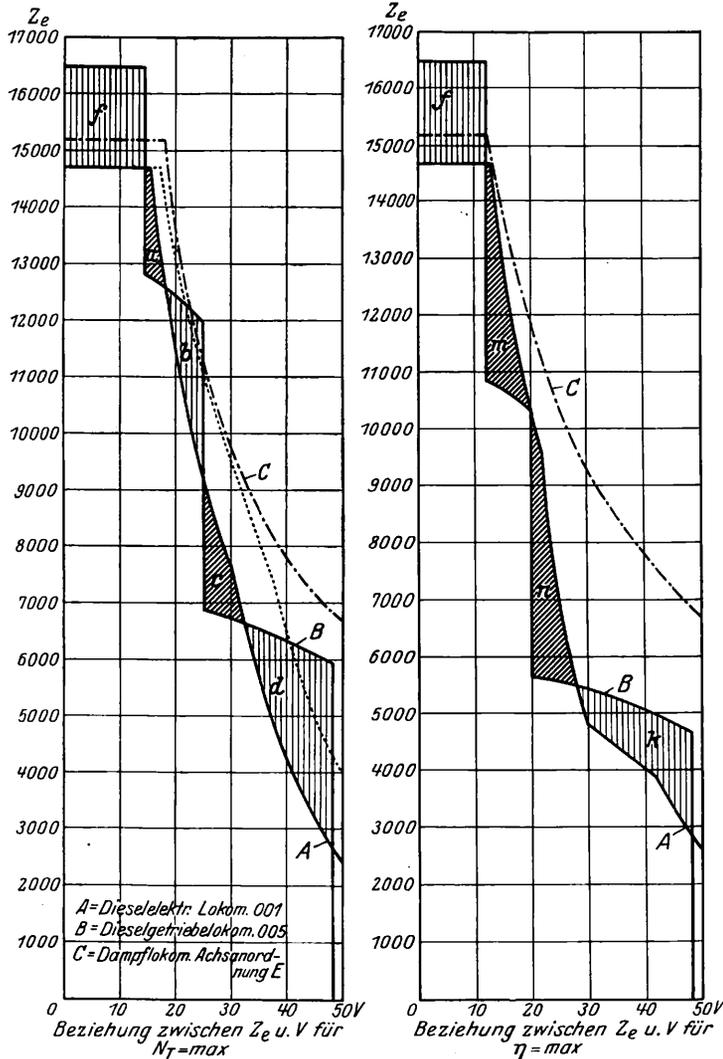


Abb. 9.

Abb. 10.

Bemerkenswert ist, daß die elektrische Übertragung gerade in Steigungen, wo die größte Stromstärke bei verhältnismäßig geringer Spannung auftritt, den geringsten Wirkungsgrad hat ( $\eta_n = 0,75$  bis  $0,80$ ). Dadurch erklärt sich, daß die Diesel-Getriebelokomotive in Steigungen etwa 15 bis 20% weniger Brennstoff verbraucht als die dieselelektrische Lokomotive. Bei hohen Geschwindigkeiten und verhältnismäßig geringen Belastungen wird der Wirkungsgrad der elektrischen Übertragung höher als des Stufengetriebes. Fortlaufende Betriebsmessungen ergaben, daß im Durchschnitt die Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 um etwa 9% weniger Brennstoff verbraucht, als die dieselelektrische Lokomotive Nr. 001.

Vergleich der Diesellokomotiven Nr. 001 und 005. Dieser Vergleich gehört eigentlich nicht in diesen Aufsatz, ist aber so interessant, daß wenigstens seine Hauptergebnisse

mitgeteilt werden sollen. Der Vergleich beider Lokomotiven wurde durchgeführt erstens bei gleichem  $N_T$ , zweitens bei gleichen Höchstleistungen

$$N_T = \max \dots \dots \dots 1)$$

$$\text{und bei höchstem Wirkungsgrad der gesamten Lokomotive} \\ \eta = \max \dots \dots \dots 2)$$

Im wirklichen Eisenbahnbetrieb schwanken die Betriebsverhältnisse zwischen diesen beiden Bedingungen. Es ist klar, daß der technische Vergleich der Lokomotiven bei gleichen  $N_T$  durch den Vergleich der  $\eta$ -Werte erschöpft ist, da die  $Z_T$ -Kurven in diesem Falle zusammenfallen und eine gleichseitige Hyperbel darstellen. Unter den Bedingungen 1) und 2)

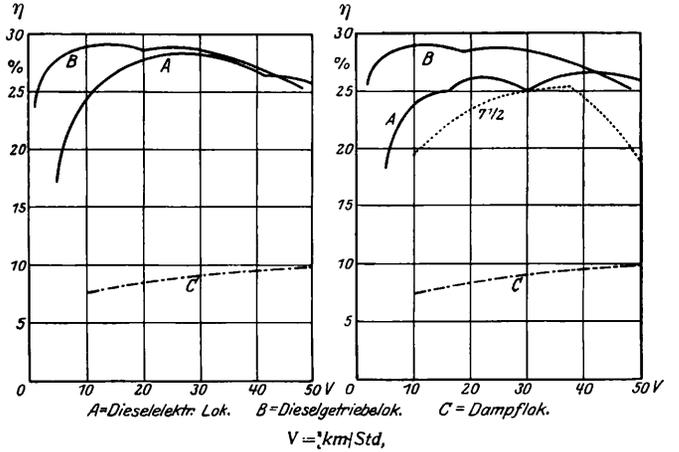


Abb. 11.

Abb. 12.

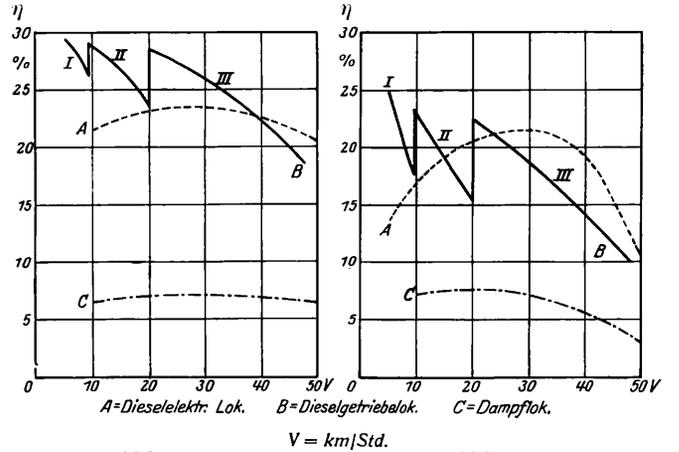


Abb. 13.

Abb. 14.

muß der Vergleich nach Leistung und Zugkraft durchgeführt werden.

Abb. 9 und 10 zeigen die Kurven der Zugkraft unter diesen Verhältnissen für die Diesellokomotive Nr. 001 (Kurve A) und Nr. 005 (B) und die russischen in Deutschland erbauten E-Heißdampflokomotiven (Kurve C). In diesen Abbildungen, sind die Kurven für die Diesel-Getriebelokomotive Nr. 005 sowie auch für die dieselelektrische Lokomotive Nr. 001 für  $n_d = 5\frac{1}{2}$  durch ausgezogene Linien dargestellt, für die Lokomotive Nr. 001 für  $n_d = 7\frac{1}{2}$  punktiert und für die E-Dampflokomotive strichpunktiert. Für Dampflokomotiven wurde bei dem Höchstwert von  $n_d$  40 kg Dampf für 1 m<sup>2</sup> Heizfläche angenommen, was deren höchster Beanspruchung auf den russischen Bahnen entspricht. Außerdem sind in den Abb. 9 und 10 die Gebiete, wo die Zugkraft der Diesel-Getriebelokomotive geringer ist als der dieselelektrischen schwarz angelegt (a, c, m, n), und wo die Diesel-Getriebe-lokomotive eine höhere Zugkraft und Leistung ergibt, schraffiert (f, b, d, k). Wir sehen aus den Abb. 10 und 11, daß bei hoher Geschwindigkeit, die im Güterzugverkehr



weite von 1465 mm die Spielraumlinie überragt (s. Abb. 1). In Bögen mit Halbmessern unter 250 m müssen die Breitenmaße der Umgrenzung des lichten Raumes (Regellichtraum s. Abb. 2) entsprechend vergrößert werden (s. Zusammenstellung 2). In Bögen über 250 m Halbmesser und in Geraden dürfen, wenn notwendig die Breitenmaße des Regellichtraums dem Halbmesser entsprechend vermindert werden (s. Zusammenstellung 1). Wenn durch „besondere Vorkehrungen“ z. B. durch Rammen von Pfählen vor einzelnen Schwellenköpfen, besondere Betonkörper oder dergl. dafür gesorgt ist, daß sich der vorgeschriebene Abstand der Gleise von den in Frage kommenden Hindernissen nicht verringern kann, so ist

#### Zusammenstellung 1.

Zulässige Verminderungen  $v$  der halben Breiten des Regellichtraums nach Abb. 1 in der Geraden und in Bögen mit Halbmessern über 250 m in dem Bereich 380 mm und mehr über Schienenoberkante.

Bogenhalbmesser $r$ in mm	Zulässige Verminderung der halben Breite an der	
	Bogeninnenseite $v_i$ mm	Bogenaußenseite $v_a$ mm
Gerade ( $r = \infty$ )	25	25
$\geq 1550$	40	25
1499 bis 700	30	20
699 „ 600	25	15
599 „ 500	20	10
499 „ 400	15	10
399 „ 350	10	5
349 „ 251	0	0

#### Zusammenstellung 2.

Erforderliche Vergrößerung  $e$  der halben Breiten des Regellichtraums nach Abb. 1 in Bögen mit Halbmessern unter 250 m.

Bogenhalbmesser $r$ in mm	Erforderliche Vergrößerung der halben Breite an der	
	Bogeninnenseite $e_i$ mm	Bogenaußenseite $e_a$ mm
250	0	0
225	20	30
200	50	60
180	80	90
150	130	160
120	330	350
100	530	550

Bei Zwischenwerten ist geradlinig einzuschalten.

#### Zusammenstellung 3.

Bereich über Schienenoberkante mm	Verminderung der halben Lichttraumbreite mm	Bemerkungen
0 bis 380	30	—
380 bis $\left\{ \begin{array}{l} 760 \\ 1120 \end{array} \right.$	25	In diesem Bereich darf die halbe Lichttraumbreite keinesfalls kleiner als 1650 mm sein.
$\left. \begin{array}{l} 760 \\ 1120 \end{array} \right\}$ bis 4800	30	—

eine Verminderung der nach den Zusammenstellungen 1 und 2 berechneten halben Lichttraumbreiten zulässig in folgender Größe (Zusammenstellung 3). (Diese Bedingung muß mindestens auf 30 m Länge zu beiden Seiten des Hindernisses erfüllt sein.)

In der Vorschrift sind für verschiedene Halbmesser von 100 bis 1500 m die erforderlichen Lichttraumbreitenmaße in 28 Blättern zusammengestellt. Auf 14 Blättern ist die Umgrenzung des lichten Raumes bei der Geraden und in verschiedenen Bögen für die freie Strecke, die durchgehenden Hauptgleise und sonstigen Ein- und Ausfahringleise der Personenzüge dargestellt. Auf den übrigen 14 Blättern findet sich die Umgrenzung des lichten Raumes in gleicher Weise für die übrigen Gleise.

Die Vorschrift, die auch für Anschlußgleise gültig ist, erläutert weiter die einschlägigen Bestimmungen über die Gleisabstände auf der freien Strecke und in Bahnhöfen und die zwischen zusammenlaufenden Gleisen anzubringenden Markzeichen. Sie ist in ihrer Ausführlichkeit und Übersichtlichkeit ein guter Behelf für die durch den eingangs erwähnten Beschluß erforderliche und von der Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft bereits angeordnete Nachprüfung der Umgrenzung des lichten Raumes.

D.

#### Durchschnittswerte für die Lebensdauer der einzelnen Brückenteile und für ihren Anteil an der jährlichen Unterhaltungslast der Brücken.

Die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft hat als Durchschnittswerte für die Lebensdauer der einzelnen Brückenteile und für ihren Anteil an der jährlichen Unterhaltungslast der Brücken folgende Zahlen bekanntgegeben:

	Lebensdauer in Jahren	Jährliche Unterhaltungskosten in Prozenten des Beschaffungswertes der einzelnen Bauteile
Widerlager . . . . .	90	0,6
Eiserne Überbauten . .	60	1,4
Bohlenbelag		
a) Eiche . . . . .	17,5	5,0
b) Kiefer . . . . .	10,5	6,4
Brückenbalken		
a) Eiche . . . . .	19,5	4,0
b) Kiefer . . . . .	14,0	6,0
Warzenbleche . . . . .	25	4,0

D.

#### Straßenbrücken — Din 1072.

Mit Verfügung vom 28. Juni 1928 hat die Hauptverwaltung der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft die Bestimmungen des vom Deutschen Normenausschuß aufgestellten Normblattes Din 1072 — Straßenbrücken — Belastungsannahmen und ein Beiblatt mit Erläuterungen (erschieden im Beuth-Verlag G. m. b. H., Berlin S 14), das mit dem Normblatt Din 1073 — Berechnungsgrundlagen für eiserne Straßenbrücken ein einheitliches Ganzes bildet, für den Verwaltungsbereich der Deutschen Reichsbahn-Gesellschaft in Kraft gesetzt.

D.

## Persönliches.

Die Technische Hochschule in Breslau hat Herrn Geh. Baurat Bräuning „wegen seiner großen, sein Lebenswerk ausmachenden Verdienste um den Ausbau der wirtschaftlichen Grundlagen des Eisenbahnoberbaus“ zum Dr. Ing. E. h. ernannt.

Mit dieser Ehrung hat die Technische Hochschule eine Dankeschuld abgetragen, die diesem durch seine gründ-

liche Forschungsarbeit auf dem Gebiete des Oberbaus allenthalben bekannten Fachmann in vollem Umfange gebührt. Seine im Jahre 1920 erschienene Schrift „Die Grundlagen des Gleisbaues“ die gleichsam als Ergebnis seiner Tätigkeit von seinem Können beredt Zeugnis ablegt, gehört unter den Werken über Oberbau mit an die erste Stelle.

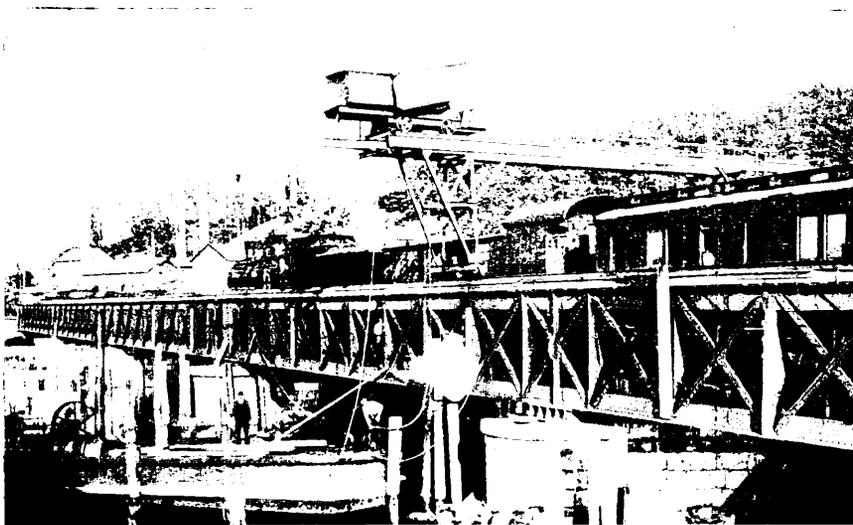
## Berichte.

### Bahnunterbau, Brücken und Tunnel; Bahnoberbau.

#### Brückenverstärkungen bei der Deutschen Reichsbahn.

Die Dyckerhoff und Widmann A.-G. hat in den letzten Jahren einige bemerkenswerte Verstärkungen an Wölbbrücken und an Pfeilern eiserner Brücken ausgeführt, über die im „Bauingenieur“ 1928, Heft 17 berichtet wird.

Zwei Viaduktbrücken der Strecke Nürnberg—Eger wurden durch Ummantelung und Unterwölbung in Eisenbeton ähnlich dem von Wayß und Freytag an der Strecke Landshut—Regensburg angewendeten Verfahren wiederhergestellt. Besondere Sorgfalt wurde hier auf die wasserdichte Abdeckung verwendet, die aus einer Eisenbetonplatte mit doppelter Ruberoidlage besteht.



Pfahlrammung während des Aufenthalts eines Zuges auf der Lahnbrücke bei Wetzlar.

Die Schutzschicht ist als Betonplattenlage auf Sandbettung ausgeführt. Die Arbeiten erfolgten im Dreischichtenbetrieb.

Zwei kleine Bogenbrücken an der Strecke München—Augsburg wurden ebenfalls unterwölbt, wobei jedoch auch die Fundamente verstärkt werden mußten. Dies geschah unter Verwendung von Betonbohrpfählen. System Strauß, die sich gerade für diesen Zweck besonders eignen. Die Gründungstiefe betrug 4,0 bis 6,8 m, die Pfahlbelastung 25 t.

Bei einer längeren Bogenbrücke mit drei Öffnungen auf der gleichen Bahnlinie mußten die stark verwitterten Backsteingewölbe durch Betoneisenüberbauten ersetzt und die Fundamente ebenfalls mit Straußpfählen verstärkt werden.

Besonderes Interesse verdient eine Pfeilerverstärkung an der Bahnbrücke über die Lahn bei Wetzlar an der Strecke Gießen—Koblenz. Die Schwierigkeit bestand hier darin, daß zur Aufrechterhaltung des Betriebes die alten Eisenüberbauten auf Pfahlböcke abgestützt werden mußten und daß auch das Rammen dieser Pfähle ohne Unterbrechung des Betriebes erfolgen mußte. Nur mit Hilfe einer besonders hierzu entworfenen Ramm-einrichtung war diese Ausführungsweise möglich (siehe Abb.). Die 26 cm starken und 7 m langen Pfähle wurden mit einem neuartigen 2300 kg schweren Pfahlhammer mit 225 Schlägen in der Minute und 360 kg Bärgewicht eingerammt. Dieser Pfahlhammer war freihängend an einem Portalkran angebracht und erhielt seine

Antriebskraft von einer Lokomobile, die auf einem Ponton aufgestellt war. Außerhalb der Brücke konnten die Pfähle jederzeit, innerhalb derselben nur in den Zugspausen gerammt werden. Nach dem Abfangen der alten Eisenüberbauten wurden die Pfeilerköpfe abgetragen und neu aufbetoniert. Sp.

(„Der Bauing.“ April 1928.)

#### Ein Wagen zum Aufsuchen von Querrissen in Eisenbahnschienen.

Die amerikanischen Eisenbahnen klagen seit einiger Zeit über die zunehmende Zahl von Schienenbrüchen. Es hängt dies vermutlich damit zusammen, daß die Erneuerung und Verstärkung des Oberbaus mit dem steigenden Gewicht der Betriebsmittel nicht Schritt halten kann. Um die Betriebsgefahren zu beseitigen, die die Folge von Schienenbrüchen sein können, ist es nötig, die Haarrisse festzustellen, aus denen sich Brüche entwickeln können. Hierzu werden seit längerer Zeit Versuche gemacht, sie haben aber erst in der letzten Zeit zu einem brauchbaren Ergebnis geführt. Ein ziemlich rohes Verfahren bestand darin, die Unterseite des Schienenkopfs mit Hilfe eines Spiegels abzusuchen, doch wurden dabei nur Risse sichtbar, die bis an die Außenfläche reichen und sich hier durch einen Roststreifen bemerkbar machen. Etwas feiner war schon ein Verfahren, bei dem sich ein magnetisches Feld, die Schiene umhüllend, entlang dem Gleis bewegt, doch waren die Ergebnisse noch zu unsicher; die Vorrichtung sprach auch auf äußere Schäden der Schiene an, und man hatte keine Gewähr dafür, daß nicht neben einem solchen noch ein Riß vorhanden war, der zu einem Bruch führen konnte.

Das nach einem Bericht in Engineering News-Record von dem amerikanischen Fachmann E. A. Sperry entwickelte Verfahren besteht darin, den Übergangswiderstand gegen elektrischen Strom an Stellen, wo im Innern des Schienenkopfs der Zusammenhang unterbrochen ist, zur Ermittlung von Rissen zu verwenden. Bei Versuchen zeigte sich, daß eine Vorrichtung nach dem Vorschlag von Sperry schon ansprach, wenn der Riß 2 v. H. der Fläche des Schienenkopfes einnahm. Gegenversuche ergaben, daß die Nadel des mit der Vorrichtung in Verbindung stehenden Galvanometers unbeeinflusst blieb, wenn die Schiene im Innern gesund war: Schienen, bei denen die Galvanometernadel nicht ausschlug, wurden unter einem Dampfhammer in kurze Stücke zerschlagen, und die Stücke zeigten allenthalben eine einwandfreie Bruchfläche. Der die Vorrichtung bedienende Techniker bekam im Laufe der Zeit solche Gewandheit und Erfahrung, daß er die Größe und den Ort eines Risses aus dem Verhalten der Anzeigevorrichtung erkennen konnte. Diese sprach bereits bei ganz geringen Rissen an. Der Schienenquerschnitt, in dem ein Riß vermutet wurde, wurde angebohrt, und in dieses Bohrloch wurde eine ätzende Flüssigkeit, vermutlich Salzsäure, eingepreßt, von der man annahm, daß sie Spuren auf der Oberfläche des Risses hinterlassen würde. Wenn dann die Schiene zerbrochen wurde, zeigten sich die beiderseitigen Rißflächen vollständig blank, ein Beweis dafür, daß der Riß äußerst eng war, so daß nicht einmal eine Flüssigkeit in ihn eintreten konnte. Man hätte den Riß auch mit dem Mikroskop nicht finden können, mit der elektrischen Vorrichtung wurde er aber entdeckt.

Der günstige Ausfall der Versuche veranlaßte die Vereinigung amerikanischer Eisenbahnen, im Jahre 1927 Mittel zum Bau eines Wagens zur Verfügung zu stellen, mit dessen Hilfe Querrisse in den Schienen aufgesucht werden könnten. Zu diesem Zwecke wurde auf einem Eisenbahnwagen ein Aufbau aufgesetzt, in dem die nötigen Vorrichtungen untergebracht wurden. Er wird von einem Triebwagen mit einer Geschwindigkeit von etwa 16 km in der Stunde über das Gleis gezogen. Von diesem Wagen aus werden zwei Gruppen von je vier Kupferbürsten in einigem Abstand durch Federn gegen den Schienenkopf gedrückt. Durch diese Bürsten läuft ein elektrischer Strom. Die Bürsten sitzen an einem Rahmen, der mittels eines Hebels vom Wagen ausgehoben und gesenkt werden kann. Die Bürsten sind zu beiden Seiten des Wagens angeordnet.

Die Anzeigevorrichtung zeigt den geringen Spannungsunterschied an, der entsteht, wenn der Schienenstahl auf der Strecke zwischen den beiden Bürsten an einer Seite nicht ganz

gleichartiges Gefüge hat, sondern einen noch so feinen Riß aufweist. Durch Verstärkerröhren wird der Einfluß dieser geringen Schwankung auf das 200 bis 300 000fache vergrößert. Tritt eine solche Unstetigkeit auf, so wird gleichzeitig eine Vorrichtung ausgelöst, die Farbe gegen die Schiene spritzt und so für die Streckenarbeiter die Stelle kenntlich macht.

Die Stromschwankungen beeinflussen ferner Stifte, die auf einem rollenden Papierstreifen die Vorgänge aufzeichnen. Die Vorrichtungen zum Aufzeichnen sind doppelt vorhanden, je eine für jeden Schienenstrang. Ein mittlerer Stift zeichnet die Schienenstöße auf; tritt dieser in Tätigkeit, so werden die anderen Stifte selbsttätig ausgeschaltet.

Mit dem neuen Wagen sind bereits Versuche auf der Strecke angestellt worden. Hiernach scheint das Verfahren und die dazu dienende Vorrichtung nach den Berichten noch verbesserungsfähig zu sein, doch soll Aussicht auf befriedigende Lösung bestehen.  
W.

## Lokomotiven und Wagen.

### Diesellokomotive mit Flüssigkeitsgetriebe Bauart Schwartzkopff-Huwiler.

Von der Berliner Maschinenbau-A. G. wurde eine Versuchsdiesellokomotive mit einem hydraulischen Übertragungsgetriebe Bauart Schwartzkopff-Huwiler hergestellt.

Die Antriebsmaschine ist ein einfach wirkender stehender sechszylindriger Dieselmotor von 220 PS. Dieser ist durch eine Reibkupplung mit dem Flüssigkeitspumpwerk gekuppelt. Der Flüssigkeitsmotor liegt im Rahmen und treibt über eine Blindwelle die Triebachsen.

Der Hauptvorteil des Getriebes besteht in der stoßfreien Geschwindigkeitsregelung durch die stufenlose, durch Druckluft betätigte Schaltung. Die Umsteuerung erfolgt durch einen Drehschieber, der die Umlenkung der Flüssigkeitssäule und damit auch die Richtungsänderung der Maschine vermittelt. Der durch Dauerversuche festgestellte Wirkungsgrad des Getriebes ist 82%.

Acht Röhrenkühler für Hauptmotor und Getriebeöl sind an den Seitenwänden angebracht und stehen mit je einem Entlüfter in Verbindung. Den Lüfterantrieb besorgt ein eigener Vergasermotor, so daß auch bei stehender Lokomotive die Rückkühlung nicht unterbunden wird. Dieser Vergasermotor treibt auch den Hilfsverdichter an, der die zum erstmaligen Anlassen des Dieselmotors nötige Druckluft liefert.

Der Brennstoffverbrauch beträgt rund 350 g Gasöl für 1 PS h am Zughaken.

Zahlreiche, bei ungünstigen Streckenverhältnissen mit Belastungen von 120 bis 150 t durchgeführte Probefahrten haben die Brauchbarkeit dieser Art von Kraftübertragung für mittlere und kleinere Leistungen gezeigt.

(Z. V. d. I. Mai 1928.)

Schw.

### Diesel-Triebwagenzug der London, Midland und Schottischen Bahn.

Der Triebwagenzug besteht aus vier vierachsigen Wagen, nämlich einem Triebwagen und drei Anhängern. Der Zug weist bei einer Gesamtlänge von rund 75 m und einem gesamten Leergewicht von 146 t 32 Sitzplätze erster und 265 Sitzplätze dritter Klasse auf; außerdem enthalten der Triebwagen und der hinterste Anhänger noch je ein Führer- und ein Gepäckabteil.

Der Triebwagen ist in den Bahnwerkstätten zu Derby aus einem solchen mit rein elektrischem Antrieb umgebaut worden. Er wiegt 60 t und läuft auf zwei zweiachsigen Drehgestellen; das hintere derselben trägt die beiden 580 V-Triebmotoren von je 280 PS Leistung, die über eine Getriebsübersetzung 18:60 beide Achsen antreiben. Vorn im Triebwagen, unmittelbar hinter dem Führerstand, ist in der Wagenlängsachse die einfach wirkende 500 PS Beardmore-Dieselmachine eingebaut worden. Sie hat acht Zylinder von je 203 mm Durchmesser und 305 mm Hub, die im Viertakt mit 900 Umdr./min. arbeiten. Auf die Leistungseinheit treffen 6,6 kg Gewicht. Über die Einzelheiten dieser Beardmore-Dieselmachine, die auch in Kanadischen Triebwagen Verwendung gefunden hat, ist schon früher berichtet worden\*).

\*) Organ 1926, S. 173 und 1928, S. 240.

Die 340 kW Gleichstrommaschine ist unmittelbar mit der Dieselmachine gekuppelt.

Die Maschinenanlage kann von den Führerständen an beiden Zugenden aus elektromagnetisch gesteuert werden. Ein besonderer Bedienungsmann soll daher auch bei Rückwärtsfahrt des Zuges im Maschinenraum nicht erforderlich sein; außerdem gestattet die Fernsteuerung bei starkem Verkehr auch die Vereinigung von zwei derartigen Zügen zu einem Doppelzug. Bei Versuchsfahrten zwischen Manchester und Blackpool scheint sich der neue Triebwagenzug gut bewährt zu haben. Er soll demnächst zwischen Blackpool und Lytham in den regelmäßigen Dienst gestellt werden.

R. D.

(The Railw. Eng. 1928, Juni.)

### Motortriebwagen für Arbeits- und Transportzwecke.

Die Deutsche Reichsbahn hat vor einiger Zeit einen Arbeitswagen in Dienst gestellt, der von einem Verbrennungsmotor getrieben wird und außer 10 t Eigenladung noch eine Anzahl beladener Anhänger befördern kann.

Ein gewöhnlicher X-Wagen wurde mit einem vierzylindrigen Lastwagenmotor von 65 PS Leistung bei 1200 Uml./min. versehen. Motor, Kupplung und Getriebe hängen, durch ein U-Eisen zusammengefaßt, unter dem Wagenkasten zwischen den Radsätzen. Eine übergroße Lamellenkupplung gestattet auch bei schwerster Belastung vollkommen ruckfreies Anfahren. Das Getriebe hat drei Geschwindigkeitsstufen. Durch eine neuartige Schaltung, die die Schaltstufen so zwangsläufig steuert, daß jeweils nur der gewählte Gang geschaltet wird, gestaltet sich die Bedienung des Wagens sehr einfach. Die hinten liegende Treibachse wird mittels einer ausziehbaren Gelenkwelle durch einfachen Kegelradantrieb getrieben.

Ein bremshausartiger Führerstand ist am vorderen Wagende angebracht. Sein Fußboden liegt um die Höhe der Kastenwand über dem Wagenboden, so daß auch lange Schienen befördert werden können.

Die Regelung des Motors geschieht durch einen Drosselhebel. Die Änderung der Fahrtrichtung kann nur bei Stillstand des Wagens erfolgen. Während der Fahrt ist der Richtungswechsel im Getriebe verriegelt.

Der Arbeitswagen hat sich sehr gut bewährt. Bei 10 t Eigenladung und 15 t Anhängelast betrug der Brennstoffverbrauch 0,55 l/km. Die Höchstgeschwindigkeit von 40 km/Std. wurde in 35 bis 40 Sek. erreicht. Zuggewichte von 100 t konnten bei Versuchsfahrten völlig ruckfrei abgeschleppt werden.

Der Wagen ist nicht nur für Bauzwecke sondern auch für Gütertransport, Fabrikanlagen und für den Verschiebedienst geeignet. Auch könnte die Maschinenanlage leicht eingebaut werden.

Schw.

(Z. V. D. I. 1928, Mai.)

### Betriebsergebnisse der argentinischen Ljungström-Turbinenlokomotive.

Die Lokomotive, über deren Bauart schon früher berichtet worden ist\*), steht seit März 1926 zusammen mit Kolbenloko-

\*) Organ 1923, S. 151.

motiven ähnlicher Leistung im regelmäßigen Dienst auf der Strecke von Santa Fé nach Tucuman. Nach Ablauf einer zweijährigen Betriebszeit, während welcher beide Lokomotivbauarten rund 100000 km zurückgelegt hatten, soll sich zugunsten der Turbinenlokomotive eine Ersparnis von 14100 t Heizöl und 234900 m<sup>3</sup> Wasser ergeben haben. Diese Ersparnis würde etwa einem Minderverbrauch an Brennstoff von 40 bis 50% und an Wasser von rund 95% entsprechen. Die Erfahrung während dieser zwei Betriebsjahre soll auch wie bei der englischen Loko-

nachstehenden Zusammenstellung aufgeführten Werte ergeben, die sich mit den Ergebnissen des Dauerbetriebes ziemlich decken.

R. D.

(Rev. gén. d. Ch. de F. 1928. 1. Halbj., Nr. 4.)

### Schutz für Bremszylinder.

Die amerikanische Westinghouse-Gesellschaft hat kürzlich einen Schutz für Bremszylinder auf den Markt gebracht, der das Eindringen von Wasser und Schmutz in Stopfbüchse und Zylinder-

Lokomotiv-Bauart	Streckenleistung km	Zuggewicht t	Baustoffverbrauch		Wasserverbrauch		Fahrtdauer
			insgesamt kg	auf 1000 tkm kg	insgesamt l	auf 1000 tkm l	
Kolbenlokomotive ...	165	799	26400 Holz entsprechend 7764 kg Heizöl	61.66 Holz entsprechend 18 kg Heizöl	110000	256	27 h 55 Min.
	140	1092					
	98	1065					
	39	1000					
Turbinenlokomotive ..	442	1300	6875 kg Heizöl	12 kg Heizöl	5000	8.7	21 h 30 Min.

motive ergeben haben, daß die Turbinenlokomotive vermöge ihres gleichmäßigeren Drehmomentes leichter anfähre und eine um etwa 25% höhere Zugkraft entwickelt als die entsprechende Kolbenlokomotive. Hieraus, sowie aus der Möglichkeit, längere Strecken ohne Aufenthalt zu durchfahren — wegen des geringeren Wasserverbrauchs und der besseren Schmierung — scheint sich eine ziemlich bedeutende Erhöhung der Zahl der geleisteten tkm zu ergeben.

Besondere Versuchsfahrten, die auf der 442 km langen Strecke von Clodomira nach San Cristobal mit beiden Lokomotivbauarten vorgenommen wurden, haben die in der

raum und die damit verbundenen Schäden verhindern soll. Der Schutz besteht aus einem Segeltuchkegel, dessen unteres Ende zwischen Zylinder und Zylinderdeckel gleichsam als Dichtung mit eingeklemmt wird, während das obere Ende durch die Rückstellfeder des Kolbens an den Kolbenkörper gedrückt wird. Wasser und Schmutz, die in den Zylinder eindringen, werden durch den Schutz abgefangen. Das Wasser kann durch eine Ablauföffnung im Zylinderkopf ablaufen. Der Schutz ist biegsam und faltet sich zusammen, wenn die Bremse angezogen wird, der Bremskolben also nach außen geht.

E. b.

(Railw. Age. März 1928.)

## Buchbesprechungen.

**Brücken in Eisenbeton.** Ein Leitfaden für Schule und Praxis von C. Kersten. Band I: Platten- und Balkenbrücken. Sechste neubearbeitete Auflage. Berlin 1928. Verlag von Wilhelm Ernst u. Sohn. Preis gebunden 13,50 *RM.*

Die neu erschienene Auflage des bekannten Buches hat durch eine zeitgemäße, die Fortschritte in der baulichen Gestaltung des Eisenbetons berücksichtigende Umarbeitung und bedeutende Vermehrung der Textabbildungen wesentlich gewonnen. Sie vermittelt in ihrer jetzigen Fassung eine umfassende Übersicht über die mannigfachen Ausführungsmöglichkeiten von Eisenbetonbrücken, angefangen vom einfachen Plattendurchlaß bis zu den über mehrere Stützen durchlaufenden und rahmenförmigen Brückenträgern. Rein wissenschaftliche Betrachtungen sind vermieden und durch Hinweise auf das einschlägige Schrifttum ersetzt. Hervorzuheben sind der systematische Aufbau, die klare, anschauliche Darstellung und der lückenlose, auch auf Fachzeitschriften sich erstreckende Quellenachweis. Schönberg.

**Bahnhofsanlagen.** Von Geh. Baurat Dr. Ing. H. Wegele. Professor an der Technischen Hochschule in Darmstadt. I. Allgemeine Anordnung; Entwicklung der Gleisanlagen. Mit 92 Abbildungen und einer Tafel. 141 Seiten. Sammlung Götschen Bd. 989. Walter de Gruyter & Co., Berlin W. 10 und Leipzig. 1928. Preis: in Leinen geb. *RM.* 1,50.

Der vorliegende I. Teil behandelt die allgemeine Anordnung der Bahnhöfe und die Entwicklung ihrer Gleisanlagen, während der II. Teil die Hoch- und Tiefbauten erörtern soll. In den ersten zehn Abschnitten werden eingehend die verkehrs-, betriebs- und bautechnischen Grundsätze erörtert und daraus die Form der kleinen und mittleren Bahnhöfe entwickelt. In den folgenden zehn Abschnitten werden dann die Sonderformen der größeren Bahnhöfe besprochen. — Das Büchlein bietet dem Nichtfachmann die Möglichkeit schnell in das umfangreiche Gebiet Einblick zu bekommen, dem Fachmann wird durch seine reichen Literaturangaben ein willkommener Wegweiser zu den Quellen seines Wissens sein.

S. p.

**Über die Spannungsverteilung in Stangenköpfen.** Von Dr. Ing. Josef Mathar. Forschungsheft 306. Din A 4, IV/23 Seiten mit 57 Abbildungen. 1928. Broschiert *RM.* 3,75, für VDI-Mitglieder *RM.* 3,40. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.)

Der Verfasser ermittelte versuchsstechnisch an Modellen der gebräuchlichsten Stangenkopfformen die Spannungen und verglich die Ergebnisse mit den nach den bisherigen Berechnungsweisen sich ergebenden Werten. Dabei ist Haftsitz und Spiel in verschiedener Größe zugrunde gelegt, was erhebliche Unterschiede ergibt. Die Versuchsergebnisse sind mit den Rechnungswerten verglichen.

**Dauerversuche zur Bestimmung der Festigkeitseigenschaften. Beziehungen zwischen Baustoffdämpfung und Verformungsgeschwindigkeit.** Von Dr. Ing. E. Becker und Prof. Dr. Ing. O. Föppl. Heft 304 der Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Din A 4, IV/28 Seiten mit 39 Abbildungen und 12 Zahlentafeln. Preis broschiert *RM.* 4,50, für VDI-Mitglieder *RM.* 4,—. 1928. (VDI-Verlag G. m. b. H., Berlin NW 7.)

Über das Verhalten der Baustoffe bis zur Elastizitätsgrenze und im mikroplastischen Gebiete geben die bisher üblichen statischen Prüfverfahren keinen genügenden Aufschluß. Wesentlich zur Klärung der noch unterhalb der Ermüdungsgrenze im Baustoff stattfindenden Vorgänge dürften dagegen Dauerversuche zur Bestimmung der Baustoffdämpfung beitragen. — Ausführlich wird auf den Einfluß von Fehlstellen und Probestabform eingegangen. Die Wirkung künstlich angebrachter Oberflächenbeschädigungen wurde an Dauerbiegestäben verfolgt. Sehr wertvoll ist ein Vergleich der Dauerfestigkeitswerte verschiedener Werkstoffe bei wechselnder Biegung und Verdrehung. Im weiteren ist der Einfluß der Versuchsgeschwindigkeit auf die Baustoffdämpfung behandelt. Die verwendeten Prüfeinrichtungen und die einzelnen Prüfverfahren sind eingehend beschrieben.