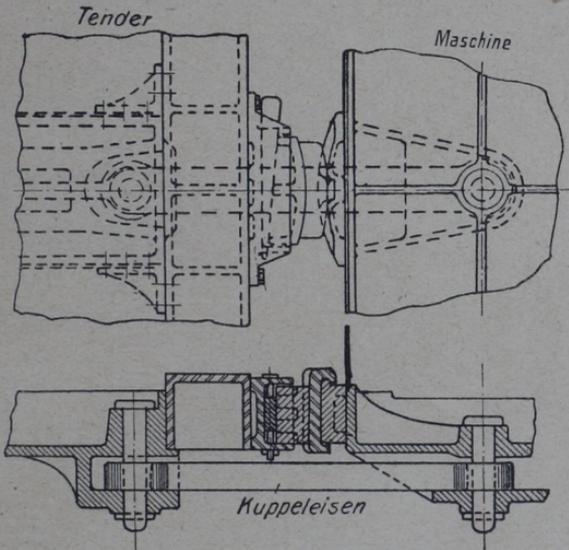


wirken, wird der am Tender angeordnete Stoßpuffer mittels Keils gegen die Pfanne am Lokomotivzugkasten gepreßt. Der als Segment ausgebildete Stoßpuffer ermöglicht die Senkrecht- und Querbeweglichkeit zwischen Lokomotive und Tender und läßt auch bei einigem Spiel ein Verkanten beider Fahrzeuge zu.

## 9. Bremsen.

### a) Bauarten und Anordnungen.

Zum Hemmen eines in Bewegung befindlichen Fahrzeuges müssen besondere Bremsrichtungen angewandt werden. Lokomotiv- bzw. Tenderbremsen werden gewöhnlich als Klotzbremsen ausgebildet. Bremsklötze aus hartem Gußeisen mit Stahlzusatz (Bremsklotz-



Abb, 239. Amerikanische Kupplung.

guß) pressen sich an die Radreifen an. Kraft zur Erzeugung des Bremsklotzdruckes unter Zwischenschaltung von Übersetzungen durch

- Handbetrieb (Wurhebel, Spindel),
- Dampfdruck (steigerungsfähig bis zur vollen Höhe des Kesseldruckes),
- Luftdruck (Westinghouse-, Knorr-, Kunze-Knorr-, Schleifer-Bremse),
- Luftleere (Hardy-, Körting-Bremse).

Anordnung der Bremsklötze einseitig oder doppel-seitig an jedem Radreifen. Bei einseitiger Anordnung ist Lage der Klötze vorn günstiger, da dann beim Bremsen zusätzliche Achsbelastung eintritt. Bei Lokomotiven für Vorwärts- und Rückwärts-fahrt (Tenderlokomotiven) soll daher möglichst je die Hälfte der

Klötze vor bzw. hinter den Radreifen angebracht werden. Bei doppelseitiger Klotzanordnung wird einseitige wagerechte Radreifenbelastung vermieden, wodurch die Flächenpressung zwischen Klotz und Radreifen vermindert wird. Am günstigsten ist Lagerung der Klötze in Höhe Achsmitte. Damit der Druck aller Klötze auf die Radreifen derselbe ist, müssen Ausgleichhebel mit den entsprechend gewählten Hebellängen eingeschaltet werden.

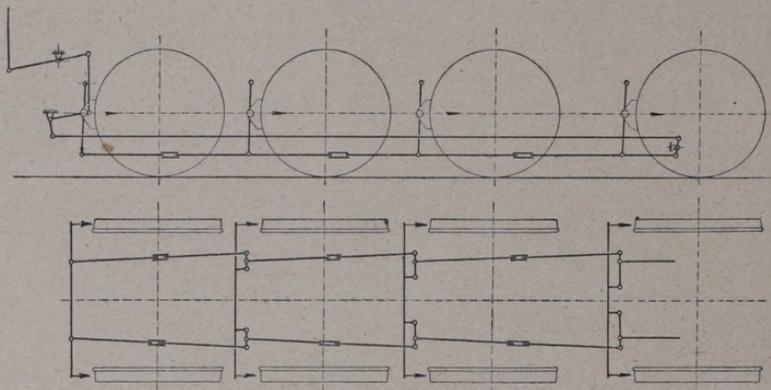


Abb. 240. Einseitige Lokomotivbremse aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck wagerecht, mit Ausgleich.

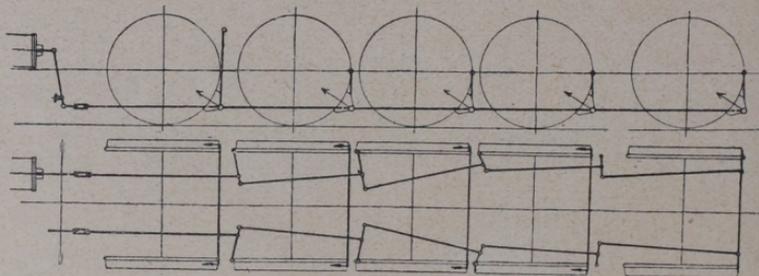


Abb. 241. Einseitige Lokomotivbremse aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

Bremsanordnungen sind folgendermaßen ausgebildet:  
 Abb. 240: Bremse einer D-Lokomotive, bei der alle gekuppelten Räder einseitig gebremst werden und der Bremsklotzdruck in wagerechter Richtung auf die Räder übertragen wird. Bemerkenswert ist die Anordnung von zwei Umlenkebeln zwischen Bremswelle und Bremszylinder, Ausgleich der Drücke durch Ausgleichgestänge. Nachstellmöglichkeit in allen Bremszugstangen.

Abb. 241: Bremse einer 1E-Lokomotive<sup>1)</sup>, bei welcher der Bremsklotzdruck einseitig auf alle gekuppelten Räder übertragen

<sup>1)</sup> Das Laufrad ist in der Abbildung fortgelassen.

wird und schräg nach oben wirkt. Nachstellmöglichkeit nur an den unmittelbar an der Bremswelle befindlichen Zugstangen.

Abb. 242: Bremse einer E-Lokomotive, bei der nur zwei Achsen doppelseitig gebremst werden. Bremsklotzdruck schräg nach oben gerichtet. Ausgleichgestänge zum Ausgleich der Drücke, ebenso Nachstellmöglichkeit in allen Bremszugstangen. Notwendigkeit eines festen Punktes am Rahmen zur Aufhängung der letzten Zugstange.

Abb. 243: Bremse einer E-Lokomotive, bei der nur vier Achsen doppelseitig gebremst werden und jegliches Ausgleichgestänge vermieden ist. Notwendigkeit einer zweiten Bremswelle nebst voll-

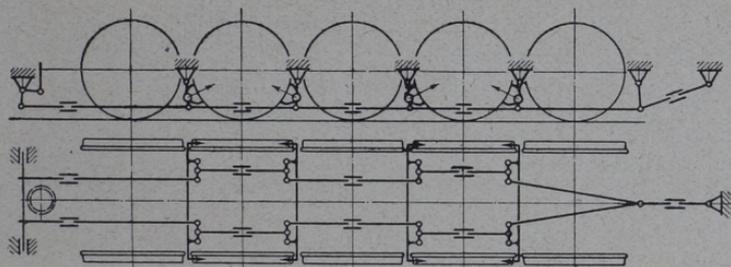


Abb. 242. Doppelseitige Lokomotivbremse einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

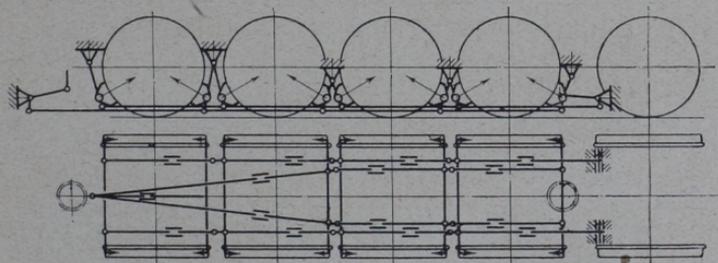


Abb. 243. Doppelseitige Lokomotivbremse einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, Ausgleich mit Einschränkung.

ständigem Bremsgestänge. Durch rechtzeitige Nachstellung der Zugstangen ist Ausgleich der Bremsklotzdrücke in gewissem Grade möglich.

Abb. 244: Bremse einer E-Lokomotive, bei der nur vier Achsen einseitig gebremst werden. Die Bremsklotzdrücke sind ausgeglichen. Bemerkenswert ist die einfache Bauart der Bremse durch Anordnung einer mittleren Bremszugstange.

Abb. 245: Bremse einer C-Schmalspur-Lokomotive, bei welcher der geringe zur Verfügung stehende Raum zwischen den Rahmenblechen zur Anordnung der Bremszugstange in Rahmenmitte nötigte. Ausgleich der Bremsklotzdrücke durch Ausgleichhebel.

Abb. 246: Bremse eines vierachsigen Tenders (2 Drehgestelle), bei der alle Achsen doppelseitig gebremst sind. Die beiden Bremszylinder (ein Einkammer- und ein Zweikammerzylinder) sind im Tenderrahmen fest gelagert. Die Übertragungsgestänge sind so angeordnet, daß jeder Zylinder gleichmäßig auf die Bremse des vorderen und hinteren Drehgestelles wirkt.

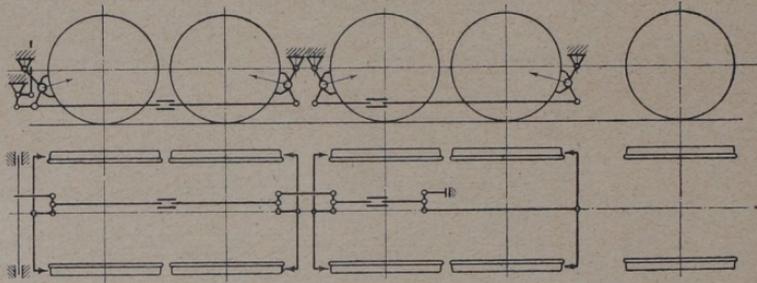


Abb. 244. Einseitige Lokomotivbremsung einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

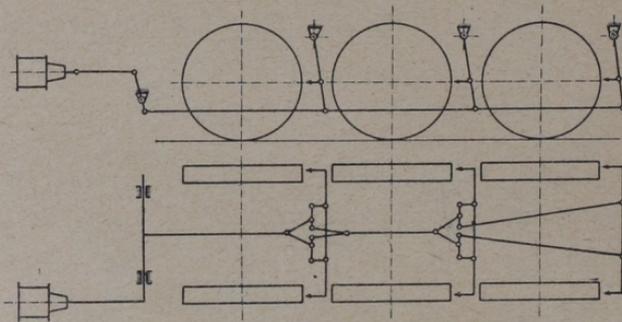


Abb. 245. Einseitige Lokomotivbremsung aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck wagerecht, mit Ausgleich.

### b) Erforderliche Angaben zum Entwurf einer Bremse.

Entwurf und Berechnung müssen Hand in Hand gehen. Zweckmäßigerweise wird nach dem Verhältnis von Bremsklotzweg  $u$  zum Bremskolbenweg  $k_s$  das erforderliche Übersetzungsverhältnis gewählt. Der Abstand zwischen Bremsklotz und Radreifen in neuem Zustand soll  $u = 5$  bis  $7$  mm, bei größter Abnutzung  $u = 10$  bis  $12$  mm betragen.

Die zulässigen Hübe an den Kolben der Bremszylinder mit Steuer-ventil sind

bei senkrechter Anordnung	$k_s = 70$ bis $100$ mm
bei wagerechter Anordnung	$k_s = 110$ bis $250$ mm
bei Drehstellbremsen	$k_s = 35$ bis $70$ mm

Demnach ist eine Übersetzung der Kraft von Bremszylinder bis Bremsklotz möglich, wenn  $u = 6$

bei senkrechter Anordnung etwa um das 14fache  
 bei wagerechter Anordnung etwa um das 30fache  
 bei Drehgestellbremsen etwa um das 8fache.

Da die Höhe der Abbremsung im allgemeinen vorgeschrieben ist, so erhält man hieraus den vorläufig erforderlichen Bremskolbendruck.

Die Unterbringung der Bremsvorrichtung, sowie die Übersetzung des Bremsgestänges ist dem Rahmenbau anzupassen. Nach den jeweils vorliegenden Verhältnissen ist von den ermittelten Übersetzungen mehr oder weniger abzuweichen. Bei etwa vorhandener Handbremse, die durch Wurfhebel betätigt wird, soll der Ausschlag dieses Hebels beim Anziehen der Bremse nicht mehr als  $150^{\circ}$  betragen.

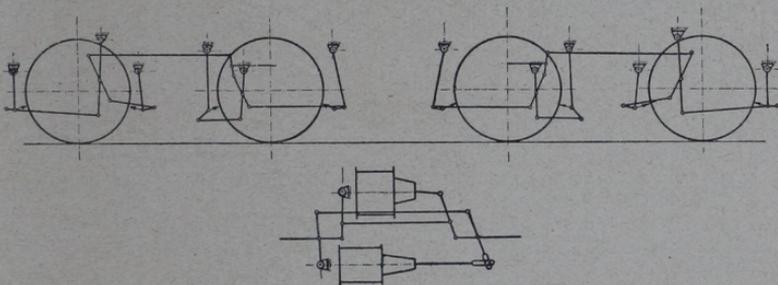


Abb. 246. Doppelseitige Tenderbremsung, Klotzdruck schräg nach oben.

### c) Allgemeines über Bremsberechnung.

Es sei

$G$  in kg das Gewicht der Lokomotive,  
 $g$  in  $\text{m}/\text{sek}^2$  die Erdbeschleunigung,  
 $v$  in  $\text{m}/\text{sek}$  die Fahrgeschwindigkeit,  
 $n$  in ‰ eine etwa vorhandene Neigung der Strecke,  
 $s$  in m der Bremsweg,  
 $W$  in kg der Eigenwiderstand der Lokomotive,  
 $B$  in kg die wirksame Bremskraft.

Berechnung des Bremsweges  $s$ :

für ebene Strecke:

$$B \cdot s = \frac{G \cdot v^2}{2g} - W \cdot s; \text{ hieraus } s = \frac{G \cdot v^2}{2g \cdot (B + W)}$$

für Steigung:

$$B \cdot s = \frac{G \cdot v^2}{2g} - W \cdot s - \frac{G}{1000} \cdot n \cdot s; \text{ hieraus } s = \frac{G \cdot v^2}{2g \cdot \left( B + W + \frac{G \cdot n}{1000} \right)}$$

für Gefälle:

$$B \cdot s = \frac{G \cdot v^2}{2g} - W \cdot s + \frac{G}{1000} \cdot n \cdot s; \text{ hieraus } s = \frac{G \cdot v^2}{2g \cdot \left( B + W - \frac{G}{1000} \right)}$$

Unbekannt ist in diesen Gleichungen Bremsweg  $s$  und Bremskraft  $B$ .

Die Erzeugung der Bremskraft  $B$  geschieht durch Anpressen eines Bremsklötzes gegen den Radreifen mit Druck  $N$ , derart, daß bei Reibungszahl  $\mu$  zwischen Bremsklotz und Rad Bremskraft  $B = \mu \cdot N$  erzeugt wird. Reibungszahl  $\mu$  ist nach Versuchen von Galton<sup>1)</sup> in hohem Maße abhängig von der Fahrgeschwindigkeit; je größer Fahrgeschwindigkeit, um so kleiner  $\mu$ . Zur Erzeugung gleichmäßiger Bremskraft  $B$  muß demnach  $N$  mit abnehmender Geschwindigkeit kleiner werden.

Bei der Knorr-Luftdruckbremse beispielsweise ist der Bremsklotzdruck regelbar durch Kunzeschen Bremsdruckregler. Wird bei zulässige Schienenreibungswert, z. B.  $0,135 \cdot P$ , wobei  $P$  die Radabnehmender Geschwindigkeit Bremsklotzreibung  $\mu \cdot N$  größer als der belastung angibt, so wird eine Feder zusammengedrückt, und durch ein gesteuertes Ventil entweicht solange Luft aus dem Bremszylinder, bis die Bremsklotzreibung auf den zulässigen Wert  $\mu \cdot N = 0,135 \cdot P$  verringert ist. Hierdurch gleichmäßiger Bremswiderstand während des ganzen Verlaufs der Bremsung. Wird die Bremskraft  $\mu \cdot N > \text{Reibungskraft am Radumfang } \mu' \cdot P$ , wobei  $\mu'$  die Reibung zwischen Rad und Schiene, so wird das Rad festgestellt und die Lokomotive rutscht. Hierdurch bedeutende Ermäßigung der Bremswirkung, da die Reibungszahl der gleitenden Reibung verhältnismäßig klein.

Für Berechnung neu zu erbauender Bremsen ist Rücksichtnahme auf veränderliche Reibungszahlen nicht erforderlich, da im allgemeinen die Höhe der Abbremsung in Prozent des Dienstgewichtes der Lokomotive vorgeschrieben ist. Die preuß. Staatseisenbahnen verlangen z. B. bei  $3\frac{1}{2}$  at Druck im Bremszylinder der Luftdruckbremse Abbremsung von 65 bis 70% des auf sämtliche gekuppelte Achsen entfallenden Gewichtes. Für Laufachsen und Drehgestelle ist der Bremsdruck 50% des auf diese entfallenden Gewichtes. Drehgestelle sind stets mit besonderem Bremszylinder auszurüsten. Für die Dampfbremse gelten Vorschriften, wie für die Luftdruckbremse, jedoch ist als Druck im Bremszylinder voller Kesseldruck anzusetzen. Bei Tenderlokomotiven ist bei Ermittlung des Bremsklotzdruckes das Gewicht mit halben Vorräten an Wasser und Kohle anzunehmen. Tender sollen mit 70% des Tendergewichtes bei halben Vorräten an Wasser und Kohle abgebremst werden, wobei als Druck im Zylinder der Druckluftbremse  $p = 4$  at zu wählen ist. Bei der Kunze-Knorr-Schnellbahn-Verbundbremse kann der Bremsklotzdruck bis zu 170% des Dienstgewichtes gesteigert werden.

#### d) Kräfte am Bremsgehänge.

I. Einseitig wirkende Klotzbremse; Bremsdruck wagerecht gerichtet (Abb. 247).

Momentengleichung um Punkt 1:

Für Vorwärtsfahrt (in Pfeilrichtung)

$$K \cdot a - N \cdot b - \mu \cdot N \cdot c = 0; \text{ hieraus } K = \frac{N \cdot b + \mu \cdot N \cdot c}{a}$$

Für Rückwärtsfahrt

$$K \cdot a - N \cdot b + \mu \cdot N \cdot c = 0; \text{ hieraus } K = \frac{N \cdot b - \mu \cdot N \cdot c}{a}$$

Zur Erzeugung der gleichen Bremskraft ist demnach bei Vorwärtsfahrt größerer Zug am Bremsgehänge erforderlich als bei Rückwärts-

<sup>1)</sup> Für gußeiserne Bremsklötze auf stählernen Radreifen.

fahrt. Gleiche Bremskraft vorwärts wie rückwärts bei gleicher Zugkraft am Bremsgehänge ist nur möglich, wenn  $c = 0$ , d. h. wenn der Aufhängungspunkt des Bremsgehänges senkrecht zum Anpressungsdruck  $N$  angeordnet ist.

Durch Abdrehen der Radreifen wird Veränderlichkeit des Durchmessers  $D$  der Räder bedingt, womit die Bedingung  $c = 0$  für die ganze Laufzeit des Radsatzes unerfüllbar.

Durch Bremsung verursachter einseitiger Lagerdruck  $N$  ergibt sich nach Abb. 247

$$\begin{aligned} \text{für Vorwärtsfahrt} \quad \text{aus } N &= \frac{K \cdot a}{b + \mu \cdot c} \\ \text{für Rückwärtsfahrt} \quad \text{aus } N &= \frac{K \cdot a}{b - \mu \cdot c} \end{aligned}$$

Bei Bremsung tritt  $B = \mu \cdot N$  während Vorwärtsfahrt als Rahmenbelastung, während Rückwärtsfahrt als Rahmenentlastung auf.

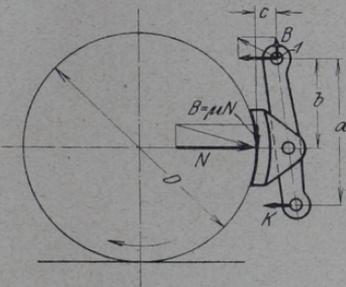


Abb. 247. Kräfte am Gehänge für einseitige Bremsung, Klotzdruck wagerecht.

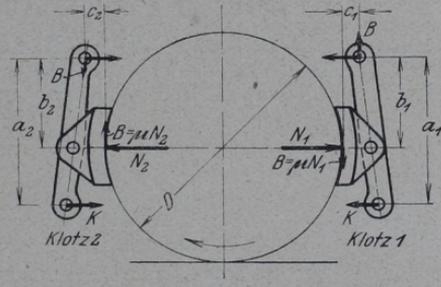


Abb. 248. Kräfte am Gehänge für doppelseitige Bremsung, Klotzdruck wagerecht.

### II. Doppelseitig wirkende Klotzbremse; Bremsdruck wagerecht gerichtet (Abb. 248).

Zugkraft  $K$  ist an beiden Bremsgehängen gleich. Es wird für Vorwärtsfahrt (in Pfeilrichtung)

$$\begin{aligned} \text{an Bremsklotz 1: } N_1 &= \frac{K \cdot a_1}{b_1 + \mu \cdot c_1} \\ \text{an Bremsklotz 2: } N_2 &= \frac{K \cdot a_2}{b_2 - \mu \cdot c_2} \end{aligned}$$

Für Rückwärtsfahrt gelten die entgegengesetzten Vorzeichen im Nenner der beiden Gleichungen. Die Bremskraft an beiden Bremsklötzen ist demnach verschieden groß. Somit ist auch bei Doppelklotzbremse nicht ausgeglichener wagerechter Druck auf die Achslager vorhanden.

### III. Einseitig wirkende Klotzbremse; Bremsdruck schräg nach oben gerichtet (Abb. 249 und 250).

Der Winkel zwischen der Richtung des Bremsklotzdruckes und der Wagerechten sei  $\alpha$ . Mit den Bezeichnungen der Abb. 249 ist

$$\begin{aligned} \text{für Vorwärtsfahrt} \quad K \cdot a &= N \cdot b + \mu \cdot N \cdot c; \text{ hieraus } K = \frac{N \cdot b + \mu \cdot N \cdot c}{a} \\ \text{für Rückwärtsfahrt} \quad K \cdot a &= N \cdot b - \mu \cdot N \cdot c; \text{ hieraus } K = \frac{N \cdot b - \mu \cdot N \cdot c}{a} \end{aligned}$$

Zur Ermittlung der Rahmenbelastung bzw. Entlastung dient die Zerlegung der Kräfte am Bremsgehänge (nach Abb. 250);

bei Vorwärtsfahrt ist

$$N \cdot \sin \alpha + \mu \cdot N \cdot \cos \alpha = V$$

$$N \cdot \cos \alpha - \mu \cdot N \cdot \sin \alpha - K = H$$

$$\mu \cdot N \cdot \sin \alpha \cdot b' - N \cdot \cos \alpha \cdot b' - N \cdot \sin \alpha \cdot c' - \mu \cdot N \cdot \cos \alpha \cdot c' + K \cdot a = 0$$

bei Rückwärtsfahrt ist

$$N \cdot \sin \alpha - \mu \cdot N \cdot \cos \alpha = V$$

$$N \cdot \cos \alpha + \mu \cdot N \cdot \sin \alpha - K = H$$

$$\mu \cdot N \cdot \cos \alpha \cdot c' - N \cdot \cos \alpha \cdot b' - N \cdot \sin \alpha \cdot c' + \mu \cdot N \cdot \sin \alpha \cdot b' + K \cdot a = 0$$

Durch sinngemäße Vereinigung der Gleichungen für Vorwärts- und Rückwärtsfahrt erhält man die für die Doppelklotzbremse mit schräg angeordneten Bremsklötzen gültigen Beziehungen.

### e) Untersuchung der Kraft- und Wegverhältnisse einer Doppelklotzbremse (Abb. 251 bis 253).

#### 1) Kraftverhältnisse (Abb. 251).

Voraussetzung ist, daß Bremsklotzdruck  $N$  an allen Bremsklötzen gleich groß, daß Lokomotive im Stillstand angenommen, demnach  $\mu \cdot N = 0$ .

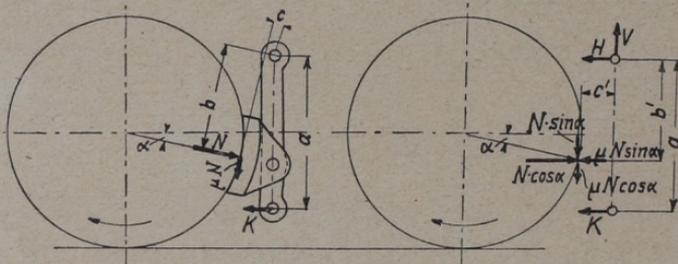


Abb. 249/250. Kräfte am Gehänge für einseitige Bremsung, Klotzdruck schräg nach oben.

#### Bremsgehänge I

##### Kräftegleichungen

$$N - H_1 - A = 0; \quad V_1 - V_{a1} = 0$$

##### Momentengleichung um Punkt I

$$A(a + b) - N \cdot a = 0; \quad \text{hieraus } A = \frac{N \cdot a}{a + b}$$

#### Bremsgehänge II

##### Kräftegleichungen

$$H_2 - N + B = 0; \quad B \cdot \operatorname{tg} \alpha - V_2 = 0$$

##### Momentengleichung um Punkt II

$$N \cdot c - B(c + d) = 0; \quad \text{hieraus } B = N \cdot \frac{c}{c + d}$$

#### Ausgleichshebel I

##### Kräftegleichung

$$A - B - Z_1 = 0; \quad \text{hieraus } Z_1 = A - B; \quad V_{a1} = B'' \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Momentengleichung um Punkt 1

$$A \cdot f - B(e + f) = 0; \text{ hieraus } \frac{e + f}{f} = \frac{A}{B} = \frac{N \cdot \frac{a}{a + b}}{N \cdot \frac{c}{c + d}} = \frac{a \cdot (c + d)}{c \cdot (a + b)}$$

Bremsgehänge III

Kräftegleichung

$$N - H_3 - C = 0$$

Momentengleichung um Punkt III

$$C(g + h) - N \cdot g = 0; \text{ hieraus } C = \frac{N \cdot g}{g + h}$$

Bremsgehänge IV

Kräftegleichung

$$H_4 - N + D = 0$$

Momentengleichung um Punkt IV

$$N \cdot i - D(i + k) = 0; \text{ hieraus } D = \frac{N \cdot i}{i + k}$$

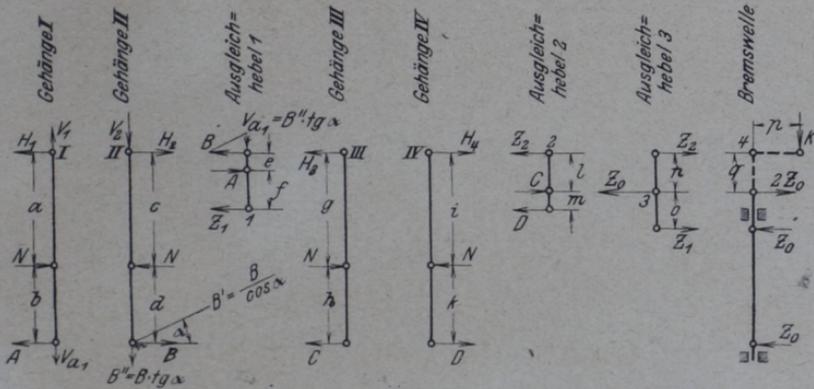


Abb. 251. Kraftverhältnisse der Bremse zu Abb. 252.

Ausgleichs-Hebel 2

Kräftegleichung

$$C - Z_2 - D = 0; \text{ hieraus } Z_2 = C - D$$

Momentengleichung um Punkt 2

$$D(l + m) - C \cdot l = 0$$

$$\frac{l + m}{l} = \frac{C}{D} = \frac{N \cdot g}{g + h}; \frac{N \cdot i}{i + k} = \frac{g}{g + h} \cdot \frac{i + k}{i}$$

Ausgleichs-Hebel 3

Kräftegleichung

$$Z_1 + Z_2 - Z_0 = 0; \text{ hieraus } Z_0 = Z_1 + Z_2$$

Momentengleichung um Punkt 3

$$Z_2 \cdot n = Z_1 \cdot o; \text{ hieraus } \frac{n}{o} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Soll  $Z_1 = Z_2$  werden, so muß sein

$$A - B = C - D \quad \text{oder}$$

$$N \cdot \frac{a}{a+b} - N \cdot \frac{c}{c+d} = N \cdot \frac{g}{g+h} - N \cdot \frac{i}{i+k}$$

Hiermit wird

$$\frac{a}{a+b} - \frac{c}{c+d} = \frac{g}{g+h} - \frac{i}{i+k}$$

An der Bremswelle findet die Vereinigung der Kräfte  $Z_0$  von beiden Lokomotivseiten zu  $2Z_0$  statt.

Momentengleichung um Punkt 4 (Bremswelle)

$$K \cdot p = 2Z_0 \cdot q, \quad \text{oder erforderlicher Bremszylinderdruck}$$

$$K = 2Z_0 \cdot \frac{q}{p} = 2 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot \frac{q}{p}$$

$$= 2 \cdot (A - B + C - D) \cdot \frac{q}{p} = 2N \cdot \left( \frac{a}{a+b} - \frac{c}{c+d} + \frac{g}{g+h} - \frac{i}{i+k} \right) \cdot \frac{q}{p}$$

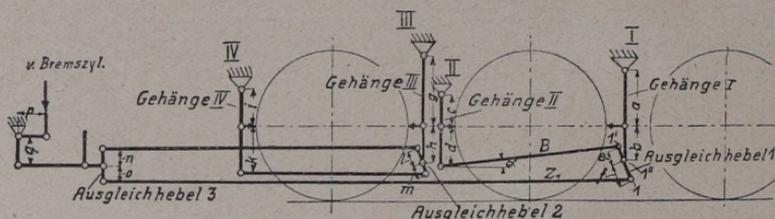


Abb. 252. Bremsung einer 1C-Tenderlokomotive (Laufachse fortgelassen).

### Beispiel:

Ist das Reibungsgewicht der 1C-Tenderlokomotive <sup>1)</sup> in Abb. 252 mit halben Vorräten an Wasser und Kohle 42 000 kg, so sind nach Seite 312 abzubremsen

$$(0,65 \text{ bis } 0,7) \times 42\,000 \text{ kg}$$

Die gewählte Abbremsung sei  $0,66 \times 42\,000 \cong 28\,000 \text{ kg}$ . Diese wird mit Hilfe einer Doppelklotzbremse verteilt auf vier Räder, so daß Druck  $N$  an jedem Bremsklotz

$$N = \frac{28\,000}{8} = 3500 \text{ kg}$$

Bremsgehänge I und II, sowie Ausgleichhebel 1:

Aus der Ausführung liegen fest die Größen

$a = 545 \text{ mm}$ ,  $b = 300 \text{ mm}$ ,  $c = 300 \text{ mm}$ ,  $e = 90 \text{ mm}$ ,  $f = 180 \text{ mm}$ ;  
zu berechnen sind  $d$  und  $Z_1$ .

Berechnung von  $d$ :

$$\frac{e+f}{f} = \frac{a}{a+b} \cdot \frac{c+d}{c}$$

$$\frac{270}{180} = \frac{545}{845} \cdot \frac{300+d}{300} \quad d = \frac{270}{180} \cdot \frac{300 \cdot 845}{545} - 300 = 398 \text{ mm}$$

<sup>1)</sup> Gezeichnet sind hier nur die beiden abgebremsten Achsen.

Berechnung von  $Z_1$ :

$$Z_1 = A - B;$$

$$A = N \cdot \frac{a}{a + b} = 3500 \cdot \frac{545}{845} = 2260 \text{ kg}$$

$$B = N \cdot \frac{c}{c + d} = 3500 \cdot \frac{300}{698} = 1505 \text{ kg}$$

$$Z_1 = 2260 - 1505 = 755 \text{ kg}$$

Bremsgehänge III und IV, sowie Ausgleichhebel 2:

Bekannt sind  $h = 390 \text{ mm}$ ,  $i = 365 \text{ mm}$ ,  $k = 480 \text{ mm}$ ,  $l = 180 \text{ mm}$ ,  $m = 90 \text{ mm}$ ; zu berechnen ist  $g$  unter Voraussetzung  $Z_1 = Z_2$ .Berechnung von  $g$ :

$$\frac{a}{a + b} - \frac{c}{c + d} = \frac{g}{g + h} - \frac{i}{i + k}$$

$$\frac{545}{845} - \frac{300}{698} = \frac{g}{g + 390} - \frac{365}{845}$$

$$g = 712 \text{ mm};$$

am Ausgleichhebel 3 ist hiermit

$$Z_0 = Z_2 + 755 \text{ kg}$$

Hebelarm  $n = o = 135 \text{ mm}$  gewählt.

An der Bremswelle findet die Vereinigung statt von

$$2Z_0 = 2(Z_1 + Z_2) = 2 \cdot 1510 = 3020 \text{ kg}$$

Der Bremszylinderdurchmesser wird gewählt zu  $12\frac{1}{2}'' = 31,8 \text{ cm}$ . Also ist der Druck auf den Bremskolben bei  $3,5 \text{ at}$ 

$$K = \frac{31,8^2 \pi}{4} \cdot 3,5 = 2780 \text{ kg}$$

Hebel an Bremswelle:

Es ist  $K \cdot p = 2Z_0 \cdot q$ ; aus der Ausführung liegt fest  $q = 250 \text{ mm}$ .

Hiermit wird

$$p = 2Z_0 \cdot \frac{q}{K} = 3020 \cdot \frac{250}{2780} = 272 \text{ mm}$$

## II.) Wegverhältnisse (Abb. 253).

Die Entfernung zwischen Bremsklotz und Rad in gelöstem Zustand der Bremse sei  $u$ .

Bremsgehänge I

Der Weg an dem Bremsbalken nach Anziehen der Bremse sei  $x$ ;

dann ist

$$\frac{u}{x} = \frac{a}{a + b} \text{ oder } x = \frac{u \cdot (a + b)}{a}$$

Übertragung dieser Bewegung auf Zugstange  $Z_1$  erfolgt durch Ausgleichhebel.Punkt 1' (Angriffspunkt der Stange B am Ausgleichhebel) sei festgehalten gedacht; dann ergibt sich die wirkliche Bewegung  $v$  an Zugstange  $Z_1$  zum Anziehen des Bremsgehänges I aus

$$\frac{x}{v} = \frac{e}{e + f}$$

Hiernach und unter Benutzung voriger Beziehung erhält man

$$v = \frac{u(a+b)}{a} \cdot \frac{e+f}{e}$$

Bremsgehänge II

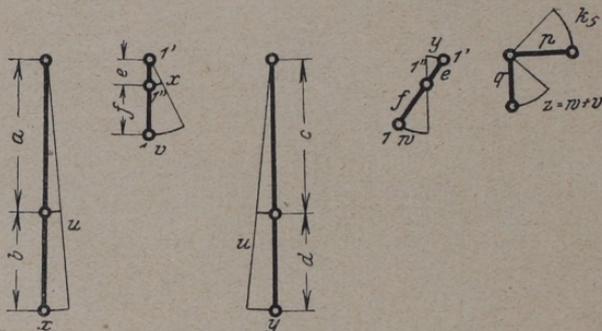
Der Weg an dem Bremsbalken nach Anziehen der Bremse sei  $x$ ; dann ist

$$\frac{u}{y} = \frac{c}{c+d} \quad \text{oder} \quad y = \frac{u \cdot (c+d)}{c}$$

Übertragung dieser Bewegung auf Zugstange  $Z_1$  erfolgt unter Zwischenschaltung von Stange B und Ausgleichhebel 1.

Punkt 1'' (Angriffspunkt des Bremsbalkens am Bremsgehänge I) sei festgehalten gedacht; dann ergibt sich die wirkliche Bewegung  $w$  an Zugstange  $Z_1$  zum Anziehen des Bremsgehänges II aus

$$\frac{y}{w} = \frac{e}{f}$$



Gehänge I Ausgleichhebel I Gehänge II Ausgleichhebel I Bremswelle

Abb. 253. Wegverhältnisse der Bremse zu Abb. 252.

Hiernach und unter Benutzung der vorher für  $y$  aufgestellten Beziehung erhält man

$$w = u \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e}$$

Der gesamte Weg der Zugstange  $Z_1$  zum Anziehen der Bremsklötze I und II ist demnach

$$z = v + w = u \cdot \left( \frac{a+b}{a} \cdot \frac{e+f}{e} + \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e} \right)$$

Der gleiche Weg wird beim Anziehen von Zugstange  $Z_2$  zurückgelegt. Da beide Bewegungen parallel erfolgen, so findet keine Vergrößerung des Weges an Zugstange  $Z_0$  statt.

Durch Hebel ist die Übersetzung an der Bremsschwelle  $\frac{q}{p} = \frac{z}{k_s}$  worin  $k_s$  der Weg des Bremskolbens, so daß  $k_s = \frac{p}{q} \cdot z$

Beispiel:

Zu ermitteln ist Weg  $k_s$  des Bremskolbens der vorher besprochenen Bremse der 1C-Lokomotive. Gegeben sind die Größen

$$a = 545 \text{ mm}, b = 300 \text{ mm}, c = 300 \text{ mm}, d = 398 \text{ mm}, \\ e = 90 \text{ mm}, f = 180 \text{ mm}, q = 250 \text{ mm}, p = 272 \text{ mm}.$$

Bremsklotzweg  $\mu = 6 \text{ mm}$ .

Es wird also der Bremskolbenweg

$$k_s = \frac{p}{q} \cdot z = \frac{p}{q} \cdot u \left( \frac{a+b}{a} \cdot \frac{e+f}{e} + \frac{c+d}{c} \cdot \frac{f}{e} \right) \\ = \frac{272}{250} \cdot 6 \left( \frac{845}{545} \cdot \frac{270}{90} + \frac{698}{300} \cdot \frac{180}{90} \right) = 60,7 \text{ mm}.$$

### f) Ausgeführte Beispiele.

a) Bremse der 2 C-4 Zyl. Heißd.-Verb.-S-Lok. der preuß. Staatsbahn (Abb. 254).

Die drei gekuppelten Achsen werden einseitig gebremst. Bremsklotzdruck ist schräg nach oben gerichtet. Bemerkenswert ist die Ausbildung der Bremswelle, die an einer Rahmenquerversteifung beweglich aufgehängt ist und gleichzeitig als Angriffspunkt für die vordere Bremszugstange dient. Je nach dem Bauart „Westinghouse“ oder „Knorr“ angewendet wird, ergibt sich folgendes:

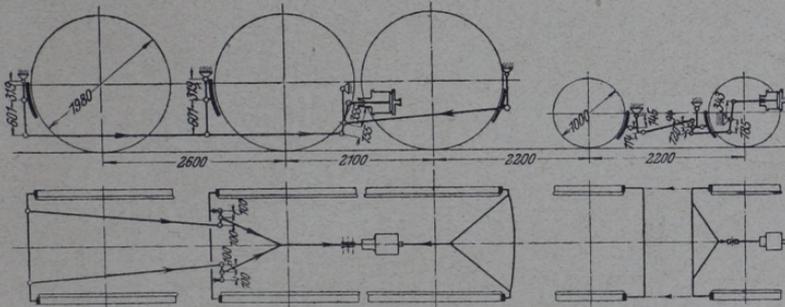


Abb. 254. Bremse der preußischen Gattung S<sub>10</sub>!

Bei „Westinghouse“:

Reibungsdruck der gekuppelten Achsen 51 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 65 bis 70 %

Durchmesser des Bremszylinders 355 mm

Druck im Bremszylinder 3,5 at

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{35,5^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,5 = 3465 \text{ kg}$

Bremsdruck =  $K \cdot \left( \frac{510}{155} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} \right) = 34 270 \text{ kg}$

Bremsprozentage von  $G_r \sim 67 \%$

Bei „Knorr“:

Reibungsdruck der gekuppelten Achsen 51 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 85 bis 90 %

Durchmesser des Bremszylinders 280 mm

Druck im Bremszylinder 7 at

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{28^2 \cdot \pi}{4} \cdot 7 = 4310 \text{ kg}$

Bremsdruck =  $K \cdot \left( \frac{510}{155} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 100 \cdot 319} + \frac{355 \cdot 100 \cdot 920}{155 \cdot 200 \cdot 319} \right) = 42 630 \text{ kg}$

Bremsprozentage von  $G_r \sim 83,5 \%$

Für die Drehgestellbremse, bei der vier Bremsklötze den Druck auf die Räder übertragen, ist

Schienenendruck des Drehgestells 30 000 kg

Hiervon sollen abgebremst werden 50%

Durchmesser des Bremszylinders 254 mm

Arbeitsdruck des Bremszylinders bei 3,5 at =  $\frac{25,4^2 \cdot \pi}{4} \cdot 3,5 = 1773 \text{ kg}$

$$\text{Bremsdruck} = \frac{1773 \cdot 343}{185} \cdot \left( \frac{214}{94} - \frac{120 \cdot 259}{94 \cdot 145} \right) = 15 000 \text{ kg}$$

Somit sind 50% des Drehgestell-Schienenendruckes abgebremst.

β) Bremse der 1 E-HeiBd.-G-Lok., Gattung G<sub>12</sub> der deutschen Reichsbahn (Abb. 255).

Sämtliche Trieb- und Kuppelräder werden einseitig gebremst. Das Bremsgestänge ist für einen Ausgleich aller Bremsklotzdrücke eingerichtet. Das Nachstellen der Bremse erfolgt mittels dreier in den Zugstangen eingeschalteter Spanschlösser.

Der Gesamtdruck der 10 Bremsklötze soll bei  $p = 3,5$  at in den beiden Bremszylindern 70% des Reibungsgewichtes der betriebsfähigen Lokomotive betragen und mittels Zusatzbremse bei 5 at Druck auf 100% gesteigert werden.

Durchmesser der Bremszylinder 14" = 355 mm

Arbeitsdruck des Bremszylinders  $K = \frac{35,5^2 \cdot \pi}{4} \cdot p$

$$\text{Kraft an der Bremswelle } P = K \cdot \frac{900}{121}$$

Entsprechend den Achsen V bis I sind die Kräfte am Bremsbalken:

$$P_5 = P \cdot \frac{90}{390} \quad P_4 = P' \cdot \frac{110}{440} \quad P_3 = P_4' \cdot \frac{120}{360} \quad P_2 = P_3' \cdot \frac{510}{300} \quad P_1 = P_2'$$

in den Zugstangen:

$$P_5' = P \cdot \frac{300}{390} \quad P_4' = P_5' \cdot \frac{330}{440} \quad P_3' = P_4' \cdot \frac{240}{360} \quad P_2' = P_3' \cdot \frac{150}{300}$$

Bei Einsetzung der Werte für  $P'$  ergeben sich die Kräfte am Bremsbalken zu

$$P_5 = P \cdot \frac{90}{390} = 0,2300 P$$

$$P_4 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{110}{440} = 0,1925 P$$

$$P_3 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{120}{360} = 0,1925 P$$

$$P_2 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{240}{360} \cdot \frac{150}{300} = 0,1925 P$$

$$P_1 = P \cdot \frac{300}{390} \cdot \frac{330}{440} \cdot \frac{240}{360} \cdot \frac{150}{300} = 0,1925 P$$



$$\text{Bremsklotzdruck } B = \frac{880}{810} \cdot \Sigma P_{1-5} = \frac{880}{810} \cdot P$$

$$B = K \cdot \frac{900}{121} \cdot \frac{880}{810}$$

$B = 8,1 \cdot K$ , d. h. das gesamte Übersetzungsverhältnis der Bremsgestänge beträgt 8,1.

	Gewöhnliche Bremsung	Zusatz- Bremsung
Druck im Bremszylinder . . . . . at	3,5	5
Arbeitsdruck des Bremszylinders . . kg	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 3,5$	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 5$
Arbeitsdruck der beid. Bremszylinder kg	6930	9900
Gesamtes Übersetzungsverhältnis . . .	8,1	8,1
Gesamter Bremsklotzdruck . . . . . kg	$8,1 \times 6930 =$ 56000	$8,1 \times 9900 =$ 80 000
Bremsprozentage von $G_r = 80 000 \text{ kg} \cdot \%$	70	100

## C. Triebwerk.

Die Triebwerke von Lokomotiven unterscheiden sich voneinander in der Hauptsache durch Anzahl und Lage der Zylinder, sowie durch die Anordnung der Steuerung.

### 1. Allgemeine Anordnungen.

Man kann folgende drei Hauptarten unterscheiden:

- einfache Triebwerksanordnungen (mit zwei, drei und vier Zylindern);
- mehrfache Triebwerksanordnungen (sogen. Gelenklokomotiven);
- weitere Triebwerksanordnungen zur Erzielung guter Krümmungsläufigkeit.

#### a) Einfache Triebwerksanordnungen.

I. Triebwerke mit zwei Zylindern (Abb. 256); Kurbeln um  $90^\circ$  versetzt.

a) Außenzylinder:

- Schieberkasten und Steuerung außen (allgemeine Anordnung),
- Schieberkasten und Steuerung innen (England),
- Schieberkasten außen, Steuerung innen (ältere amerikanische Anordnung).