

B. Laufwerk.

Zu der Lokomotivmaschine gehört Laufwerk und Triebwerk. Zu dem Laufwerk rechnet man im allgemeinen Rahmen-gestell, sowie Federn, Gehänge und Ausgleichhebel, Achsen und Achsbüchsen.

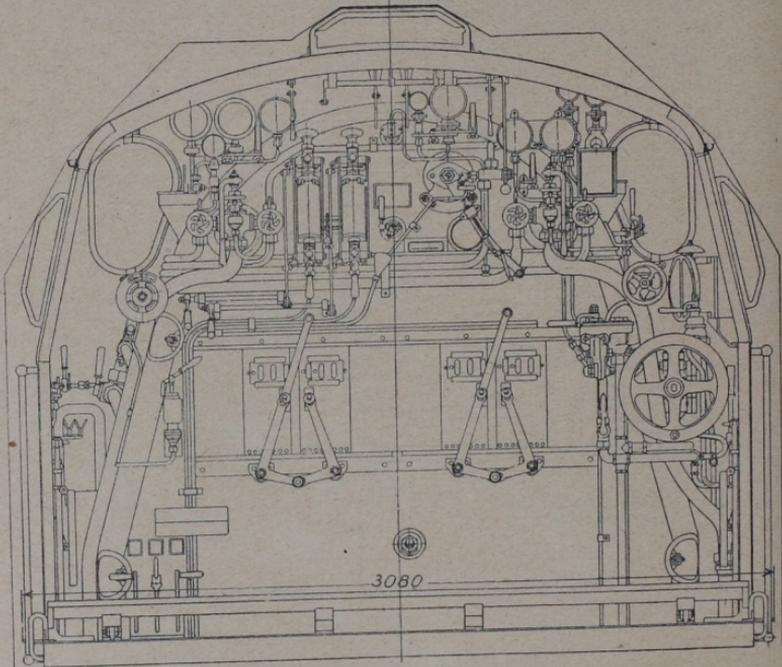


Abb. 171. Führerhaus der badischen 2C1-4 Zylinder-H-V-S-Lokomotive (Maffei).

1. Rahmen.

Er dient dazu, Achsen, Achslager, Drehgestelle usw. in ihrer Lage festzuhalten, Kessel, Zylinder, Triebwerk usw. zu tragen.

Man unterscheidet folgende Rahmenarten:

- I. Nach dem Zweck: Hauptrahmen (zur Verbindung zwischen Kessel, Zylinder und Achsen) und Nebenrahmen (Gestelle, Drehgestelle); letztere sind nötig wegen Krümmungsläufigkeit.
- II. Nach Baustoff und Herstellung: Blech-, Barren-, Kastenrahmen, vereinigte Blech- und Barrenrahmen.

- III. Nach der Bauart: einfache Rahmen (je ein Blech links und rechts), Doppelrahmen (aus Doppelblechen), Rahmen aus drei Rahmenblechen (Mittelblech dient als Lagerunterstützung für ein Mittellager der Kropfachse).
- IV. Nach Lage zu den Rädern: Außen- und Innenrahmen: letztere sind leichter, billiger in der Herstellung wegen Wegfalls der Kurbeln und besser zu versteifen als Außenrahmen.

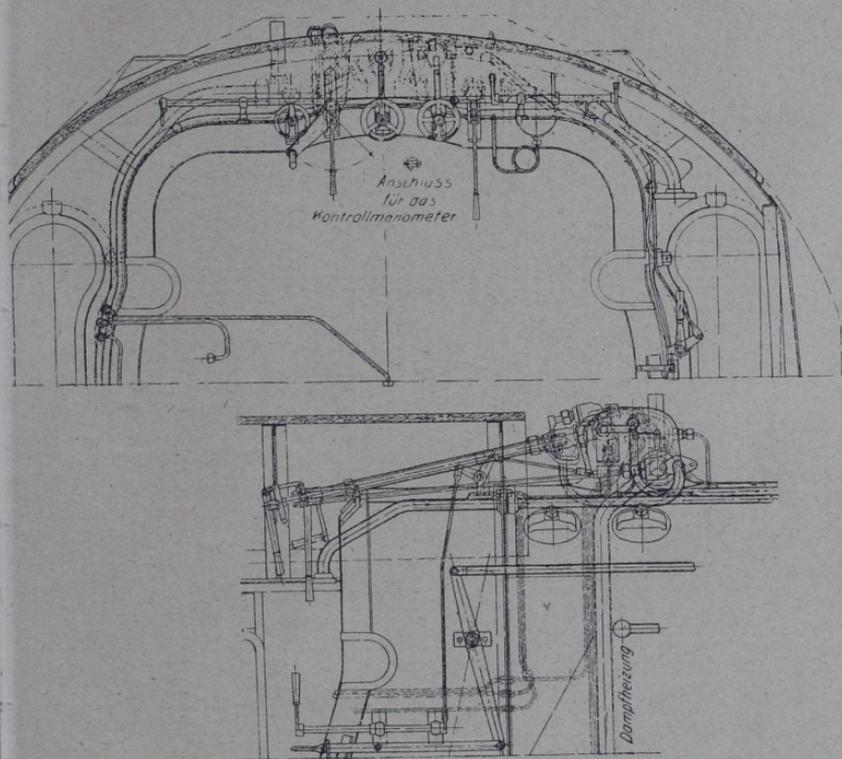


Abb. 172. Dampfentnahmesutzen der deutschen G_{12} -Einheitslokomotive.

a) Bauarten.

Blechrahmen (Abb. 173). Wird in der Regel bei europäischen Lokomotiven angewendet. Seine Form ergibt sich aus der Achsanordnung. Rücksicht ist zu nehmen auf die Anbringung der Zylinder, der Ausgleichhebel usw. Vorn und hinten wird der Rahmen durch die Pufferbohlen abgeschlossen.

Der Rahmen besteht meist aus einfachen, seltener aus mehrfachen Blechen. Bei einfachem Blechrahmen ist die Blechstärke (je

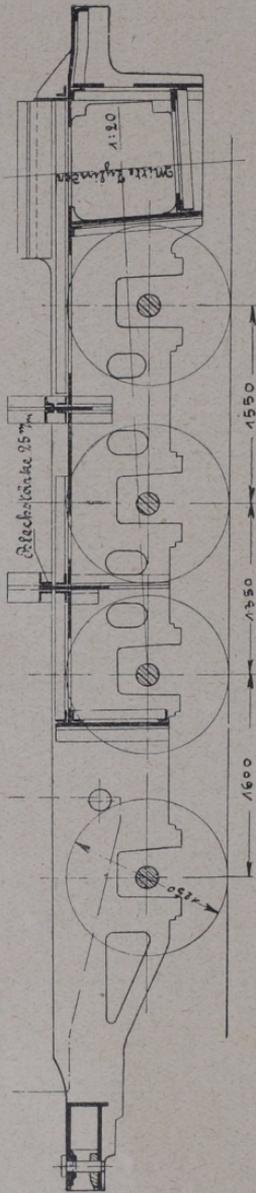


Abb. 173. Blechrahmen.

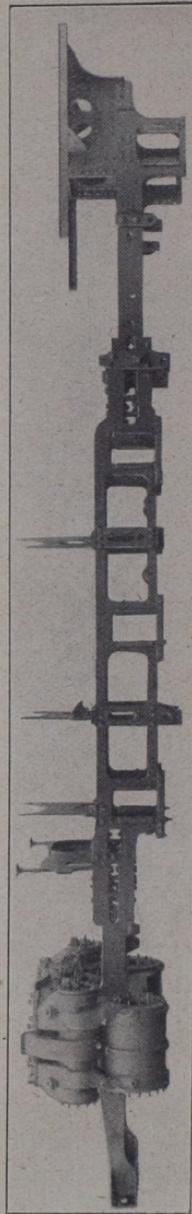


Abb. 174. Barrenrahmen einer 2C1-S-Lokomotive (Maffei)

nach beabsichtigtem Gewicht) 18 bis 40 mm (gewöhnlich 20 bis 35 mm bei Vollbahn-, 10 bis 20 mm bei Kleinbahnlokomotiven); bei Doppelrahmen verwendet man 8 bis 12 mm starke Bleche in etwa 50 mm lichtem Abstand. Bei Vierzylinderlokomotiven, die Kropfachsen erfordern, wird bisweilen in der Mitte, zwecks Aufnahme eines Mittellagers für die Kropfachse noch ein Rahmenblech angeordnet, so daß ein dreifacher Rahmen entsteht.

Baustoff ist Flußeisen von $k_z = 34$ bis 41 kg/qmm und mindestens 25% Dehnung. Lichter Abstand der Rahmenplatten bei Innenrahmen etwa gleich der Spurweite abzüglich ($a + 2 \times$ Rahmenstärke) mm, wobei a etwa 95 mm bei 600 mm, 110 bis 120 mm bei 900 mm und 145 bis 155 mm bei 1435 mm Spurweite ist.

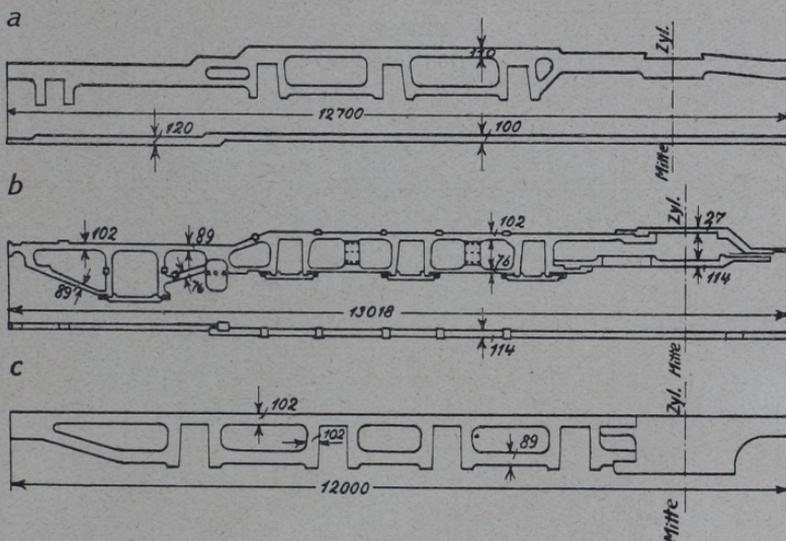


Abb. 175. Barrenrahmen.

Man verwendet am besten zu Blechrahmen völlig ebene Bleche, ohne Auskröpfungen, da sich sonst leicht Verdrehungsspannungen in den Blechen im Betrieb ergeben. An den Achslagerausschnitten, wo geringer Rahmenquerschnitt vorhanden ist, sind Verstärkungsbleche anzubringen. Hierbei ist zu beachten, daß über dem Achslager und unter ihm wegen des Federspiels 30 bis 40 mm Spielraum sein soll. Zur Gewichtsersparnis Ausschnitte im Rahmenblech, wobei scharfe Übergänge, die zu Anrissen Veranlassung geben könnten, vermieden werden müssen. Zwecks Zugänglichkeit der Kesselluken sind im Rahmen Aussparungen anzubringen.

Zur Verbindung und Versteifung der beiden Rahmenbleche gegeneinander Quer- und Längsversteifungen aus Stahlformguß, aus Preßblechen oder aus Blechen mit Winkeln. Sie sind in erster Linie zwischen den Zylindern erforderlich und dort als Kästen ausgebildet. Senkrechte Versteifungen liegen zwischen den Gleitbahn-

trägern, die den senkrechten Druck der Kreuzköpfe, sowie die Steuerungskräfte aufnehmen sollen, und zuweilen vor und hinter der Feuerbüchse. Zur Aufnahme der infolge ungleichen Arbeitens der Dampfzylinder auftretenden Kräfte sind wagerechte Querversteifungen zwischen den seitlichen Rahmenblechen anzubringen. Diese Versteifungsbleche dienen gleichzeitig zur Aufnahme von Querkräften, wie sie z. B. in Krümmungen auftreten. Eine wirksame Querversteifung bilden auch die Pufferbohlen, die zur Aufnahme der Zug- und Stoßvorrichtungen dienen.

Barrenrahmen (Abb. 175). Meistens in Amerika angewendet, neuerdings auch in Europa. Man unterscheidet: Einfache Barrenrahmen (a), Doppelbarrenrahmen (b) und Barrenrahmen, bei denen der vordere Teil als blechförmiger Rahmen ausgebildet ist (c), also eine Vereinigung von Blech- und Barrenrahmen. In Amerika werden Barrenrahmen aus Stahlformguß mit 0,25% Vanadiumzusatz hergestellt; in Deutschland schneidet man mittels des autogenen Schneidverfahrens

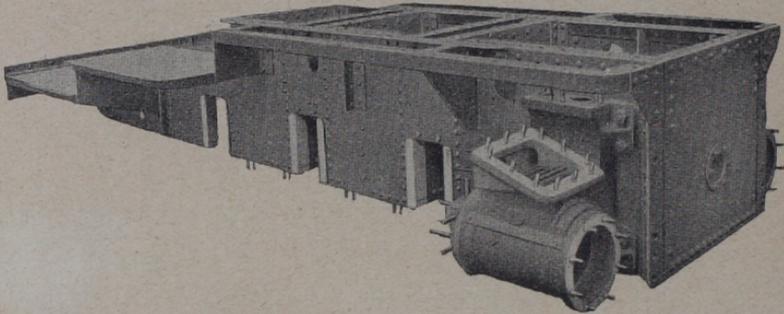


Abb. 176. Kastenrahmen nach „Krauß“.

die Barrenrahmen aus Walzblechen von etwa 100 bis 120 mm Stärke aus. Abb. 174 zeigt den Barrenrahmen einer von Maffei gebauten Schnellzuglokomotive. Mittels autogenen Schneidverfahrens ausgeschnittene Barrenrahmen haben besonders hohe Festigkeit gegenüber den Stahlgußrahmen, bei denen schlechte Gußstellen und Gußspannungen Brüche veranlassen können.

Kastenrahmen, nach „Krauß“ (Abb. 177). Er wird nur bei kleineren und mittleren Tenderlokomotiven angewendet. Man bildet ihn gleichzeitig als Wasserkasten aus. Bei großer Steifigkeit in allen Richtungen besitzt der Kastenrahmen ein sehr geringes Gewicht. Die Rahmenplatten werden ausgeführt in Blechstärken von 8 bis 15 mm (seltener bis 20 mm); seine sonstigen Bleche sind 6 bis 10 mm stark. Für die Lokomotivachsen sind im Kasten entsprechende Ausschnitte. Zwischen den einzelnen, nicht in Verbindung stehenden Wasserkästen befinden sich Überlaufrohre (Rohrkrümmer) zwecks vollständiger Entleerung der einzelnen Teile. Abb. 176 zeigt den Krauß'schen Kastenrahmen für eine C-Tenderlokomotive mit drei untereinander verbundenen Speisewasserbehältern.

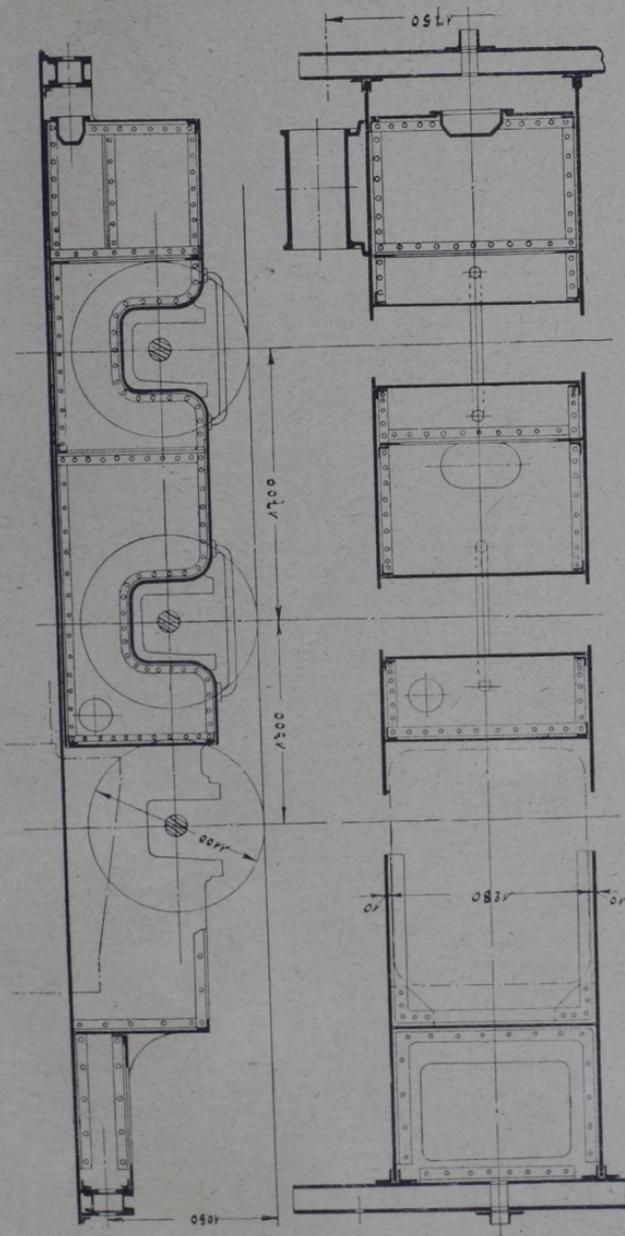


Abb. 177 Kastenrahmen nach „Krauß“

Vereinigter Blech- und Barrenrahmen (Abb. 178); besonders bei Vierzylinderlokomotiven. Der Rahmen ist aus einem hinteren Blech- und einem vorderen Barrenrahmen zusammengesetzt, wodurch der Vorteil entsteht, daß die inneren Triebwerksteile leichter zugänglich sind. Ein weiterer Vorzug z. B. bei Drei- oder Vierzylinderlokomotiven besteht darin, daß das Gießen der Zylinder aus einem Stück möglich ist, was wegen des leichten Einbaues der verschiedenen Dampfkanäle bauliche Vereinfachung der Zylindergußstücke zuläßt. Der 100 mm breite Barrenrahmen in Abb. 178 ist mit dem 25 mm starken Blechrahmen mittels zweier L-Eisen beiderseits durch Schraubenbolzen verbunden. Die vorderen Enden der unteren Befestigungswinkel sind als Anschläge für das Drehgestell abwärtsgezogen. Bei den innen angeordneten Niederdruckzylindern ist der Barrenrahmen wegen des großen Durchmessers dieser Zylinder nach außen abgekröpft.

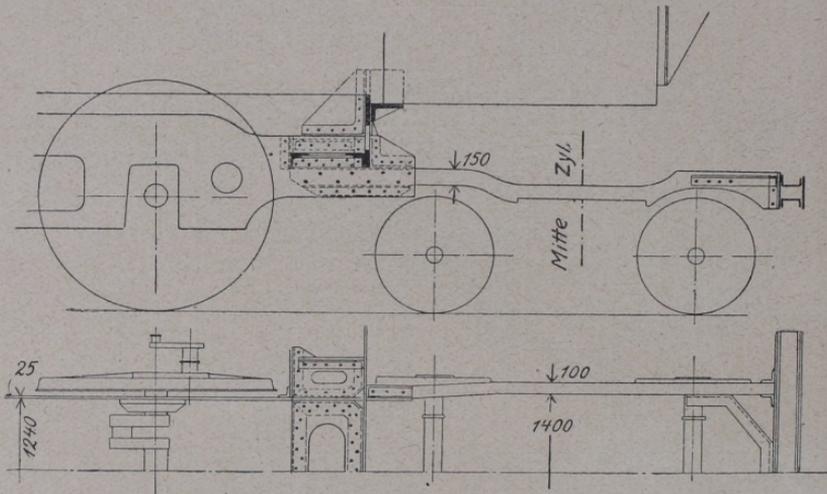


Abb. 178. Vereinigter Blech- und Barrenrahmen.

Drehgestellrahmen wird als Blechrahmen (18 bis 25 mm stark) oder als Barrenrahmen (etwa 60×75 mm) ausgeführt. Lastübertragung entweder unmittelbar durch lange Federn auf die Achsbüchsen des Drehgestelles oder durch das Drehgestell hindurch. Gute Versteifung ist notwendig. Anordnung derart, daß nur Drehbewegung um einen kugelförmigen Zapfen oder Drehbewegung nebst seitlichem Ausschlag erfolgt. Bei Seitenausschlag muß eine Rückstellvorrichtung durch Federn oder durch Eigengewicht mittels Wiegen, Schraubenfedern u. dgl. vorhanden sein.

b) Beanspruchung des Rahmens im Betrieb.

- I. Längsspannungen infolge Dampfkraft, Zugkraft, Pufferdruck, infolge Trägheitskräften, die das Mitnehmen des Kessels bei beschleunigter oder verzögerter Bewegung der Lokomotive

hervorrufen, infolge der Reibung des sich ausdehnenden Kessels auf den hinteren Kesselstützen, weshalb gute Schmierung der Auflagerfläche erforderlich.

- II. Senkrechte Kräfte infolge der Belastung durch den Kessel usw., durch das Eigengewicht, durch den Druck der Federstützen.
- III. Seitliche Drücke der Achslager gegen die Führungen bei Fahrt durch Krümmungen, sowie bei Schlinger- und Drehbewegungen der Lokomotive.

Infolge der fortwährend sich ändernden Beanspruchungen ist eine genaue Berechnung des Rahmens unmöglich. Es ist zweckmäßig, den Kessel mit dem Rahmen derart zu verbinden, daß er zum Tragen mit herangezogen wird und dadurch den Rahmen infolge seines großen Widerstandsmomentes entlastet.

Beanspruchung durch den Dampfdruck. Dampfdruck K (Abb. 179) erzeugt auf den rechten Kolben und den

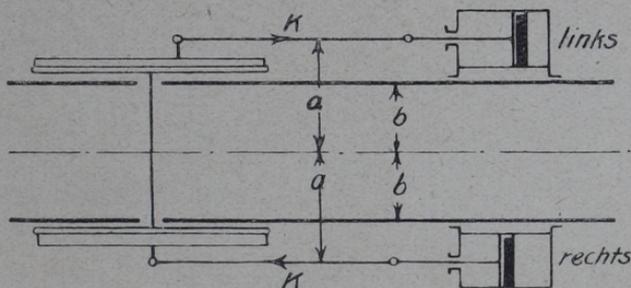


Abb. 179. Rahmenbeanspruchung durch Dampfdruck.

vorderen Deckel im rechten Rahmen bei Außenzylindern eine Zugspannung $S_1 = K \cdot \frac{a+b}{2b}$, auf den linken eine Druckspannung $S_2 = K \cdot \frac{a-b}{2b}$. Bei gewissen Kurbelstellungen und Füllungen werden in beiden Rahmenblechen die Spannungen vertauscht. Es treten als größte Spannungen auf $S_1 + S_2 = K \cdot \frac{a}{b}$, und zwar während einer Triebbradumdrehung abwechselnd als Druck- und Zugspannungen. Ist z. B. Zylinderdurchmesser $d = 550$ mm und $p = 12$ at, so wird $K = 28\,500$ kg, und bei $a = 1020$, $b = 620$ wird $K \cdot \frac{a}{b} = 46\,900$ kg.

Die Kraft tritt in der Zylindermitte auf, der gefährliche Querschnitt verläuft an den schwächsten Stellen des Rahmens, den Achslagerausschnitten. Deshalb sind diese Stellen besonders stark zu machen, indem man die Achslagerführung oben geschlossen ausbildet und unten mit dem Achsgabelsteg verbindet.

Zur Ermittlung der Rahmenspannungen, Achslagerführung und Steg rechne man mit gleichförmig verteilter Spannung. Die zulässige Baustoffspannung aus dem Dampfdruck soll 350 bis 400 kg/qcm nicht

überschreiten. Die Hauptsache ist ein gut eingepaßter Steg, der besser am Rahmen, nicht an der erst angeschraubten Achslagerführung sitzen soll. Der Steg soll einen Querschnitt erhalten, der mindestens ein Fünftel des Rahmenquerschnitts beträgt.

Beanspruchung beim Anheben des Rahmens, wenn z. B. Achsen ausgewechselt werden. Anheben geschieht in der Weise, daß vorn und hinten Querträger unter die Rahmenenden gesteckt werden; das ganze Gewicht des Kessels belastet den Rahmen dann an der Rauchkammer und am hinteren Kesselträger. Obwohl der Kessel an der Rauchkammer fest mit dem Rahmen verschraubt ist, wird man der größeren Sicherheit wegen doch so rechnen, als ob er nur, wie hinten, lose aufliegt. Die Biegemomente lassen sich durch die gegebenen Belastungen (Kessel, Zylinder) aus dem Kräfteplan bestimmen, wobei das Eigengewicht des Rahmens als gleichmäßig verteilte Last anzunehmen ist. Aus den Momenten können dann die gefährlichen Querschnitte über den Achslagerausschnitten berechnet werden; die zulässige Biegebungsbeanspruchung ist 500 bis 600 kg/qcm.

Der Rahmen wird sich bei dieser Beanspruchung in der Mitte nach unten durchbiegen. Kesselstützen, die das Durchbiegen des Rahmens nach oben verhindern sollen, haben beim Anheben keinen Zweck, da sie sich abheben; eine bessere Versteifung geben Zugbänder, die um den Kessel herumgelegt werden und ihn dadurch von den Biegemomenten entlasten. Denselben Vorteil gewähren auch fest mit dem Kessel verbundene Kesselträger, die sich bei der Ausdehnung des Kessels durchbiegen, sogen. „Pendelbleche“ (vgl. Abb. 162) aus etwa 8 mm starkem Blech.

2. Tragfedern und Ausgleichhebel.

Unter Zwischenschaltung von Tragfedern wird das Lokomotivgewicht auf die Radsätze übertragen. Es sind gewöhnlich Blattfedern zwischen den Achslagern und dem Rahmengestell, seltener Wickelfedern, da diese die Schwingungen weniger dämpfen.

Material für die Blattfedern ist sog. Federstahl (Flachstahl) oder Krupp'scher Spezialstahl. Je nach Raddurchmesser und Fahrwegwindigkeit der Lokomotive beträgt die Länge der Blattfeder 750 bis 1200 mm und mehr (in Belgien bis 1500 mm); die Breite 80 bis 130 mm, in der Regel 90 mm bei Lauf- und 100 bis 120 mm bei Trieb- und Kuppelachsen; die Stärke 8 bis 13 mm. Bei Kleinbahnlokomotiven finden sich Federabmessungen von (65 × 7) mm oder (75 × 10) mm.

Für Berechnung der Blattfeder gilt
$$P \cdot l = \frac{n \cdot b \cdot h^2}{6} \cdot kb.$$
 Somit ist die erforderliche Federblattzahl
$$n = \frac{6 P \cdot l}{b h^2 \cdot kb} \quad \text{Feder-}$$

durchbiegung (Federspiel) bei ruhender Last bei Vollbahnen 30 bis 45 mm, bei Nebenbahnen 20 bis 35 mm, Pfeilhöhe in unbelastetem Zustande 55 bis 75 mm oder 0 mm. Genau berechnet sich die Durchbiegung f_{mm} aus
$$f = \frac{P}{EJ} \cdot \frac{l^3}{2} = \frac{6 l^3}{b h^3} \cdot \frac{P}{E} = \frac{l^2}{h} \cdot \frac{kb}{E},$$
 P ist die halbe Federbelastung in kg, E der Elastizitätsmodul = 20 000 bis

30 000 kg/qmm, $J = \frac{b h^3}{12}$ (für Federblatt von Rechteck-Querschnitt)

bei b mm Federbreite und h mm Federstärke, l die halbe Federlänge zwischen Aufhängepunkt bis Federbund in mm, k_b die zulässige Biegebungsbeanspruchung in kg/qmm. k_b bei ruhender Last 50 kg/qmm für gewöhnlichen Federstahl und 60 kg/qmm für Krupp'schen Spezial-

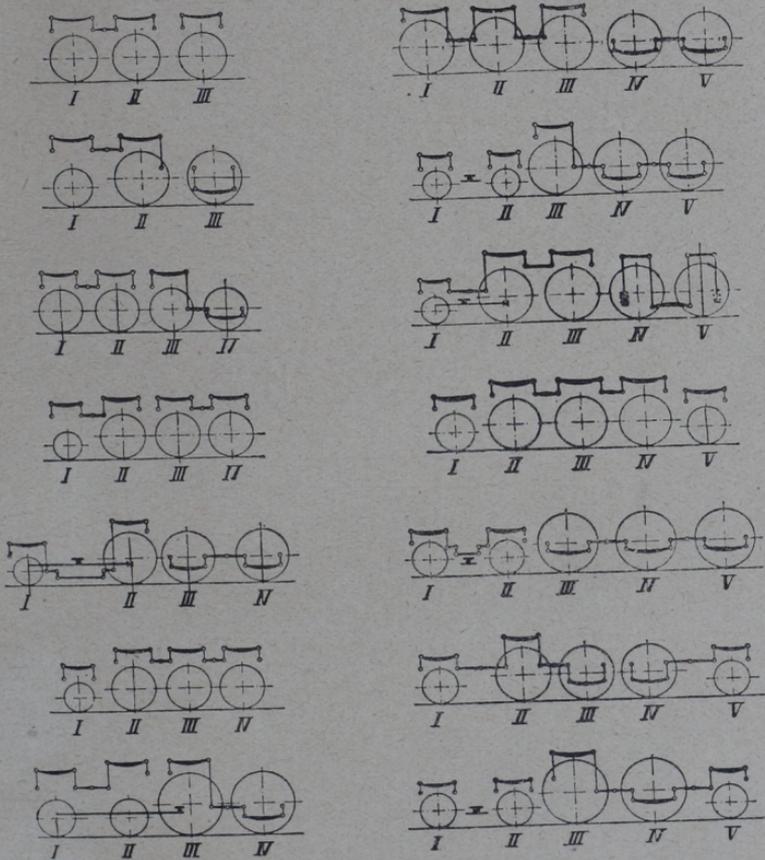


Abb. 180. Federanordnungen.

stahl. Wegen besserer Elastizität sind dünne breite Federlagen vorzuziehen. Außer der Durchbiegung f bei ruhender Last kommt noch die durch Stöße verursachte in Frage. Im ganzen darf die Biegebungsbeanspruchung nicht größer sein als 80 kg/qmm.

Preußisch normal ist 950 mm Länge in gestrecktem Zustande, (90×13) mm Querschnitt, 10 mm Pfeilhöhe. Gewicht einer Feder bei 11 Lagen (ausschließlich des 100 mm starken Federbundes) 61,9 kg.

Die Federblätter werden durch den Federbund zusammengehalten, der sich mittels Federstütze auf dem Achslagergehäuse abstützt oder daran aufgehängt ist. Die als Federspannschrauben ausgebildeten Federgehänge (2 bis 2,5 kg/qmm Beanspruchung) stellen die Verbindung her mit dem abgefederten Teil der Lokomotive. Ist die Anwendung der Feder in der Ebene der Achsbüchsen wegen Platzmangels nicht möglich, so empfiehlt sich der Einbau eines Querträgers und Abstützung der Federn auf den auskragenden Enden des Trägers.

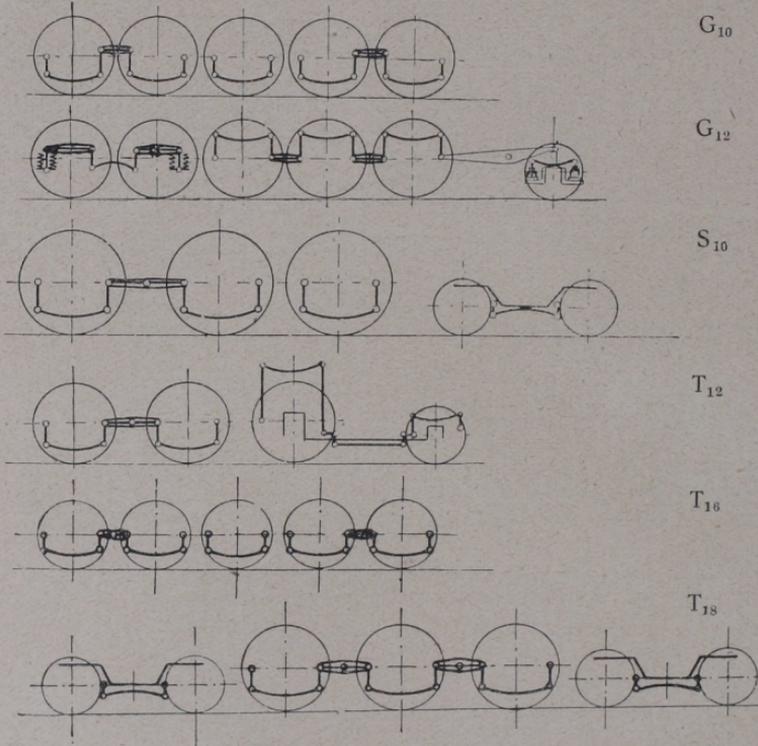


Abb. 181. Federanordnung preussischer Lokomotiven.

Zur Erzielung gleicher Achsbelastungen (Ausgleich von Stößen) bei gekuppelten Achsen werden die Federn mittels drehbar am Rahmen befestigter Ausgleichhebel (Abb. 180) miteinander verbunden. Sie bestehen aus Flußeisenguß, Flußeisen oder zwei Blechen, die durch Abstandhalter verbunden sind. Biegebungsbeanspruchung höchstens 12 kg/qmm. Ist die Anordnung von Ausgleichhebeln nicht möglich wegen Platzmangels oder zu großen Gewichtes, so läßt sich der Ausgleich durch Winkelhebel und Zugstangen ermöglichen. Die Verbindung zwischen Ausgleichhebel und Feder wird durch nachstellbare

Federstützen bewirkt. Bei amerikanischen Lokomotiven wird von der Nachstellung abgesehen; die Auflagerung erfolgt dort auf Schneiden. Bisweilen wird die Lage der Ausgleichhebel und Federn miteinander vertauscht. Man erreicht dadurch bei niedrigen Federn und tief liegender Feuerbüchse eine gut zugängliche Federung.

Mit der Abfederung hängt die Verteilung der Lokomotivgesamtlast auf die einzelnen Räder zusammen. Achsen, die auf jeder Seite eine Einzelfeder haben (selbständige Achse), geben für jede Lokomotivseite einen Stützpunkt. Jede durch Ausgleichhebel verbundene Federgruppe gilt als ein Unterstützungspunkt. Ein Querausgleichhebel gibt einen Punkt in der Lokomotivlängsachse. Kommen keine Querausgleichhebel zur Anwendung, so ist die linke und rechte Lokomotivseite getrennt für sich zu betrachten.

In Abb. 183 sind die beiden Federn der ersten und zweiten Achse auf einer Seite durch Längsausgleichhebel miteinander, die

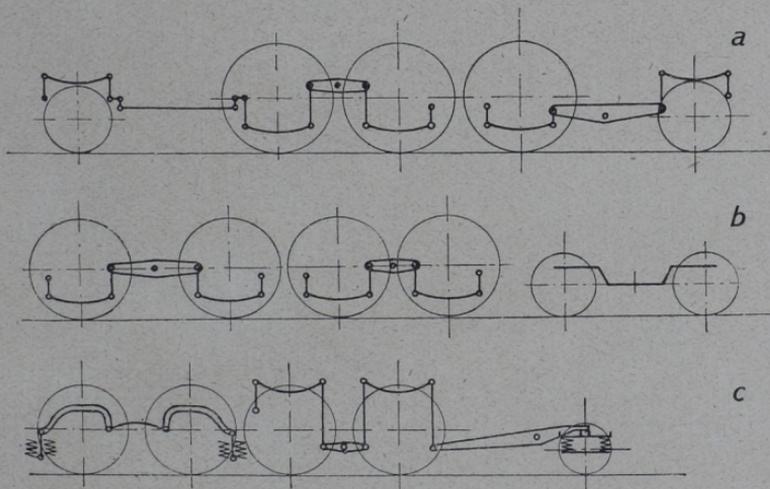


Abb. 182. Federanordnung ausländischer Lokomotiven. a) 1C1-Orientalische Eisenbahnen. b) 2D-Spanische M.Z.A.-Bahn c) 1D-Pennsylvania-Bahn.

Federn der letzten Achse beiderseits durch einen Querausgleichhebel verbunden, der in der Mitte belastet ist. Es ist also eine Unterstützung in drei Punkten. Sie hat den Vorteil, daß, wenn einmal die Achsdrücke I, II und III gleichgemacht sind, sie auch gleichbleiben, wenn z. B. Punkt III gesenkt wird. Wird bei mehrfacher Unterstützung, z. B. bei vierfacher (T_{12} in Abb. 181) ein Punkt gesenkt, so tritt an dieser Stelle eine Entlastung ein. Die Lokomotive Bauart G_{12} (Abb. 181) hat ebenfalls Unterstützung in drei Punkten. Die Tragfedern der vorderen drei gekuppelten Achsen liegen oberhalb der Achsbüchsen und sind durch Längsausgleichhebel miteinander verbunden; ferner ist zwischen der Laufachse und der ersten Kuppelachse ein quer und ein längs gelagerter Ausgleichhebel eingeschaltet. Zwischen den beiden hinteren Kuppelachsen liegt

auf jeder Seite eine Blattfeder; außerdem sind an jedem Ende der sich auf dem Achslagergehäuse abstützenden Ausgleichbügel zwei in Pfannen sitzende Wickelfedern eingebaut.

Abb. 182 zeigt einige ausländische Lokomotiven bezüglich ihrer Federanordnung.

3. Achslager und Führungen.

a) Achslager.

Sie bestehen aus: Achslagergehäuse (Flußeisenguß 37 bis 44 kg/qmm Festigkeit, 20% Dehnung), Lagerschalen (Rotguß mit Weißmetallspiegel) und Unterkasten (Gußeisen 18 bis 24 kg/qmm Festigkeit).

Es gibt Achslager mit obenliegender und mit untenliegender Abfederung. Das Gehäuse verschiebt sich senkrecht in den Führungen

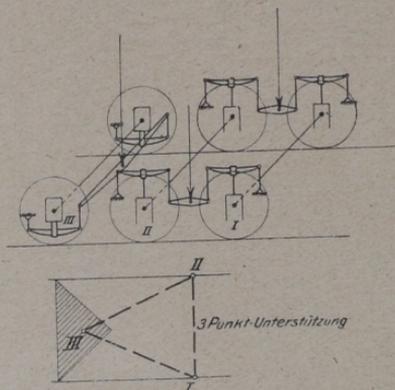


Abb. 183. Dreipunkt-Unterstützung

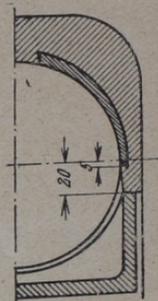


Abb. 184. Achslager mit verlängertem Weißmetallspiegel.

mit 40 mm Federspiel bei Regelspur. Die Lagerschale besteht aus Rotguß von 85% Cu, 9% Sn und 6% Zn mit Weißmetallspiegel aus einer Legierung, die durch Zusammenschmelzen von 1 kg Cu mit 2 kg Sb und 6 kg Sn entsteht. Während des Krieges hat die sog. „Ahlener Legierung“, bestehend aus 78% Pb, 8% Sn, 2% Cu und 12% Sb zufriedenstellende Ergebnisse geliefert. Neuerdings kommt vielfach sog. „Lurgimetall“ zur Verwendung. Es besteht aus 96% Pb, 2 bis 3 $\frac{1}{2}$ % Ba, etwas Na und etwa 0,5% Ca.

Der Unterkasten nimmt Öl und die Schmierpolster auf, die durch Federn von unten gegen die Achsschenkel gedrückt werden. Der Unterkasten soll leicht abnehmbar sein. Gegen Eindringen von Staub sind halbe Filzringe in die Nuten des Unterkastens eingelegt. Das Achslager mit untenliegender Abfederung unterscheidet sich von dem mit obenliegender nur durch die Ausbildung des unteren Gehäuseteiles. Die Lagerschalen umfassen meist bloß die obere Hälfte des Schenkelumfangs. Laufachslager tragen sogar nur auf $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ des Umfangs, um Heißlaufen zu vermeiden.

b) Achslagerführungen.

Sie bestehen aus dem gleichen Baustoff, wie die Achslagergehäuse und müssen gut mit dem Rahmen verschraubt sein, da sie auch zur Verstärkung des durch den Lagerkastenausschnitt geschwächten Rahmens dienen. In der Regel ist die hintere Führungsbacke als Achslager-Stellkeil nachstellbar angeordnet. Die beiden Achslagerführungen werden unten durch den Achsgabelsteg verbunden, der bei belasteter Feder 30 mm von Unterkante Lagerkasten entfernt sein muß. Gegen diesen Steg stützt sich die Achslager-Stellkeilschraube,

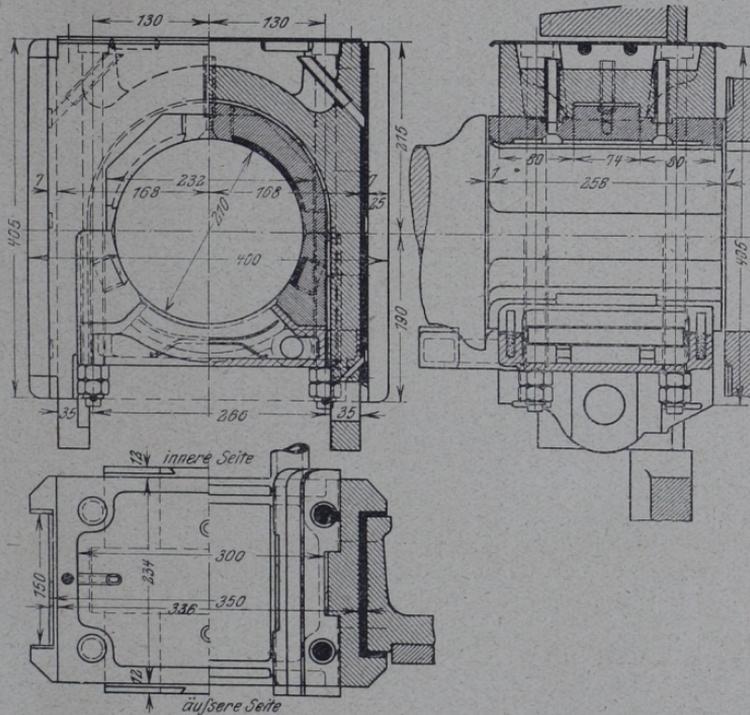


Abb. 185. Dreiteiliges Achslager nach „Obergethmann“.

die als besonderes Stück in den Keil eingelassen ist, um Brüche zu vermeiden. Vielfach verwendet man abgeschrägte Führungsleisten oder gelenkige Beiplatten, die ein Schrägstellen der Achse gegen den Rahmen gestatten.

c) Achslagerdrücke.

Bei einer Untersuchung¹⁾ an einer 2B-Heißd.-S-Lok. war für $V = 28$ km/st der größte wagerechte Achslagerdruck 14,3 t für jedes

¹⁾ Vgl. Garbe, II. Aufl., S. 345.

Kuppelachslager. Bei einem Schenkel von 210 mm Durchm. und 260 mm Länge ergibt dies einen größten spezifischen Flächendruck in wagerechter Richtung von 52,5 kg/qcm. Daher schlug Obergethmann dreiteilige Lager nach Abb. 185 vor, bei denen die Lagerschalen rd. $\frac{3}{4}$ des Schenkels umfassen, wobei sich der spezifische Flächendruck auf 32,5 kg/qcm stellt. Zur Umgehung der Dreiteilung wird auch ein vergrößertes Breitspiegellager verwendet, bei dem die Lagerschale mit dem Weißmetallspiegel seitlich über die Achsmittle (nach Abb. 184) heruntergeführt wird. Die spezifischen Flächendrücke in senkrechter Richtung würden z. B. bei 17,5 t Achsdruck und einem Gewicht des Radsatzes nebst den dazugehörigen zwei halben Kuppelstangen von 3 t betragen:

$$\frac{17500 - 300}{2} : 21 \times 26 \cong 13,3 \text{ kg/qcm.}$$

unter Voraussetzung der oben angegebenen Achsschenkelmaße. Sie betragen also nur rd. $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ des wagerechten spezifischen Flächendrucks.

4. Gewichtsberechnung und Lastverteilung auf die Achsen.

Durch die Gewichtsberechnung wird etwa festgestellt:

- a) Leergewicht,
- b) Dienstgewicht,
- c) Lastverteilung auf die Achsen.

Leergewicht = Gewicht der leeren Lokomotive, ohne Kohlen auf dem Rost, ohne Wasser im Kessel, ohne Sand im Kasten, ohne Bedienungsmannschaft auf dem Führerstand, ohne Vorräte bei Tenderlokomotiven.

Dienstgewicht = Leergewicht nebst Wasser im Kessel (beim mittleren Wasserstand), Brennstoff auf dem Rost, Sand im Kasten, Mannschaft, Ausrüstung (Laternen, Signalscheiben, Werkzeuge usw.) nebst Wasser- und Kohlenvorräten bei Tenderlokomotiven.

Zur Gewichtsberechnung dient ein rechnerisches und ein graphisches Verfahren.

a) Rechnerisches Verfahren.

Die Achsdrücke werden aus den Gewichten der einzelnen Teile bestimmt, indem man die Gewichte $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$ mit ihren Hebelarmen $g_1, g_2, g_3, \dots, g_n$ von einer beliebigen Momentenlinie (meist in die Ebene der hinteren Pufferstoßfläche verlegt) multipliziert und aus der Beziehung¹⁾ $M = \sum G \cdot g = G_1 g_1 + G_2 g_2 + G_3 g_3 + \dots + G_n g_n$ die gewünschten Achsdrücke $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$ findet, wenn $g_1, g_2, g_3, \dots, g_n$ die Abstände von $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$ von der Momentenlinie sind.

¹⁾ M ist das vom Dienstgewicht der Lokomotive erzeugte Gesamtmoment.

Man teilt die Lokomotivgewichte ein:

- I. in die „ungefederten Teile“, d. h. die direkten oder toten Lasten. Es sind alle Teile, die nach Lösen der Stege beim Heben der Lokomotive noch auf den Achsbüchsen ruhen.
- II. in die „abgefederten Teile“, d. h. die indirekten Lasten. Es sind alle mit dem Rahmen fest verbundene Teile.

Ungefederte Teile sind:

Radsätze, Achsbüchsen, Tragfedern mit Bund, $\frac{3}{5}$ der Trieb- und Schwingenstangen, Anteil der Kuppelstangen.

Abgefederte Teile sind:

Kessel, grobe und feine Kesselausrüstungsteile, Regler und Rohre, Zylinder und Triebwerk, Steuerung, Rahmen und Zubehör, Führerhaus und Umlauf, Bekleidung und Schilder, Wasser- und Kohlenkasten (nur bei Tenderlokomotiven), Züge, Bremse, Dampfheizung, Gaseinrichtung, Ausrüstung, Vorräte und Besatzung, Spachtel und Farbe.

Beispiel: Gewichtsberechnung der E-Heißd.-G-Lok. der preuß. Staatsbahnen.

Zulässiger Achsdruck 14 000 kg

I. Gewichte (teils errechnet, teils durch Wiegen bestimmt).

a) Nicht abgefederte Lasten

I. Kuppelachse	2 692 kg
II. Kuppelachse	2 839 „
III. Triebachse	4 202 „
IV. Kuppelachse	2 839 „
V. Kuppelachse	2 692 „

Zusammen 15 264 kg

β) Abgefederte Lasten

	Gewichte	Momente ¹⁾
Kessel	17 111 kg	78 311 250 mkg
Grobe Kesselausrüstungsteile	2 828 „	12 085 050 „
Überhitzer	2 143 „	15 126 200 „
Regler und Ausströmröhr	693 „	5 097 450 „
Feine Kesselausrüstungsteile	761 „	2 094 550 „
Rahmen	13 013 „	74 258 150 „
Triebwerk	6 360 „	55 945 600 „
Schutzdach mit Bekleidung	2 455 „	7 083 350 „
Bremse	1 010 „	4 680 400 „
Westinghouse Bremse	1 146 „	4 516 800 „
Dampfheizung	129 „	593 600 „
Anstrich	250 „	125 000 „
Füllung	6 980 „	33 772 000 „
Zusammen	54 879 kg	293 689 400 mkg

¹⁾ Momente in bezug auf die Ebene der hinteren Pufferstoßfläche.

Somit sind für die betriebsfähige Lokomotive:

Nicht abgefedertes Gewicht	15 264 kg
Abgefedertes Gewicht	54 879 kg
Gesamtgewicht (betriebsfähig)	70 143 kg
Vorräte und Besatzung —	6 980 kg
Leergewicht	63 163 kg

II. Lastverteilung der betriebsfähigen Lokomotive (Abb. 186).

Federlänge $l = 950$ mm. Folglich Länge des Ausgleichhebels $l = a + b = 1500 - 950 = 550$ mm, wenn a und b die beiden Ausgleichsheel-Teillängen vom Drehpunkt aus gerechnet, und wenn der Abstand je zweier nebeneinander liegender Kuppelräder 1500 mm.

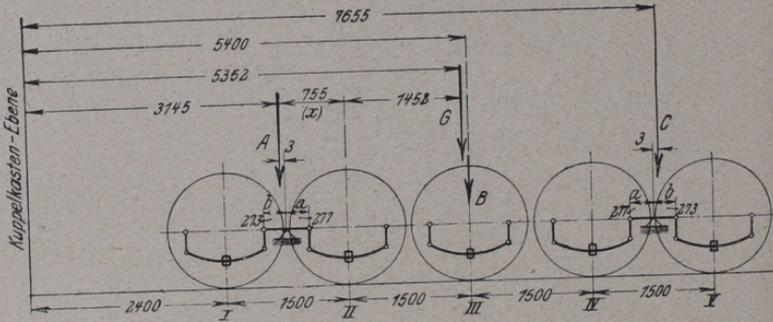


Abb. 186. Lastverteilung der preußischen G_{10} -Lokomotive.

Sollen auf Achse I im Dienst $14\,000$ kg lasten, so ist die abgefederte Last $14\,000 - 2\,692 = 11\,308$ kg;

sollen auf Achse II im Dienst $14\,000$ kg lasten, so ist die abgefederte Last $14\,000 - 2\,839 = 11\,161$ kg.

Somit ist $\frac{11\,308}{11\,161} = \frac{a}{b}$, d. h. aus den beiden Gleichungen für $a + b$ und für $\frac{a}{b}$ ergibt sich:

$$b = 273 \text{ mm}, a = 277 \text{ mm}.$$

Ferner ist $x = \frac{1500 \times 277}{273 + 277} = 755$ mm, oder der ideelle Stützpunkt des Ausgleichhebels liegt für den hinteren Ausgleichsheel $755 - \left(\frac{1}{2} + a\right) = 3$ mm hinter, für den vorderen 3 mm vor dem Drehpunkte des Ausgleichhebels. Der Schwerpunkt des in den Federn hängenden Teiles der Lokomotive liegt von der Bezugsebene entfernt:

$$\frac{293\,689\,400}{54\,879} = 5352 \text{ mm}.$$

Mithin ist $A \cdot 3145 + B \cdot 5400 + C \cdot 7655 = G \cdot 5352 = 293\,689\,400$.

Die abgefederte Last der Triebachse III ist

$$P_3 = 14\,000 - 4202 = \mathbf{9798\text{ kg}}; \text{ demnach:}$$

$$A \cdot 3145 + 9798 \cdot 5400 + C \cdot 7655 = 293\,689\,400$$

$$A \cdot 3145 + C \cdot 7655 = 293\,689\,400 - 52\,909\,200 = 240\,780\,200$$

$$A + B + C = G = 54\,879\text{ kg}$$

$$A + C = G - B = 54\,879 - 9798 = 45\,081\text{ kg}$$

$$C = 45\,081 - A$$

$$A \cdot 3145 + (45\,081 - A) \cdot 7655 = 240\,780\,200$$

$$A \cdot 3145 + 345\,095\,055 - 7655 \cdot A = 240\,780\,200$$

$$A = 104\,314\,855 : 4510 = 23\,130\text{ kg}$$

$$C = 45\,081 - 23\,130 = 21\,951\text{ kg}$$

Diese verteilen sich, wenn $P_1 \dots P_5$ die abgefedernten Lasten bedeuten:

$$(23\,130 - P_2) \cdot 273 = P_2 \cdot 277$$

$$P_2 = \mathbf{11\,480\text{ kg}}$$

$$P_1 = 23\,130 - 11\,480 = \mathbf{11\,650\text{ kg}}$$

$$(21\,951 - P_5) \cdot 277 = P_5 \cdot 273$$

$$P_5 = \mathbf{11\,055\text{ kg}}$$

$$P_4 = 21\,951 - 11\,055 = \mathbf{10\,896\text{ kg}}$$

a) Lastverteilung (Dienstgewicht) berechnet:

	I	II	III	IV	V
abgefedernte Lasten	11 650 kg	11 480 kg	9 798 kg	10 896 kg	11 055 kg
nicht abgefede. Lasten	2 692 "	2 839 "	4 202 "	2 839 "	2 692 "
zusammen	14 342 kg	14 319 kg	14 000 kg	13 735 kg	13 747 kg
	= 70 143 kg				

β) Lastverteilung durch Wiegen festgestellt:

	I	II	III	IV	V
Leergewicht	12 415	12 660	13 450	13 315	13 280 = 65 120 kg
Dienstgewicht	14 145	14 250	14 505	14 235	14 600 = 71 735 kg

b) Graphisches Verfahren.

Die einzelnen Gewichte werden im Kräftemaßstab aneinander angetragen. Von den Endpunkten der Gewichte werden nach einem beliebigen, außerhalb der so erhaltenen Linie gelegenen Punkte Strahlen gezogen. Sodann zieht man Parallele zu diesen Verbindungslinien, bis sie sich mit den Verlängerungen der Gewichte schneiden. Die Parallelen ergeben das Seileck. Durch den Schnittpunkt der verlängerten äußersten Seillinien erhält man so die Schwerpunktslage.

Bei Ausführung tut man gut, nicht alle Gewichte der Lokomotive auf einmal zu einem Seileck zu vereinigen, sondern erst nach Auffindung gruppenweise gefundener sog. „Teilkkräfte“ aus diesen die „Gesamtkräfte“ zu bilden. Damit beim Verbrauch von Wasser und Kohle bei Tenderlokomotiven eine möglichst gleichmäßige Lastverteilung stattfindet, sollen bei diesen Maschinengattungen die Vorräte, wenn irgend möglich, mit dem Gesamtschwerpunkt zusammenfallen.

c) **Schwerpunkts- und Gewichtangaben** von Lokomotivteilen.

I. Kessel.

Schwerpunkt des Kessels mit Wasser:

Etwa in Mitte zwischen Rauchkammer-Rohrwand und Hinterkessel-Rückwand (Abb. 187).

Kesselgewicht abhängig von der Heizfläche (Hw + Hü):
Ohne grobe und feine Ausrüstungsteile.

Größe der Heizfläche	Feuerbüchse	
	rund	flach (Belpaire)
	Kesselgewicht G _k in kg 10 qm Heizfläche	
bis rd. 50 qm Heizfläche (12 at) . . .	900 kg/10 qm	1000 kg/10 qm
" " 100 " " (12 ") . . .	880 " "	950 " "
" " 150 " " (14 ") . . .	860 " "	920 " "
" " 200 " " (14 ") . . .	840 " "	880 " "

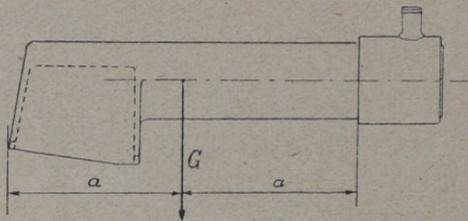


Abb. 187. Kesselschwerpunkt.

Überschlägiges Kesselgewicht G_k in kg in Anlehnung an Kramár.¹⁾

Es setzt sich zusammen aus den Gewichten

G₁ des Stehkessels mit Feuerbüchse und VerankerungenG₂ des Langkessels ohne RohreG₃ der RauchkammerG₄ der Rauchkammer-RohrwandG₅ des Domesso daß G_k = G₁ + G₂ + G₃ + G₄ + G₅. Hierin ist zu setzen

$$G_1 = 250 + 435,6 \cdot H_f$$

$$G_2 = 0,0255 \cdot p \cdot H_r \cdot (8,33 - 0,016 H_r) \sqrt{H_r}$$

$$G_3 = 29,5 \sqrt{H_r}$$

$$G_4 = 0,2 (12,1 H_r - 37,2 \sqrt{H_r})$$

$$G_5 \cong 300 - 600$$

worin H_f = wasserberührte Heizfläche der Feuerbüchse = feuerberührte Heizfläche der Feuerbüchse + 3% in qm.H_r = wasserberührte Heizfläche der Heizrohre = feuerberührte Heizfläche der Heizrohre + 10% + Überhitzerheizfläche in qm

p = größter Kesseldruck in kg/qcm.

¹⁾ Organ 1906, S. 12.

Kesselgewichte von Lokomotiven der Reichseisenbahn; Gewichte für vollständige Kessel mit kupferner Feuerbüchse, Heiz- und Rauchrohre, Regler, Rauchkammer, Feuertür und Überhitzer, ohne Verkleidung und sonstige Ausrüstung:

S_{10}	22 500 kg	G_8	17 700 kg	G_{10}	21 500 kg	T_{14}	19 200 kg
S_{10}^1	24 570 kg	G_8^1	20 100 kg	G_{12}	28 800 kg	T_{16}	18 000 kg
S_{10}^2	22 500 kg	G_8^2	26 500 kg	T_{10}	16 500 kg	T_{16}^1	18 000 kg
P_8	21 500 kg	G_4^3	26 500 kg	T_{12}	14 300 kg	T_{18}	19 900 kg

Kesseleinzelheiten.

	S_{10}^1	P_8	G_{10}	G_2^1
Kessel ohne Rohre	14 850	13 750	13 750	13 000
Siederohre	2 170	2 030	2 030	1 660
Rauchrohre	1 510	1 340	1 340	1 460
Überhitzereinrichtung	2 400	2 100	2 100	2 160
Regler mit Zug und Rohr	380	360	360	360
Rost	950	890	890	970
Kesselausrüstung	370	350	350	350
Rauchkammertür	470	390	390	420
Feuertür Marcotty	160	160	160	160
Schornstein	160	170	170	150
Aschkasten mit Zug	520	850	850	920

II. Rahmen.

Schwerpunkt einer Rahmenseite etwa in Rahmen-Längsmittle.

III. Radsätze.

Es betragen bei 75 mm Radreifenstärke, Regelspur, D = Rad-durchm. in mm die Gewichte

eines Triebradsatzes: $G = (D + 1600)$ kg,

bei Kropfachsen rd. 400 bis 600 kg Zuschlag.

eines Kuppelradsatzes: $G = (1,4 D + 350)$ kg

eines Laufradsatzes: $G = (1,2 D)$ kg.

IV. Betriebslasten.

Wasser im Kessel für 1 qm-Heizfl. (bei mittlerem Wasserstand):

in kleinen Kesseln 36 bis 40 l/qm

in mittleren Kesseln 33 bis 36 l/qm

in größeren Kesseln 30 bis 33 l/qm

Kohlen auf dem Rost: für 1 qm Rost 100 bis 150 kg;

Sand im Sandkasten: 200 bis 400 kg;

Führer und Heizer: zusammen 150 kg;

Bei Tenderlokomotiven: Wasser und Kohle in den Behältern.

Regelbauart. Die Umgrenzung des rohen Radreifens ist strichpunktirt. Die dreieckige Nut heißt „Abnutzungsmarke“; ihr Halbmesser ist um $(25 + 1,5)$ mm größer als der der inneren Reifenbohrung. Die Stärke des neuen Radreifens in der Laufreisebene gemessen beträgt 75 mm; nach T. V. § 70 soll sie beim letzten Abdrehen ≥ 30 mm sein.

Zusammenstellung 28.

Maßangaben über Radreifen von Lokomotiven für verschiedene Spurweiten.

Art der Bahnen	Spurweite	Radreifenbreite	Entfernung zwischen den Radreifen	Spiel im Gleis	Geringste zulässige Stärke der Radreifen
	mm	mm	mm	mm	mm
Hauptbahnen	1676	134 ÷ 140	1588	5 + 5	25
	1435	135 ÷ 140	1360	5 + 5	25
Lokalbahnen	1435	120	1360	5 + 5	20
	1000	110	925	4 + 4	12
Kleinbahnen	785	110	710	4 + 4	—
	750	100	685	4 + 4	—
Feldbahnen	700	90	640	3 + 3	—
	600	90	540	3 + 3	—

Räder eines Satzes, sowie die Räder miteinander gekuppelter Radsätze müssen gleiche Laufkreisdurchmesser erhalten. Kleinste bei Laufrädern ausgeführte Durchmesser: in Deutschland 850 mm (gebräuchlich 1000 mm), in Amerika 743 mm.

Nach B. O. § 31 und T. V. § 71 müssen sämtliche Räder innenliegende Spurkränze haben. Ihre Höhe über den 750 mm von Mitte Achse entfernt anzunehmenden Laufkreisen der Räder soll nicht weniger als 25 mm und nicht mehr als 36 mm betragen (Norm der P. St. E. V. 28 mm). Spielraum der Spurkränze im Gleis bei 1435 mm Spur nicht unter $5 + 5 = 10$ mm, nicht über 25 mm bei höchstzulässiger Abnutzung. Besserer Krümmungsläufigkeit wegen ist bei drei und mehr in einem Rahmen gelagerten Achsen bis 40 mm Spiel der Mittelachse zulässig, was eine Schwächung des Spurkränzes von 15 mm erforderlich macht. Manchmal läßt man die Spurkränze in diesem Fall auch fort.

II. Achswellen.

Sie werden bei Lokomotiven aus Flußstahl von mindestens 50 kg/qmm Festigkeit, 20 % Dehnung und 0,25 bis 0,3 % C-Gehalt mit den etwa vorgesehenen Bunden aus einem Stück geschmiedet. Der Durchmesser der Nabe wird wegen der am meisten hieran vorkommenden Anbrüche 10 mm größer ausgeführt als der des Schenkels. Kropfachsen häufig aus Chromnickelstahl mit 5% Nickelgehalt. Achswellen von Kleinbahnlokomotiven werden meist ohne Bunde und mit gleichem Naben- und Lagerdurchmesser ausgeführt.

Schenkeldurchmesser für stählerne Achswellen

bei Trieb- und Kuppelachsen $d_k = 6 \sqrt[3]{P \cdot (D + 500)}$ in mm

bei Laufachsen $d_L = 65 \sqrt[3]{P}$ in mm

worin P = gesamte ruhende Achsbelastung in t und D = Raddurchmesser in mm.

Beispiel: Bestimmung der Abmessung für Trieb- und Lauf-radwelle, sowie der Achslagerschenkel einer Lokomotive mit 1750 mm Triebraddurchmesser, 17 t Triebachs- und 14 t Laufachsdruck.

a) Trieb- und Kuppelachse:

Achswellendurchmesser $d_k = 6 \sqrt[3]{17 (1750 + 500)} \cong 200$ mm.
Zur Erhaltung genauer Walzenform und völlig glatter Oberfläche ist damit zu rechnen, daß die Lagerfläche abgedreht oder nachgeschliffen

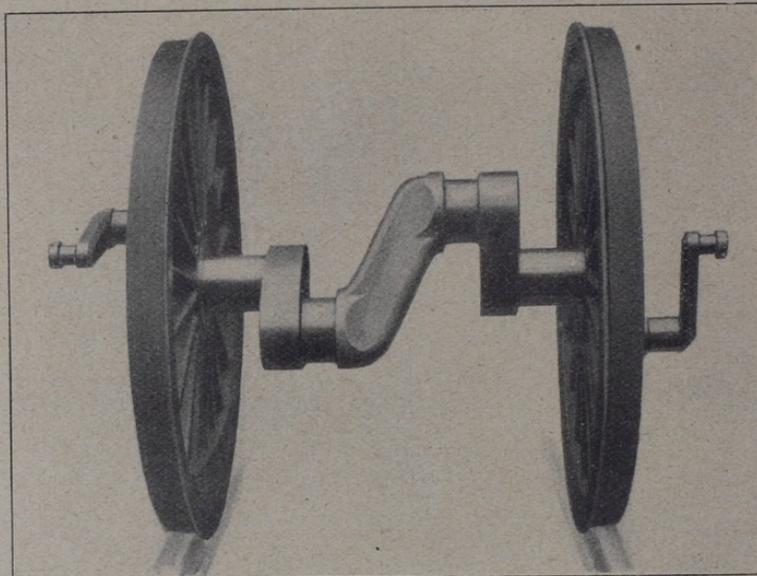


Abb. 189. Kropfachse für Vierzylinder-Verbundlokomotive.

werden muß. Damit zur Bearbeitung noch ausreichende Stärke vorhanden ist, wird der

Lagerschenkeldurchmesser d'_k um 10 mm größer ausgeführt, also hier $d'_k = 200 + 10 = 210$ mm.

Lagerschenkellänge $l_k = 1,2$ bis $1,25 d'_k$ bietet ausreichende Größenbemessung der Lauffläche gegen Heißlaufen, also hier $l_k = 1,25 \cdot 210 \cong 260$ mm.

β) Laufachsen:

Achswellendurchmesser $d_L = 65 \sqrt[3]{14} \cong 160$ mm

Lagerschenkeldurchmesser $d'_L = 160 + 10 = 170$ mm

Lagerschenkellänge $l_L = 1,4$ bis $1,45 d'_L$, also hier $l_L = 1,4 \cdot 170 \cong 240$ mm.

Kropfachsen lassen sich nicht genau berechnen, da die Größe der während des Betriebes auftretenden Kräftebeanspruchungen nicht zu ermitteln ist. Aus baulichen Gründen erfordern große Innenzylinder eine geringe Länge der Lagerschenkel und beschränkte Kurbelwangenabmessungen; z. B. beträgt die Schenkellänge der Kropfachsen der Vierzylinder-Verbundlokomotiven der vorm. preuß. Staatsbahnen nur 226 mm. Die Achsen dieser Maschinengattung sind mit Schrägarmen ausgeführt; sie lassen sich besser herstellen als die mit geraden Wangen und neigen weniger zu Anrissen auf der der Achse zugekehrten Seite der Zapfen und im Übergang zwischen Zapfen und Kurbelwange. Den Radsatz solch einer Kropfachse mit Schrägarmen,

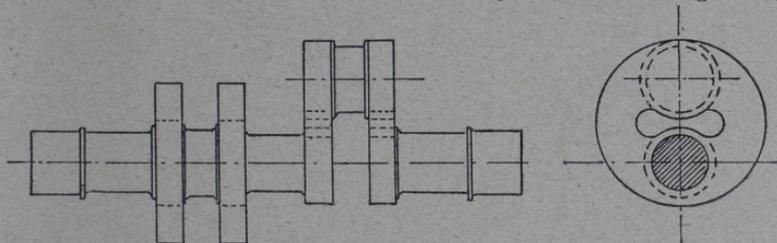


Abb. 190. Frémont-Achse.

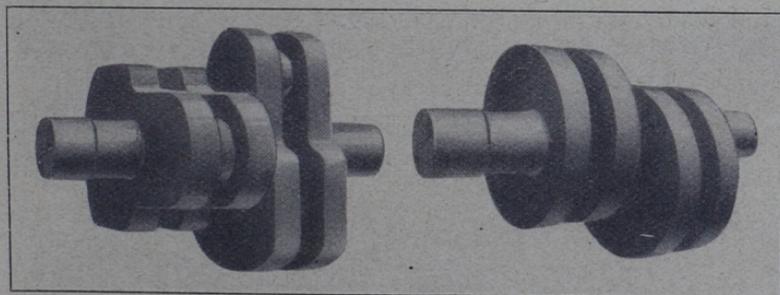


Abb. 191. Doppeltgekröpfte Achse.

und zwar den mittleren von drei gekuppelten Achsen einer von Maffei gebauten 2C1-Vierzylinder-Verbundlokomotive, wo alle vier Zylinder von dieser Achse aus angetrieben werden, zeigt Abb. 189.

Um das Auftreten von Rissen zu verhüten, werden in Frankreich nach Frémont die Kurbelwangen an den Rißstellen ausgeschnitten (Abb. 190). Die Art der Beanspruchung bei der Frémont-Achse ist günstiger als bei der Achse mit vollen Kurbelarmen. Die gefährliche Stelle am Übergang des Zapfens in die Wagerechte ist nicht mehr vorhanden und infolgedessen die Betriebssicherheit der Achse wesentlich erhöht. Doppelgekröpfte Achsen ermöglichen die Anbringung der Ausgleichgewichte in den Ebenen der Kurbelwangen, wovon Abb. 191 ein in England zur Ausführung gelangtes Beispiel bringt.

Lokomotiven mit drei Triebwerken erfordern einfach gekröpfte Achsen. Die Kropfachse der Drilling-Güterzuglokomotive, Gattung G₁₂

in Abb. 192 zeigt eine günstigere Form für die Herstellung als die Achsen mit zwei Kröpfungen. Der infolge des Mangels an Nickel verwendete Siemens-Martin-Stahl ist, nachdem er durch ein besonderes Verfahren „vergütet“ wurde, als Baustoff der Kropfachsen von Drillinglokomotiven geeignet.

III. Trieb- und Kuppelzapfen.

Um ein Warmlaufen der Trieb- und Kuppelzapfen, besonders bei den hohen Kolbendrücken der Heißdampflokomotiven zu vermeiden und die Abnutzung der betreffenden Lager zu vermindern, ist neben der Wahl des Baustoffes und der sorgfältigen Herstellung die genügende Größenbemessung der Lauffläche von besonderer Wichtigkeit.

Baustoff: Tiegelflußstahl oder Chromnickelstahl. Aus Festigkeitsrücksichten sind selbst die Abmessungen der Zapfen aus Flußstahl schon ziemlich groß. So würde beispielsweise die Nachrechnung

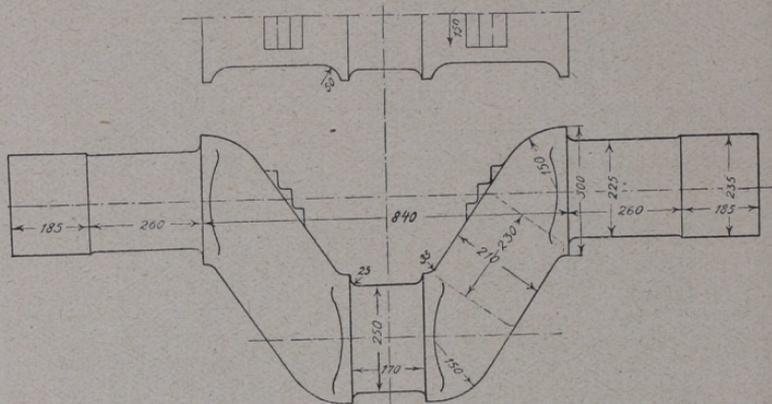


Abb. 192. Kropfachse für Drillinglokomotive.

des Triebzapfens der preuß. 2C-H. P. L. auf Biegung mit 575 mm Zylinderdurchmesser, 12 at Kesseldruck, 190 mm Nabendurchmesser, (98 + 150) mm Schenkellänge, nur ein

$$k_b = \frac{57,5^2 \pi \cdot 12 \left(\frac{15}{2} + 9,8 \right)}{0,1 \cdot 19^3} = 785 \text{ kg ergeben,}$$

während 1000 kg/qcm in diesem Falle zulässig sind.

Maßgebend für die Abmessungen der Zapfen ist:

a) die Aufnahme der hohen spezifischen Flächendrücke

$$P_{kg} : F_{qcm} = p_{kg} \text{ qcm,}$$

die bei zu großer Reibung ein Fressen der Gleitflächen verursachen können,

β) die Sicherheit gegen Heißlaufen des Zapfens und Lagers, die bei Einhaltung der zulässigen Reibungsleistung vorhanden ist. Ihr entspricht das Produkt $p \cdot v_{mkg/sek} =$ spezifischer Flächendruck \times Zapfenumfangsgeschwindigkeit (vgl. Zus. 29).

Zusammenstellung 29.

Lokomotivgattung	Spezifischer Flächendruck p kg/qcm		$p \cdot v$ mk g/sek			Zapfenlänge: Zapfen- durchmesser 1 : d
	S	G; T	S;	G; T	S; G; T	
Innerer Triebzapfen	75	90	50 bis 75		0,6 bis 0,7	
Äußerer Triebzapfen . . .	125	150	75 bis 95		0,9	
Kuppelzapfen der Triebachse	110	135	—		1) 0,65 bis 0,75	
Kuppelzapfen der Kuppelachse	100	100	—		0,85	

Hierbei sind harte, genau rund geschliffene und hochpolierte Zapfen, sowie Weißmetallager mit vorzüglicher Schmierung zur Bedingung gemacht. Die zur Bestimmung der Zapfenumfangsgeschwindigkeit v erforderliche sekundliche Umdrehungszahl n ergibt sich aus

$$n = 88,5 \cdot \frac{V \text{ km/st}}{D \text{ mm}}$$

worin V die Höchstgeschwindigkeit der Lokomotive in km/st, D der Triebraddurchmesser in mm. Zusammenstellung 30 gibt bei S-, G- und T-Lokomotiven ausgeführte Zapfenabmessungen an.

Beispiel: Bestimmung der Größenabmessungen von Trieb- und Kuppelzapfen der preußischen 2C-H.P-Lok., Gattung Ps. Triebraddurchmesser 1750 mm, Zylinderdurchmesser 575 mm, größte Dampfspannung im Zylinder 12 at, mittlerer Dampfdruck im Zylinder bei 90 km/st Fahrgeschwindigkeit 3,8 kg/qcm.

a) Triebzapfen.

Berechnung auf Pressung

Aus der größten Kolbenkraft $P = \frac{57,5^2 \pi}{4} \cdot 12 = 31\,160$ kg und der

Annahme des zulässigen Flächendrucks von 125 kg/qcm bei S-Lokomotiven nach Zusammenstellung 29 ist die Triebzapfenfläche

$$d_T \cdot l_T = \frac{31\,160}{125} = 249 \text{ qcm.}$$

Wird $l_T = 0,9 d_T$ gesetzt, so ist $0,9 d_T^2 = 249$ und

Triebzapfendurchmesser $d_T = \sqrt{\frac{249}{0,9}} \cong 16,5 = 165$ mm.

Triebzapfenlänge $l_T = 165 \cdot 0,9 = 148,5 \cong 150$ mm.

Prüfung auf Heißlaufen

Bei der mittleren Kolbenkraft $P_m = \frac{57,5^2 \pi}{4} \cdot 3,8 = 9860$ kg, dem spezifischen Flächendruck $p = \frac{9860}{249} = 39,6$ kg/qcm und der sich bei 90 km/st Geschwindigkeit ($n = 88,5 \cdot \frac{90}{1750} = 4,55$) ergebenden Zapfenumfangsgeschwindigkeit $v_m/\text{sek} = 0,165 \pi \cdot 4,55 = 2,35$ m/sek ist $p \cdot v = 39,6 \times 2,35 = 93,0$ mgk/sek noch zulässig.

1) Schenkellänge hängt von der Lage der Zylinder ab.

Zusammenstellung 30.

Zapfen-

Bahn- verwaltung	Gattung	Bauart	Triebwerk	Lauf- achse	Kessel- druck	Schenkel der Laufachse		
				Durchm. mm		Durchm. mm	Länge mm	
Schnellzug- und								
Preußische Staats- eisenbahn	S ₈	2 B	550/630/2100	1000	12	160	220	
	P ₈	2 C	575 630/1750	1000	12	170	240	
	P ₁₀	1 D 1	3 ×		1000			
			520/660/1750	1100	14	175	255	
	S ₁₀	2 C	4 × 430/630/1980	1000	14	170	240	
	S ₁₀ ¹	2 C	400 610/660/1980	1000	15	175	255	
S ₁₀ ²	2 C	3 ×		1000				
		500/630/1980	1000	14	170	240		
Holländische Staatsbahn . .		2 B	530/660/2100	990	12,4	170	260	
Ägyptische St.-B.		2 B 1	508/660/1980	1067 1435	12,6	190	285	
Dänische St.-B. .		2 C	570/670/1866	1054	12	160	250	
Portugiesische Staatsbahn .	Spur 1676	2 C	520/650/1546	850	12	150	200	
Badische St.-B. .				2 C 1	425 610 650 670/1800	990 1200	16	
Serbische St.-B.		1 C 1	4 × 410/650/1850	1050	12	170	210	
Sächsische St.-B.		1 D 1	480 720/630/1905	1065 1261	15			
Madrid-Zaragossa- Kicank - Eisenb.	Spur 1676	2 D	580/660/1400	830	12			
Güterzug-								
Preußische Staats- eisenbahn	G ₈	D	600/660/1350	—	12	—	—	
	G ₈ ¹	D	600/660/1350	—	14	—	—	
	G ₈ ²	1 D	620/660/1400	1000	14	175	255	
	G ₈ ³	1 D	3 ×		1000			
			520/660/1400	1000	14	175	255	
	G ₁₀	E	630/660/1400	—	12	—	—	
	G ₁₂	1 E	3 ×		1000			
			570/660/1400	1000	14	175	255	
G ₁₂ ¹	1 E	3 × 560/660/1400	1 00	14	175	255		

abmessungen.

Zusammenstellung 30.

Schenkel der Trieb- und Kuppelachse		Triebzapfen		Kuppelzapfen der Trieb- achse				Druck auf die Lauf- achse	
Durchm. mm	Länge mm	Durchm. mm	Länge mm	Durchm. mm	Länge mm	Durchm. mm	Länge mm	t	Trieb- achse t
Personenzuglokomotiven.									
T 210	260	160	150	180	90	100	90	13	17,2
210	260	165	150	190	98	100	85	12,5	16,9
225	260	a 190 i 250	175 170	165	160	110	90	15	17
T 220	260	a 145 i 230	110 116	160	103	110	90	13,9	17,2
K 210	260	a 125 i 230	120 116	145	100	100	90	16	17,3
T 220	260	a 165 i 230	130 170	175	103	120	95	14,3	17,1
K 210	260	a 165 i 230	130 170	175	103	120	95	14,3	17,1
225	250	i 225	135			125	115	12,5	17,1
220	275	140	180	160	110	102	102	13	17,8
210	260	165	120	190	120	100	100	10,5	16
T 220	240	a 125 i 240	120 140			100	100	9	15
K 200	240	a 125 i 240	120 140			100	100	9	15
220	240	a 140 i 242	130 140	180	105	95	85	13,3	16,5
200	220	a 110 i 210	110 110	145	100	110	80	12	14,6
T 230	230	a 150 i 260	140 140	190	140	105	85	16	17,2
K 200	250	a 150 i 260	140 140	190	140	105	85	16	17,2
190	240	165	150	165	100	100	100	10	14,5
lokomotiven.									
190	220	165	120	165	100	100	85	—	14,3
210	220	175	130	175	100	100	85	—	17
T 225	260	170	180	195	130	110	90	13,4	17
K 215	260	170	180	195	130	110	90	13,4	17
T 225	260	a 155 i 250	160 170	190	150	110	90	16,3	17
K 215	260	a 155 i 250	160 170	190	150	110	90	16,3	17
T 210	260	165	150	165	100	100	80	—	14,3
K 190	210	165	150	165	100	100	80	—	14,3
T 225	260	a 165 i 250	160 170	150	190	110	90	13,1	16
K 215	260	a 165 i 250	160 170	150	190	110	90	13,1	16
T 225	260	a 165 i 240	160 150	140	180	110	90	13,9	17
K 215	260	a 165 i 240	160 150	140	180	110	90	13,9	17

Zusammenstellung 30 (Fortsetzung).

Zapfen-

Bahn- verwaltung	Gattung	Bauart	Triebwerk	Lauf- achse	Kessel- druck	Schenkel der Laufachse	
				Durchm. mm		at	Durchm. mm

Güterzug-

Prinz-Heinrich- Bahn		E	630/650/1325	—	12	—	—
Schwedische St.-B.		E	700/640/1300	—	12	—	—
Siamesische St.-B.		E	530/600/1200	—	12	—	—
Nord-Brabant E. G.		1 D	520/660/1400	940	12	160	330
Portugiesische Staatsbahn . . .	Spur 1676	1 D	560/630/1330	850	12	140	200
Spanische Nord-B.	1676	2 D	400/640/1500	860	16	150	250
Antofagasta- Bolivia-Eisenb.	1000	1 D	420/610/980	710	12,66	152	229

Tender-

Preußische Staats- eisenbahn	T ₈	C	500/600/1350	—	12	—	—
	T ₁₀	2 C	575/630/1750	1000	12	160	220
	T ₁₂	1 C	540/630/1500	1000	12	190	300
	T ₁₄	1 D 1	600/660/1350	1000	12	190	300
	T ₁₆	E	610/660/1350	—	12	—	—
	T ₁₈	2 C 2	560/630/1650	1000	12	170	240
	T ₂₃	1 E 1	700/660/1400	850	14	—	—
Halberstadt- Blankenburg Holländische St.-B.		1 E 1	700/550/1100	850	14	150	300
		1 D 1	520/660/1400	915	12	160	305

Schmalspur-

Holländische St.-B. Java . . .	Spur 1067	1 F 1	540/510/1102	774	12	140	280
Argentinische Staatsbahn . . .	1000	1 D 2	520/600/1200	720	12	130	220
Breskens-Maldeg- hem	1000	C	340/400/970	—	12	—	—

abmessungen.

Zusammenstellung 30 (Fortsetzung).

Schenkel der Trieb- und Kuppelachse		Triebzapfen		Kuppelzapfen				Druck auf die	
Durchm. mm	Länge mm	Durchm. mm	Länge mm	der Trieb- achse		der Kuppel- achse		Lauf- achse	Trieb- achse
		mm	mm	Durchm. mm	Länge mm	Durchm. mm	Länge mm	t	t
lokomotiven.									
200	220	165	130	180	100	110	80	—	14,7
T 212	270	160	152	190	114	112		—	17
K 200	250								
155	240	165	100	165	100	100	80	—	10,1
203,2	240	150	140	170	150	100	80	10,2	14,2
190	220	140	130	170	100	100	85	9	14
200	230	a 120 i 210	140 140	140	120	100	90	10	15
190	229	140	140	165	152	114	86	10,5	14,5
lokomotiven.									
180	180	140	110	140	90	90	70	—	15,2
210	260	160	120	165	100	100	85	13,7	16,2
T 210	260	160	120	160	100	Kugel 130	85	15,5	17
K 190	200								
200	240	165	120	170	100	110	80	15,6	15,8
190	210	165	150	165	100	100	80	—	16,2
210	200	165	130	165	100	110	85	14,9	15,5
220	260	200	200	200	190	110	100	15	16
220	300	185	200	195	140	110	90	12,5	15
200	230	130	130	170	160	100	80	13,5	15
lokomotiven.									
155	240	165	100	165	100	100	80	9	9,5
200	250	165	135	190	135	100	100	8,7	13,5
120	150	90	80	105	60	70	64	—	6,7

β) Kuppelzapfen.

Für die Triebachse:

Bei dem Druck von $\frac{2}{3} P = \frac{2}{3} \cdot 31\,160 = 20\,770$ kg wird die Lagerfläche $d_k \times l_k = \frac{20\,770}{110} \cong 190$ qcm. Die Zylinderlage, deren Achsen man dem Rahmen so nahe wie möglich legt, gestattet eine Länge der Zapfen l_k von 98 mm. Hiernach ist $d_k = \frac{190}{9,8} = 19,2 \cong 190$ mm.

Für die Kuppelachse:

Sie wird mit $\frac{P}{3} = \frac{31\,160}{3} = 10\,390$ kg beansprucht. Bei einem zulässigen spezifischen Flächendruck von 100 kg/qcm folgt die Zapfenfläche zu $l_k \times d_k = \frac{10\,390}{100} = 103,9$ qcm. Wird $l_k = 0,85 d_k$ gesetzt, so ist

$$d_k = \sqrt{\frac{103,9}{0,85}} = 11 = 110 \text{ mm und } l_k = 0,85 \times 110 \cong 90 \text{ mm.}$$

Kurbelzapfen werden vielfach hohl ausgeführt. Die Gegenkurbeln der Triebzapfen zum Antrieb der Steuerung werden in die Stirnfläche des Zapfens eingelassen und mit Schrauben befestigt. Auch kann die Gegenkurbel den Bund am Zapfende bilden, oder nach amerikanischer Ausführung auf einen Zapfenansatz an der Stirnfläche aufgeklemmt werden. Zapfen mit angeschmiedeter Gegenkurbel sind teurer in der Herstellung und erschweren im Betrieb das Abnehmen der Trieb- und Kuppelstangen.

b) Radstand.

Den Lokomotiven ist ein um so größerer Radstand zu geben, je größer die beabsichtigte Fahrgeschwindigkeit ist.

Für Bahnen, bei denen auf freier Strecke vielfach die nachbezeichneten Krümmungen vom Halbmesser R vorkommen, wird nach T. V. § 87 empfohlen, um diese Krümmungen ohne Klemmen (d. h. ohne Überschneiden der inneren Fahrkante) durchfahren zu können, den festen Radstand r der Lokomotiven nicht größer zu wählen als

$r^m =$	3,2	3,5	3,8	4,1	4,8	5,4
bei Rm =	180	210	250	300	450	500

Beweglichkeit der Achsen (nach T. V. § 88).

- I. Bei Lokomotiven mit größeren als den in § 87 angegebenen Radständen (Abstand der Endachsen) ist die Anwendung von Drehgestellen oder einstellbaren Achsen erforderlich.
- II. Zweiachsige Drehgestelle, deren Drehpunkt zwischen den Drehgestellachsen liegt, sowie Verbindungen beweglicher Achsen von ähnlicher Wirkung werden für Lokomotiven der Schnell- und Personenzüge an erster Stelle empfohlen.
- III. Ein- oder zweiachsige Deichselgestelle und nach der Bahnkrümmung einstellbare führende Laufachsen sind für Lokomotiven geeignet, die für Fahrgeschwindigkeiten bis zu 80 km/st bestimmt

sind. Die seitliche Verschiebbarkeit ist so groß zu machen, daß auch in den schärfsten Krümmungen der freien Strecke die Spurkränze des folgenden festgelagerten Räderpaares an der äußeren Schiene anlaufen können.

- IV. Zur Verminderung des Spurkranzdruckes an der führenden Achse drei- und mehrachsiger Lokomotiven ist den einzelnen Kuppelachsen — insbesondere derjenigen der festgelagerten, führenden Achse folgenden — eine so große seitliche Verschiebbarkeit zu geben, daß in den schärfsten Krümmungen der freien Strecke die Achsbünde der verschiebbaren Kuppelachsen keinen Seitendruck auf ihre Lager ausüben.

Schmierung der Spurkränze (vgl. auch T. V. § 89).

In krümmungsreichen Strecken wird das Schmieren der Spurkränze an den vorderen Rädern, bei Tenderlokomotiven an den vorderen und rückwärtigen Rädern während der Fahrt zur Herabminderung des Fahrwiderstandes empfohlen (Radnässer). Hierzu dient Öl (Ölkissen), Kesselwasser oder Niederschlagwasser aus der Abdampfleitung der Luftpumpe; bei Tenderlokomotiven auch Frischwasser aus dem Wasserbehälter.

c) Laufachsen.

Sie dienen zur Führung der Lokomotive in Krümmungen und müssen für $V = 60$ km/st bei Güterzug- und $V = 80$ km/st bei Personenzuglokomotiven geeignet sein. Zur Erreichung guter Krümmungseinstellung der Laufachse kann sich letztere seitlich verschieben und um einen wirklichen oder gedachten Drehpunkt ausschlagen. Rückstellung bewirken meist starke, mit 500 bis 1000 kg Anfangskraft eingesetzte Federn oder schräge Flächen oben auf den Achslagern.

Das Seitenspiel soll so groß sein, daß auch in den kleinsten Krümmungen die Spurkränze des nachfolgenden festen Radsatzes anliegen. Zu geringes Seitenspiel bewirkt in starken Krümmungen zu großen Seitendruck und führt zu Scharflaufen der Spurkränze. Größe der Seitenverschiebung 30 bis 50 (80) mm nach beiden Seiten.

Allgemein errechnet sich der seitliche Ausschlag aus $s = \frac{(r + c)^2 - r^2}{2R}$

worin r der feste Achsstand, c der Achsstand von der verschiebbaren bis zur ersten festen Achse, R der Krümmungshalbmesser. Bezeichnet d die Entfernung zwischen Laufachse und der sich radial stellenden festen Achse der Lokomotive, d_1 die Entfernung zwischen der ersten festen und der radial stehenden festen Lokomotivachse, l die Länge des Dreharmes der Laufachse, so muß sein $l = \frac{d^2 - d_1^2}{2d}$, um

Radialstellung der außen anlaufenden Laufachse zu ermöglichen. Gebräuchlich sind folgende Laufachsen.

Bauart „A d a m s“ (Abb. 193).

Die Achse ist in schräggestellten Achsbuchsführungen im Hauptrahmen gelagert. Achsgehäuse sind mittels Blechverbindung oder Stahlgußgehäuse verbunden. Die Rückstellung geschieht durch Wickel- oder Blattfedern von etwa 1000 kg Spannung; auch kann die Rückstellung durch Keilflächen erfolgen. Um eine radiale Einstellung der Adamsachse zu ermöglichen, müssen Achsbuchsgehäuse und Achslager-

backen kreisförmig gekrümmt sein. Der Krümmungshalbmesser soll betragen $l = \frac{(r + c)^2 - r^2}{2(r + c)}$, worin r und c die vorstehenden Bedeutungen haben.

Bauart „Bissel“ (Abb. 194).

Die Achse ist in einem besonderen Rahmen gelagert, der sich unter dem Hauptrahmen hinweg bewegen kann. Am hinteren Teil des Rahmens sitzt die Deichsel (Dreharm von der Länge l), die dreh-

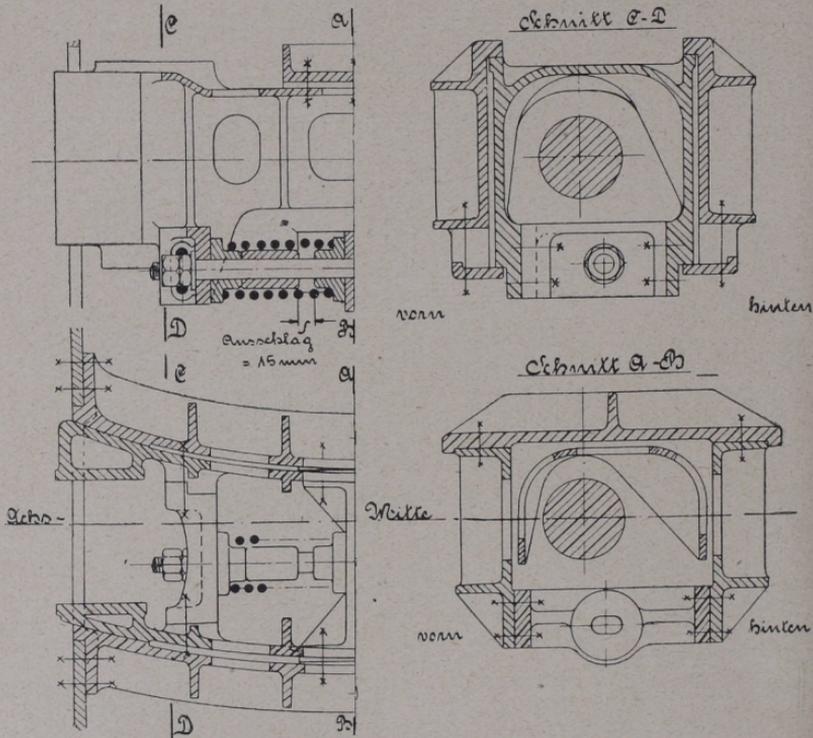


Abb. 193. Adams-Achse.

bar mit dem Hauptrahmen in Verbindung steht. Die Rückstellvorrichtung liegt über dem Laufachsgehäuse. Geeignet ist die Bisselachse für G-Lokomotiven und für P. T-Lokomotiven mit nicht zu hoher Geschwindigkeit (bis 80 km/st).

Bei der deutschen G₁₂-Bauart ist die Laufachse in einem Bissel-Gestell mit Drehzapfen, vorderen Zugstangen und Wiege gelagert. Sie wird abgedeutert durch zwei Tragfedern über den Achsbüchsen, sowie durch vier Wickelfedern an den Federspannschrauben. Durch Längs- und Quer-Ausgleichsheel ist der Stützzapfen verbunden mit den Federspannschrauben der Tragfedern der ersten Kuppelachse.

Bauart „Webb“ (Abb. 196).

Bei der 2C1-Vierzylinder-Heißdampf-Verbund-S-Lokomotive der Ungarischen Staatsbahn schwingt der radial einstellbare Schleppradsatz um 2,65 m ideellen Halbmesser 75 mm nach jeder Seite. Die Rückstellung erfolgt durch eine oberhalb angeordnete Wickelfeder mit Kugelfpannenstützung.

Bauart „Klien-Lindner“ (Abb. 195).

Findet hauptsächlich bei Schmalspurlokomotiven Verwendung. Es ist eine innerhalb der Räder gelagerte, abgefederte Kernachse mit kugelförmiger Verstärkung in der Mitte, in die ein Zapfen eingepreßt ist, dessen vorstehende Enden mittels Gleitstücken in den Führungen der die Kernachse umgebenden zweiteiligen Hohlachse gleiten. Die Zapfenden freilassend, umfassen zwei außen halbzyllindrische Kugelschalen die Verstärkung der Kernachse. Auf diesen Kugelschalen

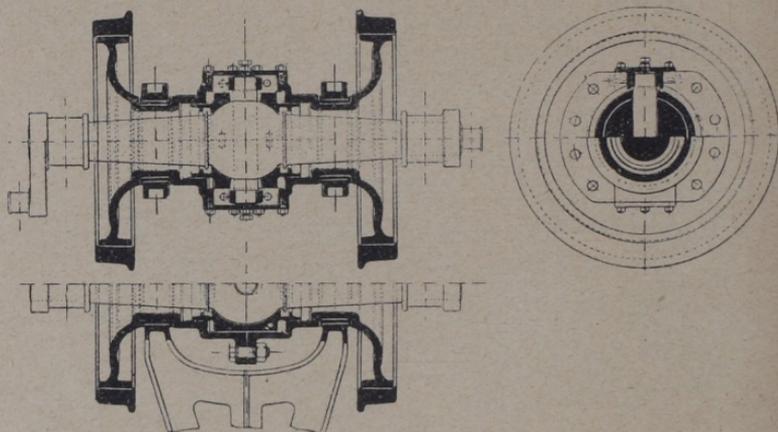


Abb. 195. Klien-Lindner-Achse.

kann sich die Hohlachse gegen die Kernachse aus der Mittellage verschieben, in die sie durch die Wirkung einer der beiden in der Hohlachse angeordneten Federn zurückgebracht wird.

d) Drehgestelle.

Sie bilden für sich ein besonderes Maschinengestell, dessen beide Achsen im Rahmen dieses Gestelles sitzen. Um einen zwischen den Achsen gelagerten Zapfen sind sie drehbar mit dem Hauptrahmen verbunden. Zweiachsige Drehgestelle bewirken die Erhöhung der Laufsicherheit der Maschine in der Geraden und in Krümmungen; sie bezwecken ferner eine Lastverteilung auf eine größere Achszahl und ermöglichen die Unterbringung eines großen Kessels.

Drehgestelle sollen möglichst großen Achsstand haben; gewöhnlich 2,0 bis 2,2 m bei Regelspur (Größtwert 2,7 m, Kleinstwert 1,5 m). Sie besitzen meist ein Seitenspiel s von 2×40 mm (bis 2×70 mm). Wenn die hintere Achse gerade innen anlaufen und dabei radial

stehen soll, so muß $s = \frac{a^2}{2R} - 2e$ werden, worin a die geführten

Länge (von Zapfen des Drehgestelles bis zur hinteren Achse), R der Krümmungshalbmesser und e die Spurerweiterung. Der Ausschlag des Drehgestelles wird begrenzt durch Anschläge am Hauptrahmen. Drehgestellräder > 840 mm Durchmesser; in Europa gewöhnlich 1,0 bis 1,2 m Durchmesser. Als Drehgestellrahmen dienen Blechrahmen von 18 bis 25 mm oder Barrenrahmen von 60 bis 75 mm Stärke.

Die mannigfachen Drehgestellbauarten unterscheiden sich hauptsächlich in folgendem: in der Anordnung des Mittelzapfens (tragend oder führend, mit oder ohne Seitenbeweglichkeit), in der der Tragfedern, in der Art der Lokomotivunterstützung durch das Drehgestell und in der Rückstellereinrichtung in die Mittellage (durch Federn, Pendel, Keilflächen).

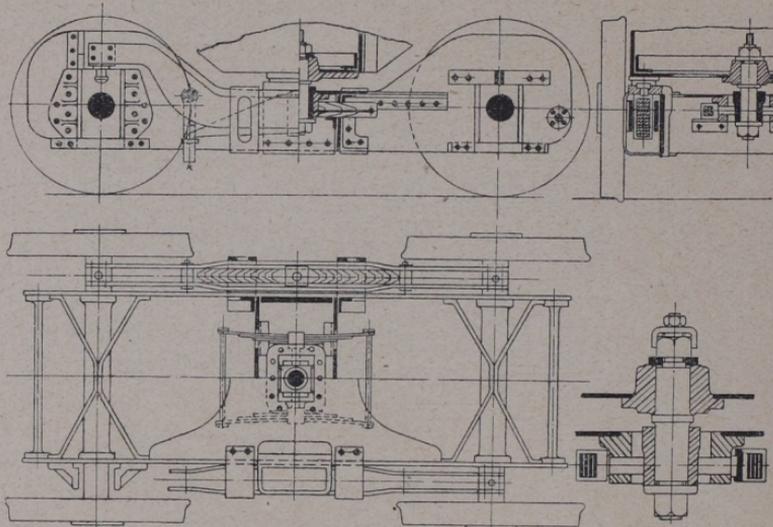


Abb. 197. Preußisches zweiachsiges Drehgestell.

Preußisches zweiachsiges Drehgestell (Abb. 197).

Der Drehzapfen, um den die Drehbewegung und der Seitenausschlag erfolgt, ist am Hauptrahmen fest gelagert, ist im Drehgestellrahmen mit einem Gleitklotz seitlich verschiebbar und liegt in der Mitte des Drehgestelles. Rückstellung erfolgt durch zwei mittels Spannstangen zu gemeinsamer Wirkung verbundene lange Blattfedern, die sich auf den Achsbüchsen abstützen. Der Hauptrahmen ruht auf seitlich angeordneten Stützlagern.

Drehgestell der 2D-Heißd.-S-Lok. der spanischen M. Z. A. - Bahn (Abb. 198).

Die Seitenbeweglichkeit wird ermöglicht durch Aufhängung nach Art einer Wiege. Die Darstellung ¹⁾ zeigt die Krafterückwirkung auf

¹⁾ Hanomag-Nachrichten, 1915, Heft 1, S. 17.

die einzelnen Aufhängebolzen und die Einstellung der Wiege selbst einmal für Mittelstellung, dann auch für einen seitlichen Höchstauschlag von 60 mm. Nach Abzug der toten Lasten erhält man für den ersteren Zustand wagerechte Kräfte von 2400 kg, die sich gegenseitig aufheben und wie die Vorspannung einer Rückstellfeder wirken. Im Augenblick des größten Ausschlages ergibt sich eine wagerechte wirksame Rückstellkraft von 3100 kg.

Krauß-Helmholtz-Drehgestell (Abb. 199 bis 203).

Stellt die zwangsläufige Verbindung dar zwischen einer seitlich verschiebbaren Kuppelachse und einer radial einstellbaren, in einem

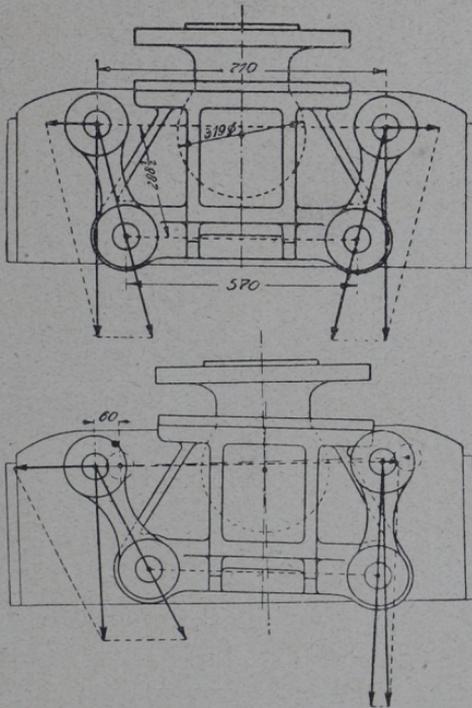


Abb. 198. Wiege für das zweiachsige Drehgestell einer spanischen Lokomotive.

Deichselgestell gelagerten Laufachse. Die Anordnung ist also kein selbständiges Drehgestell, sondern die zwangsläufige Verbindung eines einachsigen Deichselgestelles mit einer zweiten, seitlich verschiebbaren Achse. Seitlicher Ausschlag $s = \frac{r \cdot c_1^2}{R}$, worin r der feste

Radstand und c_1 die Entfernung des Drehzapfens von der Kuppelachse. Der Drehpunkt darf nicht zu weich gefedert und nicht zu weit rückwärts (nicht hinter Drehgestellmitte) gelagert sein. Letzteres ist notwendig, um große geführte Länge der Lokomotive und gute radiale Einstellung der Laufachse zu erhalten.

Die allgemeine Wirkungsweise ist folgende: Bei annähernder Radialstellung und gleichzeitiger Einwärtsbewegung der vor- oder nachlaufenden Endachse wird die benachbarte Kuppelachse nach auswärts bis zum Anlaufen an die Schiene verschoben, so daß beide Achsen mit den Spurkränzen der diesbezüglichen Räder die Außenschiene berühren.

Verschiedene Ausführungsformen zeigen die Abb. 199 bis 203. Sie bezwecken die völlige Beseitigung des Einseitiglaufens (einseitige Abnutzung der Laufräder bei Vorwärtsfahrt in der Geraden). Die Mittel hierzu sind: Unabhängigkeit der Winkelstellung der Laufachse von derjenigen der Deichsel innerhalb der Spielräume s (vgl. Abb. 199), sowie Sicherung der zur Fahrzeug-Längsachse genau rechtwinkligen Grundstellung der Laufachse durch die am Hauptrahmen fest angebrachten Widerlager M , gegen die der Achslagerkörper G durch die Feder N angedrückt wird (in Abb. 200 und 202 Blattfeder, in Abb. 199 und 201 Wickelfeder).

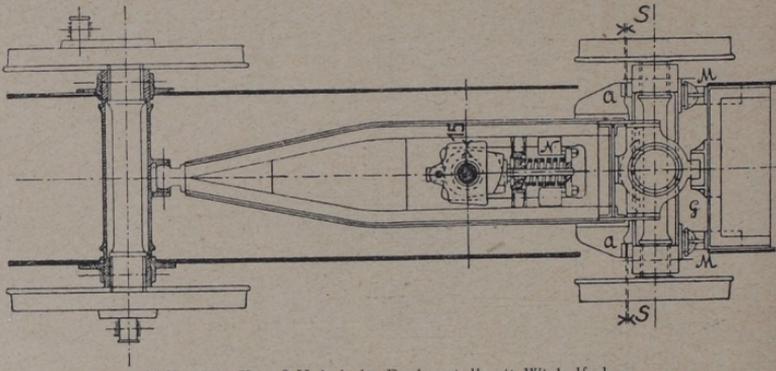


Abb. 199. Krauß-Helmholtz-Drehgestell mit Wickelfeder.

In Abb. 200 ist das Lagergehäuse G der Laufachse nicht starr (wie bei früheren Ausführungsarten des K. H. D.) mit der Deichsel verbunden, sondern durch einen Zapfen D über der Achsmittte, oder, falls für dessen körperliche Durchbildung nicht genügend Raum vorhanden ist, durch einen ideellen Drehpunkt. So kann zwar die gegenseitige Abhängigkeit in der Seitenverschiebung der Achsen gewahrt bleiben; der Laufachse sind jedoch innerhalb eines Spielraumes von 3 mm geringe wagerechte Verdrehungen gegenüber der Deichsel gestattet, und ein zwangsläufiges Mitnehmen der Achse durch die Deichsel in radialer Richtung tritt erst ein, nachdem einer der Anschläge A zum Anliegen gekommen ist. In der Mittellage des Gestells und den unmittelbar benachbarten Stellungen, in denen beide Anschläge A noch frei sind, wird die zur Mittellinie des Fahrzeuges genau rechtwinklige Stellung der Laufachse durch zwei an dem Hauptrahmen H befestigte Widerlager M gesichert, gegen die das Lagergehäuse G nach vorn anliegt. Ein Andrücken gegen diese Widerlager, welches allzufreie Pendelbewegungen der Achse innerhalb der Spielräume verhindern soll, erfolgt durch die Feder N , die sich mit ihrer Mitte gegen den Dreh-

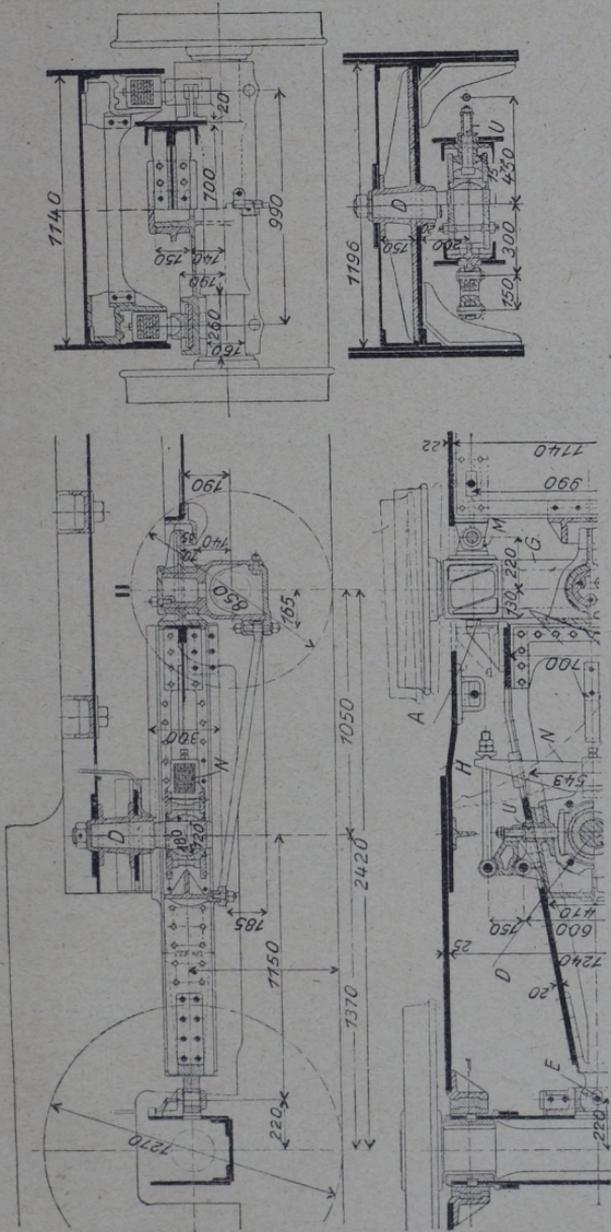


Abb. 200. Krauß-Helmholtz-Drehgestell mit Blattfeder.

zapfen D, also einen mit dem Hauptrahmen H fest verbundenen Punkt stützt und mit ihren Enden das ganze Deichselgestell einschließlich der Laufachse nach vorn zu ziehen sucht. Um diesem Zug nachgeben zu können, wird die Deichsel an den Lagern der Zapfen D und E in Schlitzn geführt, die eine Längsverschiebung gestatten. Bei größeren Verstellungen der Deichsel, wie sie nur beim Befahren von Krümmungen vorkommen, sollen die Anschläge A in Wirksamkeit treten und zwangsläufiges Einstellen der Achse in radialer Richtung bewirken.

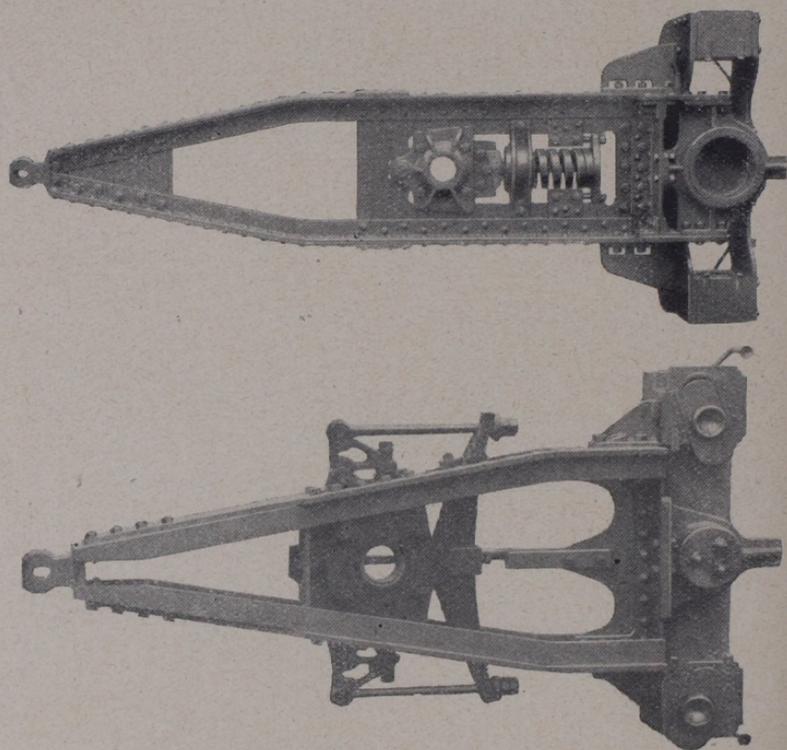


Abb. 201/202. Ausführungsformen des Krauß-Helmholtz-Drehgestells.

Das Lagergehäuse G bleibt alsdann nur mit einem der Widerlager, und zwar mit demjenigen auf der äußeren Seite der Krümmung in Berührung, während es sich von dem andern nach hinten abheben muß. Die Kraft der Feder N, die jetzt noch etwas weiter angespannt wird, sucht dabei das Gestell um das äußere Widerlager zurückzudrehen, wirkt also im Sinne einer die Wiederherstellung der Mittellage anstrebenden Rückstellvorrichtung. Um die Seitenstöße bei der Einfahrt in Krümmungen zu mildern, wird dem ganzen Gestell eine geringe Seitenverschiebung gegen den Hauptdrehzapfen D gestattet. Zu diesem

Zweck ist das Lager des Zapfens D an den Stiften U quer geführt, jedoch derart, daß der oben erwähnten Längsverschiebung der Deichsel nichts im Wege steht. Die Feder N wirkt daher auf Andrücken gegen das Widerlager M, das entsprechend der Einstellung der Laufachse drehbar angeordnet ist, sowie auf Rückstellung bezüglich der radialen Verstellung der Laufachse und des seitlichen Ausweichens des Drehzapfens.

Bei dem Krauß-Drehgestell Bauart der Maschinenfabrik Kolomna (Rußland) in Abb. 203 sind besondere Vorrichtungen an den Lagerschalen der Laufachsen vorhanden, zum genauen parallelen Einstellen zu den übrigen Achsen, weil andernfalls die Spurkränze

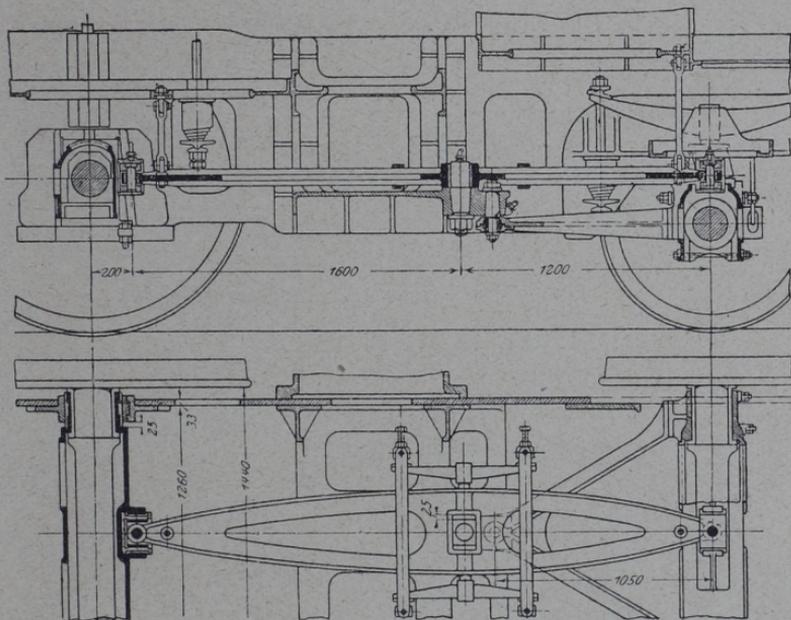


Abb. 203 Kolomna-Drehgestell.

durch einseitiges Anlaufen eines Rades bald scharf laufen würden. Am oberen Teil der Laufachsbüchse sind entsprechende Einstellschrauben. Die Bauart ermöglicht einmal die für die radiale Einstellung notwendige Deichsellänge; ferner können, unabhängig davon, durch den oberen im Rahmen aufgehängten Hebel die Seitenkräfte im besten Verhältnis verteilt werden. Der Hebel trägt an seinen Endpunkten Gleitschuhe, die in Führungen des Gehäuses gehen, das die Achslagerbüchsen miteinander verbindet.¹⁾

Namentlich bei Tenderlokomotiven, die in beiden Richtungen laufen, gelangt die sogen. „Schweizer Kombination“ des K. H. D. zur

¹⁾ Nach Meineke, Z. V. D. I. 1921, S. 218.

Ausführung, d. h. das alte, mit der Laufachse fest verbundene Dreieck wird nur im mittleren Drehpunkt, unter Rückstellung in gewöhnlicher Art durch zwei gegeneinander wirkende Blattfedern seitlich verschiebbar gemacht.

Zara-Drehgestell (Abb. 204).

Meist in Italien gebräuchlich; Abart des Krauß-Helmholtz-Drehgestells. Durch ein besonderes Rahmenwerk, dessen Drehpunkt vermöge seiner Pendelaufhängung seitlich verschiebbar und mit Rück-

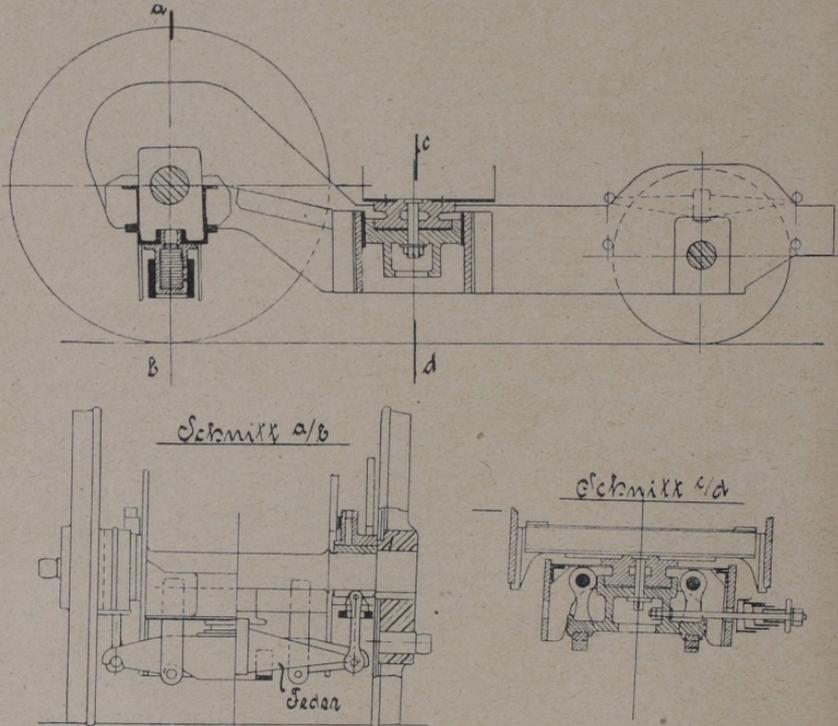


Abb. 204. Zara-Drehgestell.

stellfedern ausgestattet ist, sind die beiden im Gestell vereinigten Achsen (Lauf- und Kuppelachse) gehalten.

Flamme-Drehgestell (Abb. 205).

Umschließt die Laufachse und erste Kuppelachse, unterscheidet sich von Krauß-Helmholtz jedoch dadurch, daß der Mittelzapfen belastet und infolge der Pendelaufhängung seitlich verschiebbar ist (wie bei Zara). Durch die Verschiebbarkeit des Mittelzapfens wird der notwendige große Ausschlag der Laufachse von 2×136 mm ermöglicht. Während Zara den Mittelzapfen mit ebener Druckfläche ausbildet, hat Flamme die kuglige Form angewendet; der Abstand

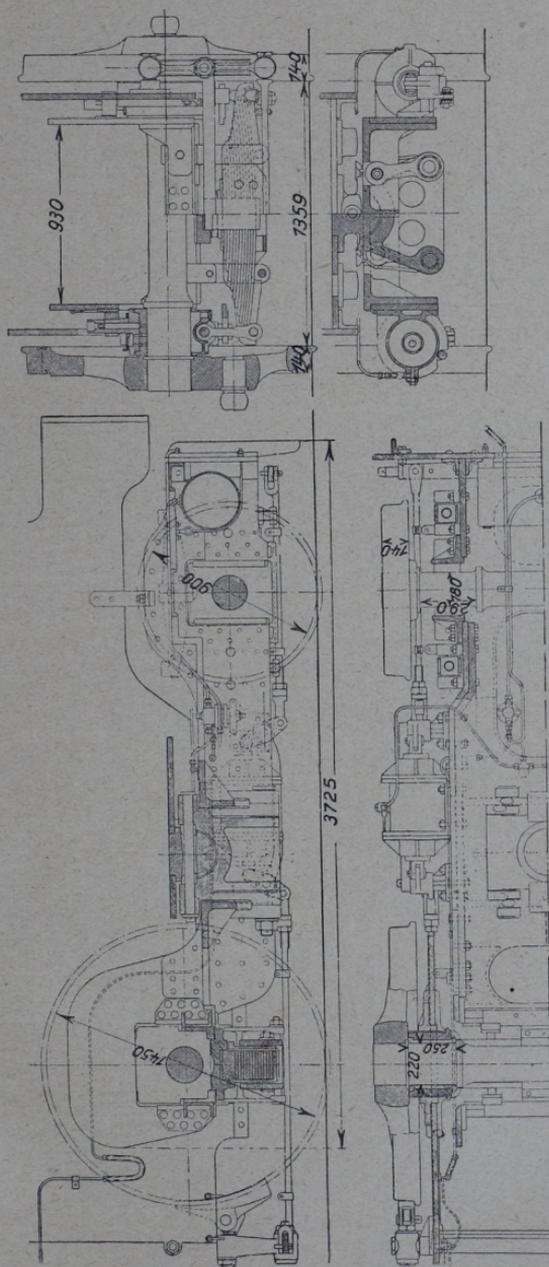


Abb. 205. Flamme-Drehgestell.

von der Laufachse beträgt im vorliegenden Beispiel 1380 mm und von der ersten Kuppelachse nur 1120 mm, um dieser größere Belastung zu geben. Die Laufachse hat zwei unabhängige Federn, während die Kuppelachse durch eine Querfeder ihre Last erhält.

Amerikanisches Drehgestell (Abb. 206).

Während bei Drehgestellen mit Federrückstellung mit zunehmendem seitlichen Ausschlag der Widerstand entsprechend der Feder Spannung wächst, ist bei dem amerikanischen Drehgestell eine gleichmäßige Rückstellkraft vorhanden. Die Rückstellvorrichtung besteht in folgendem: eine mit kräftigem Boden versehene Drehpfanne ruht auf zwei herzförmigen Gelenkstücken, die sich auf dem mittleren Rahmenquerstück abstützen. Die Gelenkstücke sind durch Laschen mit der Drehpfanne verbunden. Beim Drehgestellausschlag tritt Rückstellung dadurch ein, daß sich die beiden Gelenkstücke an der unteren Seite der Drehpfanne in entsprechend vorgesehenen Neigungen abwälzen.

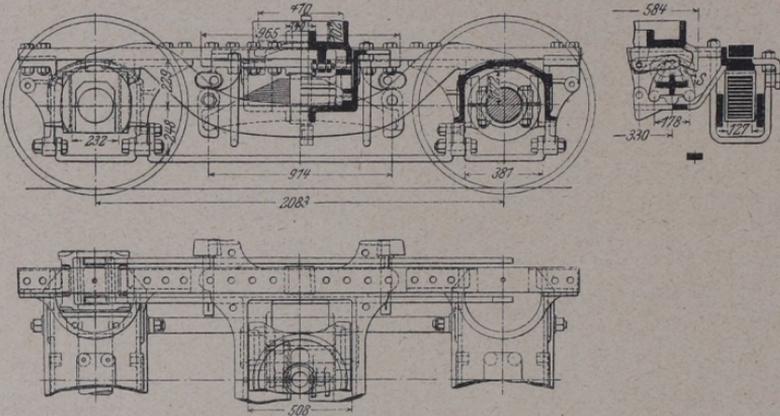


Abb. 206. Amerikanisches Drehgestell.

Dampfdrehgestelle.¹⁾

Sie werden ausgeführt entweder mit einem Drehpunkt zwischen den Endachsen (Bauarten Fairlie, Meyer, Du Bousquet u. dgl.), oder mit einem Drehzapfen außerhalb der Drehgestellachsen (Bauart Mallet-Rimrott).

6. Lauf der Lokomotive in Krümmungen.

a) Allgemeine Grundsätze.

Bei der Fahrt der Lokomotive in einer Krümmung will jeder Punkt derselben einen Kreis um den Krümmungsmittelpunkt M beschreiben (Abb. 207). Die Antriebskraft K des Fahrzeuges, vorwärts bewegt, wirkt in der Richtung ihrer Mittelachse $x-x$. Der hintere Punkt S kann sich aber nicht in Richtung der Antriebskraft K fort-

¹⁾ Vgl. Seite 326 bis 328.

bewegen, sondern in Richtung der Tangente durch Punkt S an den Krümmungskreis, also senkrecht zum Halbmesser SM. Hieraus ergibt sich eine Radialkraft p , welche die Hinterachse der Lokomotive so lange nach innen schiebt, bis K in Richtung der Tangente fällt, d. h. bis die Hinterachse selbst radial steht.

Der in einer Krümmung voranlaufende Radsatz eines steif-achsigen Fahrzeuges läuft mit seinem äußeren Rad stetig an der Außenschiene an und schneidet diese unter einem Anschneidwinkel α (Abb. 212). Er ist abhängig von dem Radstand und dem Spurkranzspiel. Der Anschneidwinkel ist also derjenige Winkel, um

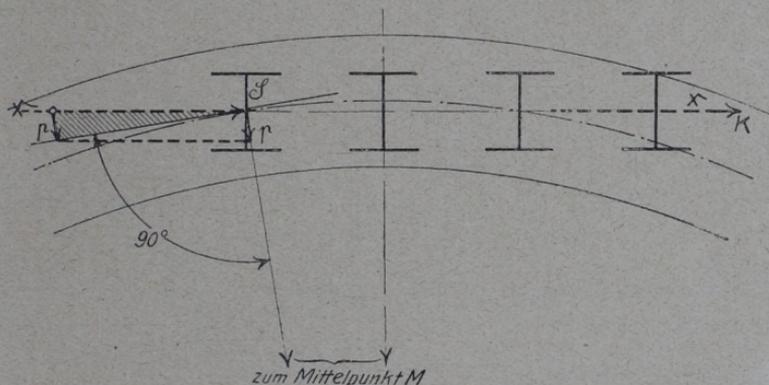


Abb. 207. Fahrzeuglauf in Krümmungen.

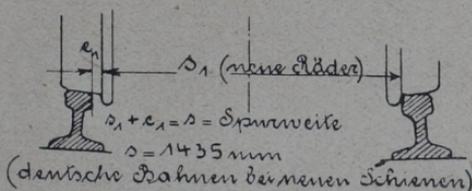


Abb. 208. Spurerweiterung

den die Verbindungslinie des Anlaufpunktes mit dem Mittelpunkt der Krümmung von der geometrischen Mittellinie der anlaufenden Achse abweicht. Der nachlaufende Radsatz gelangt in die radiale Lage, falls nicht vorheriges Anlaufen an die Innenschiene dies verhindert, und verbleibt beim Weiterlauf in der radialen Lage.

Jeder Radsatz, der mit einem Rade an einer der Fahrschienen anschnidet oder einer der Fahrschienen zustrebt, durch die Lagerung im Rahmen aber verhindert ist, bis an die Schiene zu gelangen, muß stetig seitwärts verschoben werden und hierbei die Reibung zwischen den Rädern und Schienen überwinden. Der bei dieser Verschiebung gegen die Schiene oder den Rahmen wirkende Druck ist daher die Gesamtbelastung der Schienen durch den Radsatz multipliziert mit der Reibungsziffer μ (z. B. $\mu = 1/6$). Durch

einfache Verschiebung von Radsätzen bis zum Anlauf an die Fahr-
schiene wird die unmittelbare Aufnahme des für die Verschiebung
des Radsatzes erforderlichen Druckes durch die Schiene erreicht und
die Verstärkung des Seitendruckes des führenden Radsatzes ver-
mieden. Die sich ergebenden Seitendrucke und der Anscneid-
winkel der führenden Räder an den Schienen bilden den Maßstab
für die Krümmungsläufigkeit, sowie für die Abnutzung der Rad-
flansche und der Schienenköpfe.

Folgende Bezeichnungen werden eingeführt:

R = Krümmungshalbmesser,

r = geführte Länge des Fahrzeuges (fester Achsstand des
zweiachsigen Fahrzeuges),

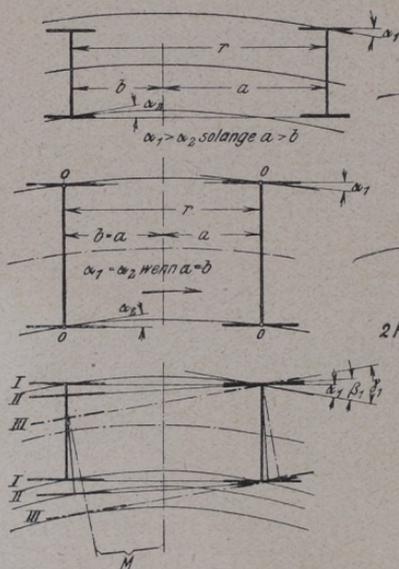


Abb. 209/211. Fahrzeugeinstellungen
in Krümmungen.

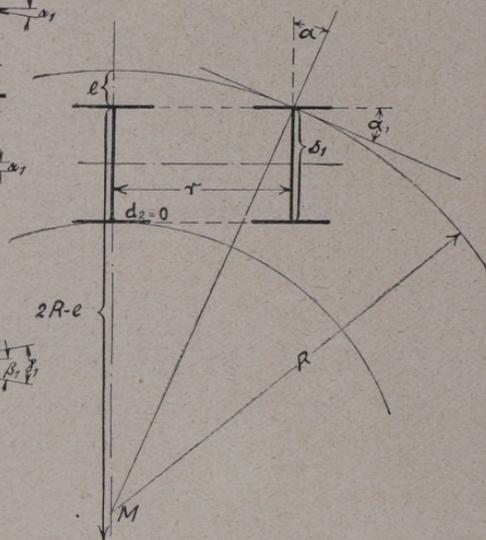


Abb. 212. Geometrische Beziehungen
beim Lauf in Krümmungen.

e = gesamter Spielraum zwischen Spurkranz und Schienen-
köpfen, oder größtmögliche Seitenverschiebbarkeit einer
fest gelagerten radial verschiebbaren Achse, $e = e_1 + e_2$

e_1 = Spielraum zwischen Rad und Schiene im ge-
raden Gleis; nicht unter 10 mm (2×5 mm) und
bei größter Abnutzung der Radreifen nicht über
25 mm,

e_2 = Spurerweiterung in Krümmungen R (d. h. die
Erweiterung gegen Spurweite s nach Abb. 208,
wofür bei verschiedenen R nach T.V. § 2 vor-
geschrieben ist:

R bis	800,	700,	600,	500,	400,	325,	250,	200,	150,	100 m
$e_2 =$	3,	6,	9,	12,	15,	18,	21,	24,	27,	30 mm.

Allgemein ist $e_2 \cong 25\text{mm}$, so daß Gesamtspiel des Spurkranzes $e \cong 30$ bis 35mm . Bei Schmalspurbahnen ergibt sich e_2 aus nachstehenden Formeln:

- Spur 1 m, für $R = 80$ bis 250 m , $e_2 = 240 : \sqrt{R} \leq 25\text{ mm}$
 „ 0,75 m, „ $R = 50$ „ 100 „ $e_2 = 140 : \sqrt{R} \leq 20\text{ mm}$
 „ 0,60 m, „ $R = 30$ „ 100 „ $e_2 = 100 : \sqrt{R} \leq 18\text{ mm}$

Bei Stellung des Fahrzeuges nach Abb. 212 sind die geometrischen Beziehungen $r^2 = e \cdot (2R - e) = 2Re - e^2$. Da e gegenüber R sehr klein, so kann e^2 vernachlässigt werden, und es ergibt sich

$$r^2 \cong 2Re, r \cong \sqrt{2Re} \text{ oder } e \cong \frac{r^2}{2R}. \text{ Ist } r > \sqrt{2Re}$$

dann tritt die Lage nach Abb. 209 ein, so lange nicht (bei großem V) die Fliehkraft die Hinterachse ganz nach außen drängt. Abb. 210 stellt die Lage dar, wenn vorausgesetzt wird, daß $e = 0$ und daß der Anlaufpunkt des Radflansches mit dem Radstützpunkt o zusammenfällt. In Abb. 211 ist Lage I dieselbe Stellung, wie in Abb. 210; die beiden Lagen II und III ergeben sich aus I, wenn all-

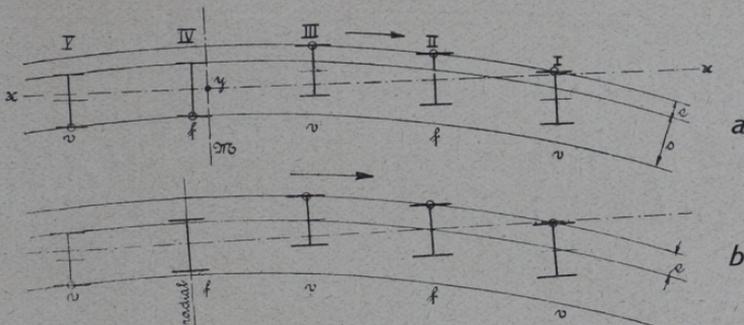


Abb. 213. Krümmungseinstellung bei Fahrzeug mit seitenverschieblicher Achse.

mähliche Spurerweiterung an der inneren Schiene gegeben wird. Die Hinterachse hat zufolge der Krafttrichtung an ihren Rädern von der Schiene aus stets die Neigung, sich radial einzustellen. In Lage III ist die radiale Einstellung, da Spurerweiterung groß genug ist, erreicht. Je größer aber die Spurerweiterung, um so größer wird der Ansehndwinkel α_1 an der Vorderachse; α_1 wächst auf β_1 und γ_1 .

b) Krümmungseinstellung verschiedener Achsen.

Es bedeutet in den Abbildungen 213 bis 216:

- f = feste Achse; v = seitenverschiebliche Achse; s = Spurweite in der Geraden; e = Spielraum zwischen Spurkranz und Schienenköpfen.

Seitenverschiebliche Achsen (Helmholtz-Gölsdorf), Abb. 213.

Feste Vorderachse II läuft außen an; feste Hinterachse IV will sich radial stellen (Abb. 213b). Ist der feste Radstand $> \sqrt{2Re}$

Fahrzeuge mit Drehgestellen nach „Krauß“ und ähnliche mit festem Drehpunkt D, Abb. 216.

Die radial einstellbare Vorderachse I läuft außen an, die seitenschiebbliche Achse II ebenfalls, wenn diese Einstellung möglich ist, d. h. wenn die Vorderachse I nicht einen früher wirkenden Anschlag hat. Hierdurch ist die Lage des Drehpunkts D des Drehgestells bestimmt. Die anderen Achsen stellen sich so ein, daß die letzte feste Achse radial laufen will; die übrigen Achsen stellen sich nach 213, 214, 215 ein. Beim Rückwärtsgang (Abb. 216 b) läuft die feste Achse IV außen an. Die Fahrzeugachse x—x will sich so einstellen, daß das in D auf x—x errichtete Lot durch M geht, falls nicht vorher die Achsen I und II innen anlaufen. In diesem Fall trifft das Lot aus M auf die Fahrzeugmitte die Linie x—x in Y.

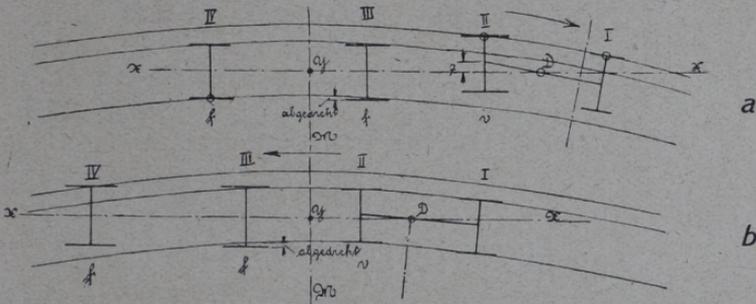


Abb. 216. Krümmungseinstellung bei Fahrzeug mit Drehgestell nach Krauß'scher oder ähnlicher Bauart.

c) Verfahren von „Roy“.

I. Allgemeines.

Es dient in erster Linie zur zeichnerischen Untersuchung, ob ein Fahrzeug mit gegebenem Achsstand leicht und ohne Klemmen durch die kleinste auf der betreffenden Bahnstrecke vorkommende Gleiskrümmung hindurchkommt; ferner zur Festsetzung der nötigen Ausschläge von Lokomotivachsen und Drehgestellen. Es geht hervor aus den vorher erwähnten geometrischen Beziehungen, wonach $e = \frac{r^2}{2R}$

Zwecks Ermittlung der Krümmungseinstellung eines Fahrzeuges sind zur Erleichterung der Darstellung im Rahmen einer handlichen Zeichnung die drei Größen R, r, e in verzerrtem Maßstab (R', r', e') aufzutragen, so daß $e' = \frac{r'^2}{2R'}$. Da e bereits klein ist, so muß es in der Zeichnung in natürlicher Größe erscheinen, d. h. $e' = e$. Führt man das Maß der Verzerrung n ein und will man Achsstand r im Verhältnis von n verkleinern

$$\left(\text{also } r' = \frac{r}{n} \right), \text{ so wird, da } e' = \frac{r'^2}{2R'}, e = \frac{\left(\frac{r}{n} \right)^2}{\frac{2R}{n^2}}$$

oder in Worten ausgedrückt: Zähler und Nenner der rechten Seite der Gleichung werden durch n^2 dividiert. Wird also e in natürlicher Größe, r im Maßstab $1:n$ dargestellt, so ist R im Maßstab $1:n^2$ im Roy'schen Verfahren aufzutragen, um obiger Gleichung $e = \frac{r^2}{2R}$ zu genügen. Somit ergibt sich der Ausschlag irgend-einer Achse (Abweichung von Fahrzeugmittellinie) in der verzerrten Aufzeichnung in wirklicher Größe, wenn z. B. Achsstand r im Maßstab $1:10$ und Krümmungshalbmesser R im Maßstab $1:100$ aufgetragen wird.

Je nach dem es zeichnerisch zweckmäßig erscheint, können etwa folgende Maßstäbe bei Anwendung des Roy'schen Verfahrens vorteilhaft gewählt werden:

Maßstab- ziffer n	Wenn Abweichung der Achsen von der Fahrzeugmittellinie (Ablenkung)			
	im Maßstab $1:1$ erscheint		im Maßstab $1:2$ erscheint	
	Achsstand r	Kr. Halbm. R	Achsstand r	Kr. Halbm. R
8	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{64}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{128}$
10	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{200}$
12	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{144}$	$\frac{1}{24}$	$\frac{1}{288}$
15	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{225}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{450}$

Läßt man die Achsen (bzw. Räder) einer Lokomotive auf ihre geometrische, senkrecht zur Richtung der Achsen stehende Mittelebene zusammenschumpfen, so kann man aus der Zeichnung ersehen, ob ein Radsatz innen oder außen anläuft, ob man die Spurkränze eines Radsatzes infolge „Zwängung“ schwächer drehen (abdrehen) muß (gewöhnlich 10 bis 15 mm beiderseits), welche Seitenverschiebbarkeit parallel verschiebbare Achsen (bis 2×30 mm), welchen Seitenausschlag Bissel- und Adams-Achsen (bis 2×80 mm), welchen Ausschlag Drehgestellzapfen haben müssen (bis 2×40 mm, höchstens 2×70 mm Seitenverschieblichkeit).

II. Beispiele.

a) Krümmungseinstellung der Heißd.-Zw.-Lok. Gattung S_6 (Abb. 217).

Ausgeführt für auf Hauptbahnen vorkommende Krümmung von $R = 180$ m; Achsablenkungen sollen in natürlicher Größe erscheinen; Maßstabziffer $n = 10$, so daß Achsstand r im Maßstab $1:10$ und Halbmesser R im Maßstab $1:100$ aufzutragen sind. Entfernung der Fahrkanten des Gleises $e = e_1 + e_2 = (2 \times 5) + 21 = 31$ mm.

Man schlage einen Kreis 1 mit Halbmesser $R_1 = \left(\frac{180}{100}\right)^m = 1800$ mm, sodann zwei weitere 2 und 3 um denselben Mittelpunkt wie 1, die gegenüber Kreis 1 von 1800 mm Halbmesser jedesmal um $\frac{e_1}{2}$ (hier $\frac{10}{2} = 5$ mm) im Halbmesser größer (Kreis 2)

und kleiner (Kreis 3) sind; ihre Halbmesser sind also $1800 - 5 = 1795 \text{ mm} = R_3$ und $1800 + 5 = 1805 \text{ mm} = R_2$. Hierauf schlägt man um denselben Mittelpunkt einen Kreis 4, der einen um die Spurerweiterung e_2 (hier 21 mm) gegenüber Kreis 3 kleineren Halbmesser besitzt; also $R_4 = 1795 - 21 = 1774 \text{ mm}$.

Bei Vorwärtsfahrt läuft Achse I an Kreis 2 an; Achse II kann nicht radial laufen, da das Fahrzeug die gerade Fahrtrichtung beibehalten möchte und bei 40 mm Zapfenausschlag das Drehgestell und somit Achse II bis an Kreis 2 heranzieht. Durch die Lage des Drehzapfens ergibt sich jetzt die Richtung der Fahrzeugmitte: Achse IV drängt nach innen, muß daher bei der vorhandenen Spurerweiterung an Kreis 4 zum Anlauf kommen, während die Lage der festen Achse III durch den Achsabstand auf Fahrzeugmitte bestimmt ist. Im vorliegenden Falle kommt sie ebenfalls an Kreis 4 zur Anlage. Bei Rückwärtsfahrt ist unabhängige Einstellung der Kuppel- und Drehgestellachsen möglich, da 3,0 m bzw. 2,2 m

$$< \sqrt{2 \cdot 180 \cdot 0,031},$$

also kleiner als 3,4 m ist.

β) Krümmungseinstellung der 1676 mm-spurigen spanischen 2D-Vierzyl.-Heißd.-Verb.-S.-L. für die M. Z. A.-Bahn, Abb. 218¹⁾.

Krümmungseinstellung für $R = 180 \text{ m}$. Ungünstigste Annahme, daß keine Spurerweiterung. Die Maßstäbe sind verzerrt. Beim Ein-

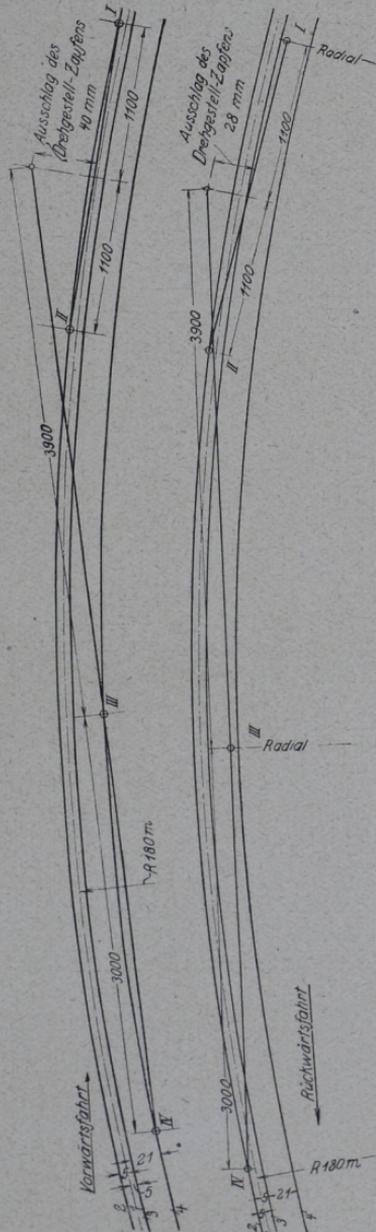


Abb 217. Krümmungseinstellung der preussischen S_{10} -Lokomotive.

¹⁾ Hanomag - Nachrichten, 1915, Heft 1.

fahren in die Gleiskrümmung kommt das vordere Drehgestell und das vorderste Kuppelrad an der Außenschiene zum Anlaufen. Die Stellung des Fahrzeuges innerhalb des Gleises wird durch das dritte Kuppelrad bestimmt, das innen anläuft und gleichzeitig mit dem zweiten, um 5 mm schwächer gedrehten Kuppelrade die Führung an der Innenschiene übernimmt. Das erforderliche Seitenspiel des vorderen Drehgestelles beträgt dabei je 60 mm, das des letzten Kuppelrades 19 mm. Ausgeführt sind 60 bzw. 20 mm Verschiebbarkeit nach beiden Seiten, so daß selbst für diesen ungünstigen Fall des Durchfahrens von Weichen ohne Spurerweiterung noch eine kleine Sicherheit vorhanden ist. Die drei anderen Kuppelräder sind fest im Rahmen gelagert.

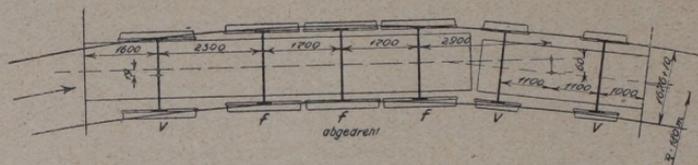


Abb. 218. Krümmungseinstellung einer spanischen 2D-S-Lokomotive.

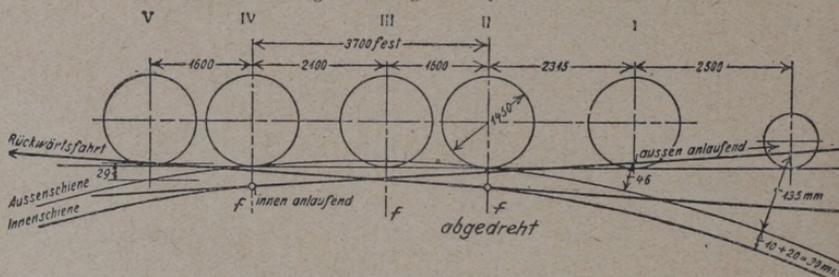


Abb. 219. Krümmungseinstellung einer belgischen 1E-G-Lokomotive.

γ) Krümmungseinstellung der belgischen 1E-Vierling-Heißd.-G.-L., Abb. 219.¹⁾

Krümmungseinstellung für $R = 180$ m. Darstellung für beide Fahrtrichtungen. Spurerweiterung in der Krümmung 20 mm (e_2). Spielraum zwischen Rad und Schiene 10 mm (e_1). Die beiden vorderen Achsen, Laufachse und erste Kuppelachse (I) sind vereinigt zu einem Flamme-Drehgestell. Bei der Vorwärtsfahrt laufen die Spurkränze der beiden vorderen Achsen an dem äußeren Schienenstrang an, unter voller Ausnutzung des Seitenspiels von 135 bzw. 46 mm. Der um 10 mm schmalere Spurkranz der Triebräder (II) kommt hierbei nicht zur Geltung. Ebenso wäre das jederseits 29 mm betragende Seitenspiel der letzten Achse (V) nicht erforderlich; doch wird dadurch das Rad von selbst zum Anliegen an die Außenschiene gebracht. Bei der Rückwärtsfahrt führt die hinterste Kuppelachse (V); ihr Seitenspiel (29 mm beiderseits) genügt nicht, auch die zweite feste Achse (III) zum Anliegen an die Außenschiene zu bringen. Die Drehgestell-Ausschläge brauchen dabei nur sehr gering zu sein.

¹⁾ Lokomotive 1918, S. 70.

7. Gegengewichte und Massenausgleich.

a) Allgemeine Grundsätze und Arten der Benennung.

Zur Erzielung eines ruhigen Ganges der Lokomotiven müssen die durch die umlaufenden und hin- und hergehenden Triebwerksteile bedingten „störenden Bewegungen“ beseitigt werden. Durch Anbringung von Gegengewichten in den Trieb- und Kuppelrädern können die Drehmassen ganz, die hin- und hergehenden Massen teilweise ausgeglichen werden. Dieses auf jeder Seite der Lokomotive auszugleichende Gewicht setzt sich zusammen: aus dem Gewicht der an jedem Rad sich drehenden Triebwerksteile (Drehmassen) und aus dem Gewicht eines Teiles der hin- und hergehenden Massen.

Drehmassen sind: Kurbelarme und Kurbelzapfen, der am Kurbelzapfen angreifende Gewichtsanteil der Trieb- und Kuppelstangen; hin- und hergehende Massen sind: der restliche Anteil der Triebstange, Kreuzköpfe, Kolbenstangen, Kolben, Teile der Steuerung (welche die Bewegung des Kreuzkopfes mitmachen).

Nach den „Technischen Vereinbarungen“ § 102, 2 müssen die umlaufenden Massen an den Trieb- und Kuppelrädern der Lokomotiven möglichst vollständig ausgeglichen werden. Von den hin- und hergehenden Massen werden zweckmäßig 15 bis 60% ausgeglichen, und zwar um so mehr, je kleiner der Achsstand im Verhältnis zur Länge der Lokomotive ist. Bei S-Lokomotiven findet man rund 25 bis 35%, bei G-Lokomotiven rund 40 bis 60% ausgeglichen, und zwar darf die durch die Ausgleichgewichte an jedem Rade auftretende freie Fliehkraft (T.V., § 102, 3) 15% des Raddruckes der Ruhe nicht überschreiten. Bei Vierzylinderlokomotiven mit zwangsläufig gekuppelten, gegenläufigen Triebwerken kann von dem Ausgleich der hin- und hergehenden Massen abgesehen werden.

Die in Frage kommenden Größen (Abb. 220 bis 235) erhalten die Fußzeichen u für umdrehend, h für hin- und hergehend, $v = h + u$ für vereinigt, r für Mittelwirkung, a für äußeres Triebwerk, i für inneres Triebwerk.

Eingeführte Ebenen sind:

- $x - x$ senkrechte Ebenen durch die Schwerpunkte der Gegengewichte mit dem Abstand $2b$ für beide Seiten; sie können zunächst als mit den Laufkreisen zusammenfallend angenommen werden.
- $y - y$ Angriffsebenen der vereinigten Gewichte G_u mit dem Abstand $2c$ für beide Seiten.
- $m - m$ lotrechte Ebenen durch die Mitten der Zylinder mit dem Abstand $2c'$ für beide Seiten; sie sind genügend genaue Angriffsebenen für G_h .

An Längenmaßen kommen vor:

- $a = c - b$ = Abstand der Ebene $y - y$ von der $x - x$ -Ebene.
- $a' = c' - b$ = Abstand der Ebene $m - m$ von der $x - x$ -Ebene.
- ρ_1 = Halbmesser der Kurbeln.
- ρ' = Halbmesser des Schwerpunktes des Gegengewichtes am Radumfang.
- r = Halbmesser der Räder.

An Gewichten treten auf:

g_1, g_2, g_3, \dots die ausgleichenden Gewichte, so daß $G = \sum g$.
 Q = ausgleichendes Gegengewicht in demselben Rade.
 q = Ausgleichgewicht im Gegenrad.

b) Berechnung der Gegengewichte von Zwillingslokomotiven mit Außenzylindern (Abb. 220 bis 224).

a) Die Untersuchung für das Triebrad werde auf den Kurbelhalbmesser $\varrho_1 = 300$ mm einer 2B-Zweizylinder-Schnellzuglokomotive bezogen. (Zusammenstellung 31.)

Zusammenstellung 31.

Berechnung des am Triebrad angreifenden umlaufenden Gewichtes $G_u = \sum g_u = g_u$, bis g_{u_6} und seiner Hebelarme a von der $x-x$ -Ebene.

Lfd. Nr.	Am Triebrad angreifende Drehmassen	angreifendes Gewicht g_u	Abstand d. Schwerpunktes g_u von Radmitte	auf $\varrho_1 = 300$ mm bezogene Einzelgewichte g_u	Abstand a von Ebene $x-x$	Momente $g_u \times a$
		kg	mm	kg	mm	kg mm
1	Kurbelarm ohne Speichenstücke	61	290	$61 \cdot \frac{290}{300} = 59$	20	1 180
2	Zapfenstück im Kurbelarm ohne die darin steckenden Speichen	8	311	$8 \cdot \frac{311}{300} = 8$	20	160
3	Triebzapfen	29	300	$29 \cdot \frac{300}{300} = 29$	270	7 850
4	Kuppelzapfen	17	300	$17 \cdot \frac{300}{300} = 17$	165	2 810
5	$\frac{3}{5}$ Triebstange ¹⁾	90	300	$90 \cdot \frac{300}{300} = 90$	270	24 300
6	Anteil der Kuppelstange ²⁾	72	300	$72 \cdot \frac{300}{300} = 72$	165	11 900
$G_u = 275$						48 200

Danach ist $a = 48\,200 : 275 = 175$ mm der Abstand des ganzen angreifenden Gewichtes G_u von der Ebene $x-x$. Ferner ist $2c = 1850$ mm, $2b = 1500$ mm, $2c' = 2040$, $a' = c' - b = 270$ mm

a) Ermittlung von Q_u und q_u (Abb. 220/221).

$$Q_u \times 2b = G_u (2c - a)$$

$$Q_u = 275 (1850 - 175) : 1500 = 307 \text{ kg}$$

$$Q_u = Q_u + q_u$$

$$q_u = Q_u - G_u = 307 - 275 = 32 \text{ kg}$$

¹⁾ Ganzes Gewicht 150 kg

²⁾ Ganzes Gewicht 120 kg

a 2) Ermittlung von Q_h und q_h (Abb. 222/223).

Versuchsweise sollen 25% der hin- und hergehenden Massen im Trieb- und Kuppelrad ausgeglichen werden; diese wiegen 390 kg.

$$G_h = 390 \times 0,25 : 2 = 48,7 \text{ kg}$$

$$Q_h \times 2b = G_h (2c' - a'); \quad Q_h = 48,7 (2040 - 270) : 1500 = 57,5 \text{ kg}$$

$$Q_h = G_h + q_h$$

$$q_h = Q_h - G_h = 57,5 - 48,7 = 8,8 \text{ kg}$$

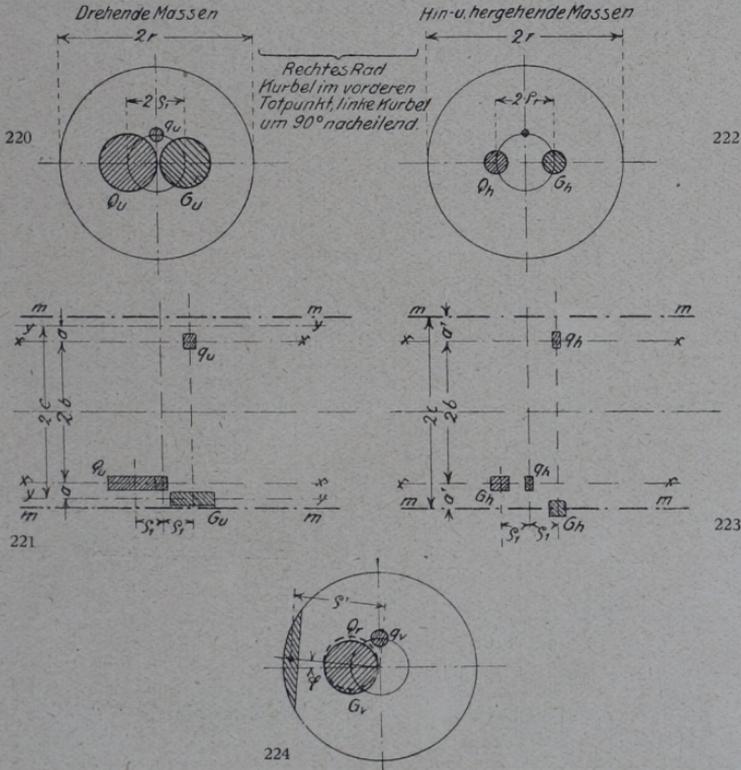


Abb. 220/224. Berechnung der Gegengewichte von Zwillingslokomotiven mit Außenzylindern.

β) Zusammenfassung von $Q_u + Q_h = Q_v$ zu einem Gegengewicht Q_r und Verlegung seines Schwerpunktes im Abstand q_1 auf den Halbmesser $q' = 810$ mm.

Ermitteltes Gegengewicht:

$$Q_v = Q_u + Q_h = 307 + 57,5 = 364,5 \text{ kg}$$

$$q_v = q_u + q_h = 32 + 8,8 = 40,8 \text{ kg}$$

$$Q_r = \sqrt{Q_v^2 + q_v^2} = \sqrt{364,5^2 + 40,8^2} = 367 \text{ kg (vgl. Abb. 224).}$$

$$Q_r' = Q_r \times q_1 : q' = 367 \times 300 : 810 = 136 \text{ kg}$$

Das Gegengewicht Q_r ist gegen die Wagerechte durch die Radmitte um den Winkel φ versetzt anzubringen, der aus $\text{tg } \varphi = q_v : Q_v = 40,8 : 364,5$ mit $\varphi = 6^\circ 25'$ folgt.

γ) Es bleibt nun zu prüfen, ob die Fliehkraft des resultierenden Ausgleichgewichts der hin- und hergehenden Massen $\sqrt{Q_h^2 + q_h^2} = \sqrt{57,5^2 + 8,8^2} = 58 \text{ kg } 15\%$ des ruhenden Radruckes bei größter Geschwindigkeit der Lokomotive nicht überschreitet.

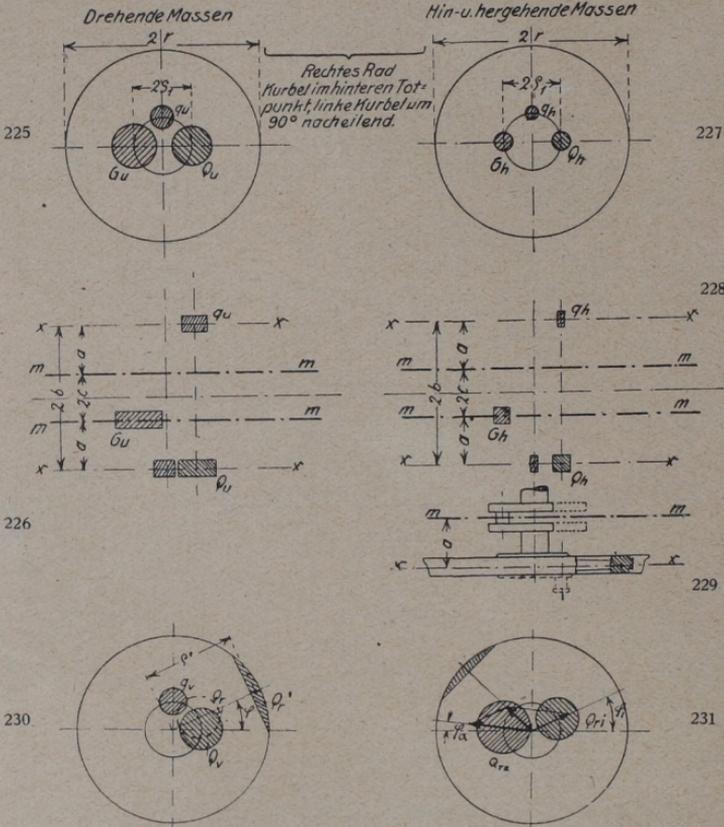


Abb. 225/231. Berechnung der Gegengewichte von Vierzylinderlokomotiven.

In 810 mm Abstand von der Radachse ergibt sich die Größe des Ausgleichgewichtes im Triebrad zu $58 \times 300 : 810 = 21,5 \text{ kg}$ und bei $n = 4,25$ Radumdrehungen in der Sekunde die Fliehkraft $C = M r \omega^2 = 21,5 \times 0,81 (2\pi \cdot 4,25)^2 = 1260 \text{ kg}$, die bei 8,4 t ruhendem Raddruck 15% desselben nicht übersteigt. 25% Gewichtsausgleich, davon die Hälfte bei den Rädern einer Seite, sind demnach richtig gewählt.

c) Berechnung der Gegengewichte von Vierzylinderlokomotiven (Abb. 225 bis 231).

Die Anteile der äußeren Triebwerkteile sind zu berechnen wie in Abschnitt b, die des inneren Triebwerkes sinngemäß nach demselben Vorgange. Die hier also allein berücksichtigten inneren umlaufenden und hin- und hergehenden Gewichte G liegen in der Ebene $m-m$. Zwecks günstigerer Beanspruchung der Kropfachsen würden die Gegengewichte bei diesen am richtigsten auf den verlängerten Kurbelarmen (Abb. 229, gestrichelt) statt in den Rändern anzubringen sein.

Im folgenden Beispiel sind die Gewichte G_u und G_h für das Innentriebwerk ebenso groß angenommen, wie unter b.

a) Für das Innentriebwerk einer 2B-Vierzylinderlokomotive werden die Betrachtungen zunächst auf das Triebrad mit dem Kurbelhalbmesser $\varrho_1 = 300$ mm bezogen.

G_u wird Zusammenstellung 31 mit 275 kg entnommen. Ferner sei $a = 500$ mm, $2c = 500$ mm, $2b = 1500$ mm.

α 1) Ermittlung von Q_u und q_u (Abb. 225/226).

$$\begin{aligned} Q_u \times 2b &= G_u (2c + a) \\ Q_u &= 275 (500 + 500) : 1500 = 183 \text{ kg} \\ q_u &= G_u - Q_u = 275 - 183 = 92 \text{ kg} \end{aligned}$$

α 2) Ermittlung von Q_h und q_h (Abb. 227/228).

Ausgleich der $G_h = 390 \times 0,25 : 2 = 48,7$ (wie in Abschnitt b).

$$\begin{aligned} Q_h \times 2b &= G_h (2c + a) \\ Q_h &= 48,7 (500 + 500) : 1500 = 32,5 \text{ kg} \\ q_h &= G_h - Q_h = 48,7 - 32,5 = 16,2 \text{ kg} \end{aligned}$$

β) Zusammenfassung von $Q_u + Q_h = Q_v$ und q_v zu einem einzigen Gegengewicht Q_r und Verlegung seines Schwerpunktes im Abstand ϱ_1 auf den Halbmesser $\varrho' = 810$ mm (Abb. 230).

$$\begin{aligned} Q_v &= Q_u + Q_h = 183 + 32,5 = 215,5 \text{ kg} \\ q_v &= q_u + q_h = 92 + 16,2 = 108,2 \text{ kg} \\ Q_r &= \sqrt{Q_v^2 + q_v^2} = \sqrt{215,5^2 + 108,2^2} = 242 \text{ kg} \\ Q_r' &= Q_r \cdot \varrho_1 : \varrho' = 242 \times 300 : 810 = 90 \text{ kg} \\ \text{tg } \varphi &= q_v : Q_v = 108,2 : 215,5; \quad \varphi = 26^\circ 40' \end{aligned}$$

γ) Die Größe und Lage des für die Vierzylinderlokomotive erforderlichen Gegengewichtes erhält man durch bildliche Aufreihung der errechneten Werte für Außenzylinder nach Abschnitt b und für Innenzylinder nach Abschnitt c. Die beiden Abbildungen 224 und 230 können gedeckt verzeichnet werden, um daraus die Gegengewichte im Triebrad einer Vierzylinderlokomotive (Abb. 231) zu erhalten.

d) Berechnung der Gegengewichte von Drillinglokomotiven¹⁾ (Abb. 232 bis 235).

Bei Dreizylinderlokomotiven mit um 120° versetzten Kurbeln und gleichen Triebwerken sind Massenkräfte, die ein Zucken der Lokomotive bedingen nicht vorhanden. Dagegen verursachen die Massen der äußeren Triebwerke größere Schlingerbewegungen als bei Zweizylinderlokomotiven, die man durch Anordnung von

¹⁾ N a j o r k, Glasers Annalen 1915, Bd. 77, S. 149.

Gegengewichten zu verringern sucht. Der Einbau der Gegengewichte hat seinerseits ein geringes Zucken der Drillinglokomotiven zur Folge, wodurch jedoch ihr Gang nicht beeinflusst wird.

Die Berechnung ist im wesentlichen die gleiche, wie die der Zweizylinderlokomotiven in Abschnitt b. Ist in Abb. 232 Q_{va} das ermittelte Gegengewicht der rechten Kurbelseite, q_{va} das für den Ausgleich des Momentes aus der Verschiedenheit der Ebenen der Gestängeteile und des Gegengewichtes der linken Kurbelseite, so kommt hier noch ein drittes Gegengewicht Q_{ui} hinzu, das die Hälfte der drehenden Massen des Innentriebwerkes ausgleicht. Q_{va} , q_{va} , Q_{ui} werden nach Abb. 233 zu einem einzigen Gegengewicht Q_{r1} vereinigt. Dabei wird Q_{r1} zu einem Kleinstwert, wenn Q_{r1} senkrecht auf Q_{ui} steht, was einem größeren Werte für den Ausgleich der inneren Massen $Q_{vi} = Q_{ui} + Q_{hi}$ entspricht, d. h. außer den umlaufenden wird noch ein Teil der hin- und hergehenden Triebwerksmassen aus-

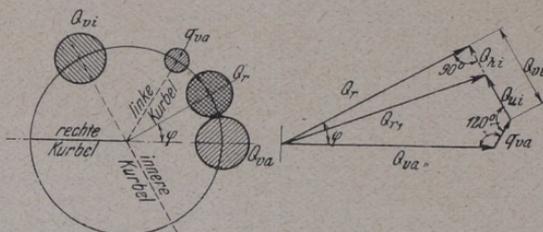


Abb. 232/233. Berechnung der Gegengewichte von Drillinglokomotiven.

Zusammenstellung 32.

Berechnung des am Triebrad angreifenden umlaufenden Gewichtes für die Teile des äußeren Triebwerkes $G_u = \sum g_u = g_{u1}$ bis g_{u6} und seiner Hebelarme a von der $x-x$ Ebene.

Lfd. Nr.	Am Triebrad angreifende Drehmassen	angreifendes Gewicht g_u kg	Abstand d. Schwerpunktes g_u von Radmitte mm	auf $\rho_1 = 315$ mm bezogene Einzelgewichte g_u kg	Abstand a von Ebene $x-x$ mm	Momente $g_u \times a$ kg mm
1	Kurbelarm ohne Speichenstücke	65	305	63	20	1 260
2	Kuppel- u. Triebzapfen	40	315	40	180	7 200
3	Gegenkurbel	14	180	8	380	3 040
4	Anteil der Schwingstange	25	315	25	455	11 350
5	$\frac{3}{5}$ Triebstange	106	315	105	265	27 800
6	Anteil d. Kuppelstange	85	315	85	150	12 750
				$G_{ua} = 326$		63 400

geglichen. Somit wird bei Verminderung des Gegengewichtes Q_r und dessen schädlicher Fliehkraftwirkung eine Abnahme der Zuckkräfte erzielt.

a) Die Untersuchungen (Zusammenstellung 32) werden auf den Kurbelhalbmesser $\varrho_1 = 315$ mm des Triebrades einer 2C-Drilling-Schnellzuglokomotive bezogen.

Danach ist $a = 63\ 400 : 326 = 194$ mm der Abstand des vereinigten angreifenden Gewichtes G_{ua} von der Ebene $x-x$. Ferner ist für das äußere Triebwerk (Abb. 234) $2c = 1890$ mm, $2b = 1500$ mm, $2c' = 2060$ mm und $a' = c' - b = 280$ mm; für das innere Triebwerk (Abb. 226) $c = 0$, $2b = 1500$ mm = $2a$.

a) 1) Ermittlung von Q_u und q_u .

Anteil des äußeren Triebwerkes:

$$\begin{aligned} Q_{ua} \times 2b &= G_{ua} (2c - a) \\ Q_{ua} &= 326 (1890 - 194) : 1500 = 368 \text{ kg} \\ q_{ua} &= Q_{ua} - G_{ua} = 368 - 326 = 42 \text{ kg} \end{aligned}$$

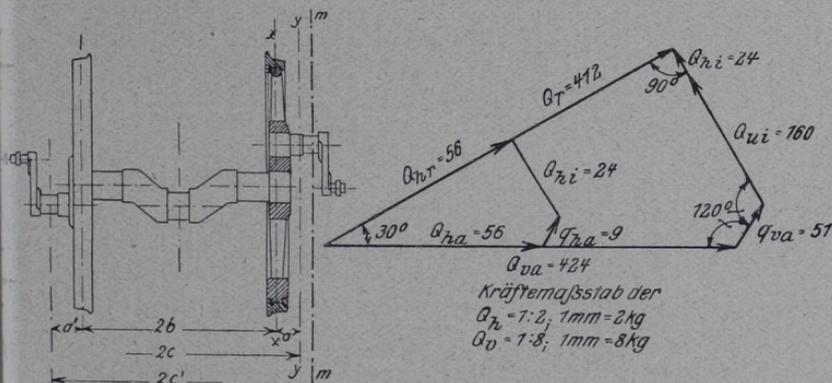


Abb. 234, 235. Berechnung der Gegengewichte von Drillinglokomotiven

Anteil des inneren Triebwerkes:

Mit $c = 0$, $a = b$ und $G_{ui} = 320$ kg, dem Gewichte des umlaufenden Teiles der Kröpfung in Abb. 229 wird $Q_{ui} = G_{ui} : 2 = 320 : 2 = 160$ kg.

a) 2) Ermittlung von Q_h und q_h .

Etwa ein Drittel der hin- und hergehenden Massen von 425 kg sollen versuchsweise im Triebrad und in beiden Kuppelrädern ausgeglichen werden.

Anteil des äußeren Triebwerkes:

$$\begin{aligned} G_{ha} &= 425 : (3 \times 3) = 47 \text{ kg} \\ Q_{ha} \times 2b &= G_{ha} (2c' - a') \\ Q_{ha} &= 47 (2060 - 280) : 1500 = 56 \text{ kg} \\ q_{ha} &= Q_{ha} - G_{ha} = 56 - 47 = 9 \text{ kg} \end{aligned}$$

β) Zusammenfassung von $Q_u + Q_h = Q_v$ außen und Q_{ui} bezw. Q_v innen zu einem Gegengewicht Q_r und Verlegung seines Schwerpunktes vom Halbmesser ϱ_1 auf $\varrho' = 810$ mm.

Anteil des äußeren Triebwerkes:

$$Q_{va} = Q_{ua} + Q_{ha} = 368 + 56 = 424 \text{ kg}$$

$$q_{va} = q_{ua} + q_{ha} = 42 + 9 = 51 \text{ kg}$$

Anteil des inneren Triebwerkes:

$$Q_{vi} = Q_{ui} + Q_{hi} \text{ zeigt Abb. 235.}$$

Das Krafteck der hin- und hergehenden Massen ergibt als Ausgleichgewicht $Q_{hr} = 56 \text{ kg}$, das auf 810 mm Abstand von der Radachse bezogen $56 \times 315 : 810 = 21,8 \text{ kg}$ und bei $n = 4,25$ Umdrehungen in der Sekunde

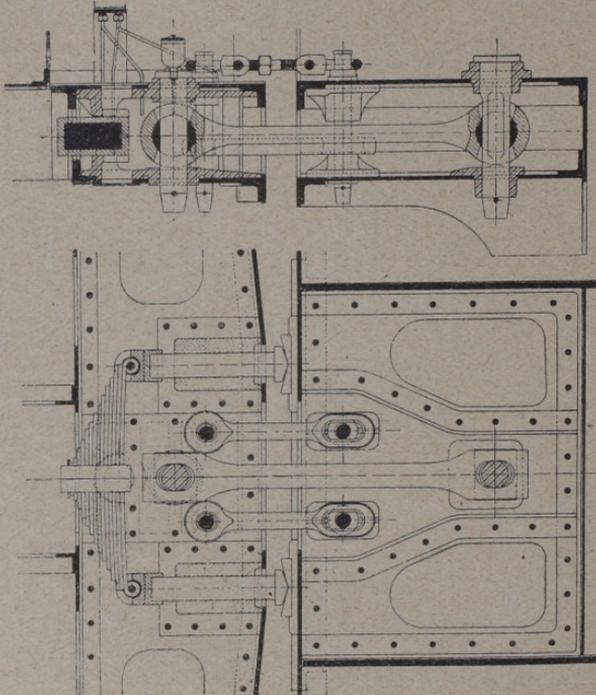


Abb. 236. Kupplung der preußischen Staatsbahn

eine freie Fliehkraft im Triebrad von $\frac{21,8}{9,81} \times 0,81 (2\pi \cdot 425)^2 = 1280 \text{ kg}$ ergibt, was bei 8,5 t ruhendem Raddruck $8,5 \times \frac{15}{100} = 1,28 \text{ t} = 1280 \text{ kg}$ d. h. 15% entspricht.

Somit wäre der Ausgleich von $\frac{1}{3}$ der hin- und hergehenden äußeren Triebwerksmassen richtig gewählt. Dabei sind die äußeren und inneren umlaufenden Massen ganz ausgeglichen. Der zusätzliche Ausgleich der inneren hin- und hergehenden Triebwerksmassen von $320 \times \frac{7,5}{100} = 24 \text{ kg}$, d. h. 7,5% ermöglicht die Anbringung des kleinsten

Ausgleichsgewichts von $Q_r = 412$ kg im Kurbelkreis. Im Abstand von 810 mm ist das Ausgleichsgewicht $412 \times 315 : 810 = 160$ kg, das unter $120 + 30 = 150^\circ$ der rechten Kurbel vorseit.

8. Kupplung zwischen Lokomotive und Tender.

In T. V. § 106 heißt es: Zur Verbindung der Lokomotive mit dem Tender ist eine Haupt- und eine Notkupplung anzuordnen, von denen die letztere erst dann in Wirksamkeit tritt, wenn sich die Hauptkupplung gelöst hat. Die Anordnung darf jedoch dem sicheren Durchfahren der Krümmungen nicht hinderlich sein.

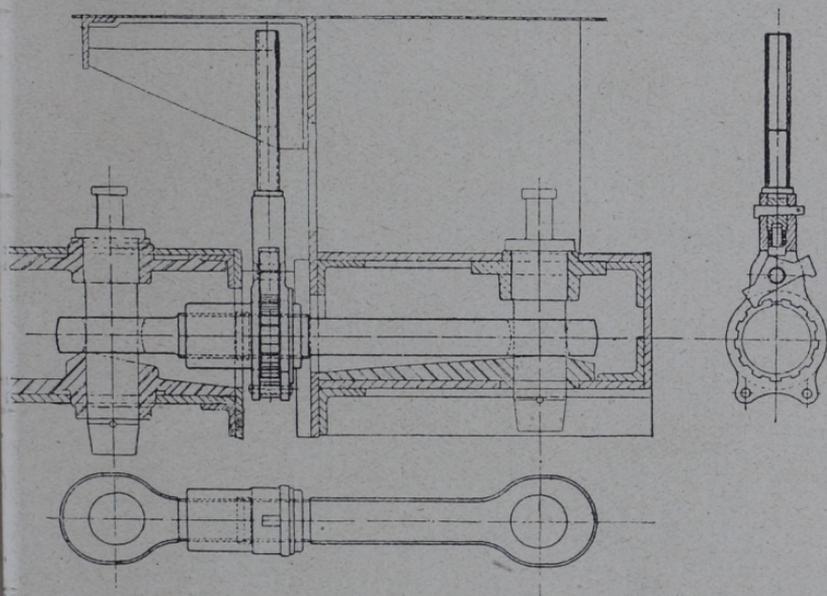


Abb. 237. Lösbare Tenderkupplung.

Durch die straffe Kupplung zwischen Lokomotive und Tender werden die durch die Dampf- und Massenkräfte hervorgerufenen Zuckbewegungen gleichzeitig auf Lokomotive und Tender übertragen und so ihre Wirkung infolge der Trägheit der größeren Masse abgeschwächt.

Abb. 236 zeigt eine Kupplung der preuß. Staatseisenbahn. Die Verbindung zwischen Lokomotive und Tender bilden ein Haupt- und zwei Notkuppelleisen, die beim Zerreißen des ersteren in Wirksamkeit treten. Die als Kardangelenke ausgebildeten Augen des Hauptkuppelleisens gewähren eine starre Verbindung zwischen Lokomotive und Tender und ermöglichen eine Bewegung nach allen Richtungen. Die Straffheit der Kupplung wird durch die Vorspannung der Stoßfeder bestimmt, die durch zwei Zapfen am Federbund mit dem

Tenderzugkasten verbunden ist. Die einheitliche Stützlänge der Stoßfedern beträgt 750 mm, die zur Erzielung der vorgeschriebenen Vorspannung von 7000 bis 8000 kg erforderliche Durchbiegung 25 mm. Gute Schmierung der Stoßpuffer und aller aufeinander gleitender Teile ist für die Unterhaltung der Kupplung unerlässlich.

Eine Kupplung, bei der eine Trennung der Lokomotive vom Tender ohne besondere Vorkehrungen vorgenommen werden kann, zeigt Abb. 237. Das Hauptkuppelleisen ist hier zweiteilig hergestellt und wird durch eine Mutter mit Rechts- und Linksgewinde bis zur sachgemäßen Anspannung der Feder gekürzt; die Notkuppelleisen sind in der bisherigen Ausführung unverändert beibehalten. Ein wesentlich

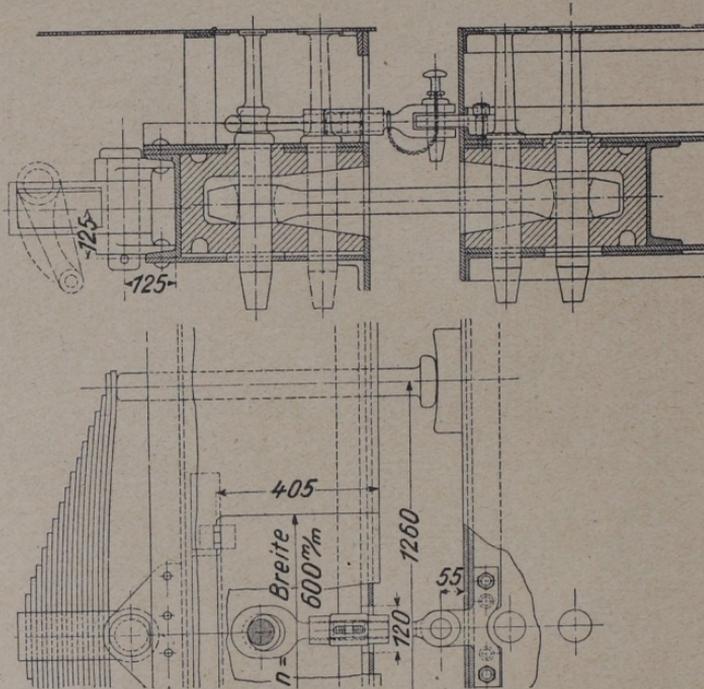


Abb. 238. Sächsische Kupplung.

leichteres Abkuppeln des Tenders, wie es z. B. besonders bei Maschinen mit großem Gesamtradstand, für Fahrten über Drehscheiben oder bei Entgleisungen notwendig ist, wird durch diese Bauart erreicht. Eine andere Einrichtung zum Kuppeln und Entkuppeln von Lokomotive und Tender, wie sie an der sächsischen Kupplung angebracht ist, zeigt Abb. 238.

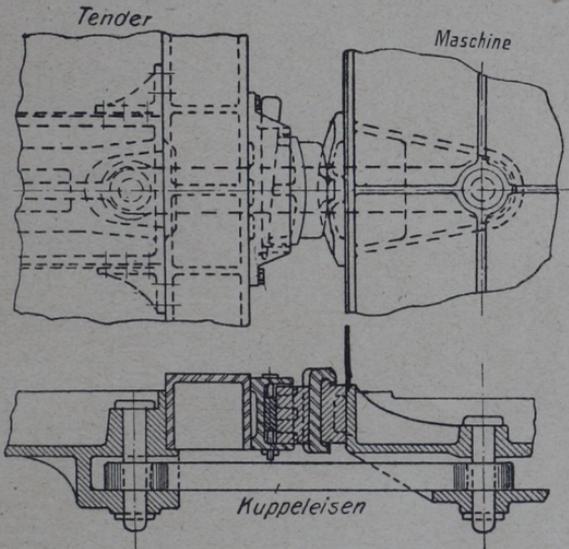
Bei amerikanischen Lokomotiven ist die in Abb. 239 dargestellte Kupplung allgemein zur Einführung gekommen. Um ein festeres Anliegen der Zapfen in den Augen des Kuppelleisens zu be-

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 Bremsenrichtungen angewandt werden. Lokomotiv- bzw. Tenderbremsen werden gewöhnlich als Klotzbremsen ausgebildet. Bremsklötze aus hartem Gußeisen mit Stahlzusatz (Bremsklotz-



Abb, 239. Amerikanische Kuppung.

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

- Handbetrieb (Wurfhebel, 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.

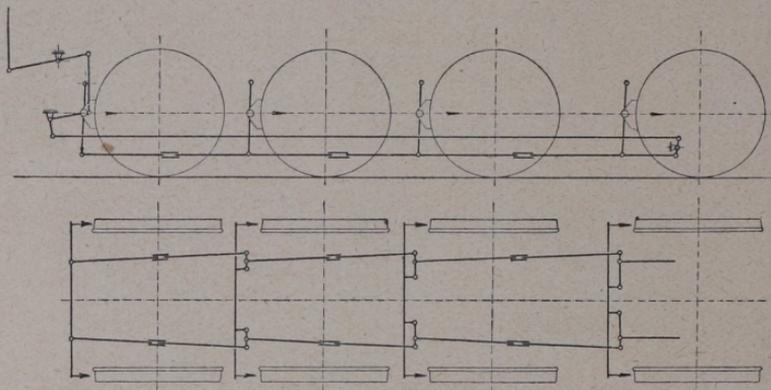


Abb. 240. Einseitige Lokomotivbremse aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck wagerecht, mit Ausgleich.

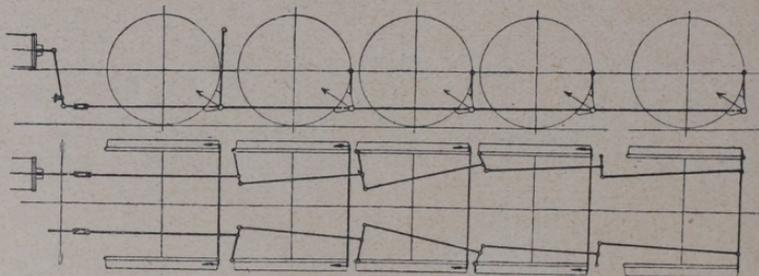


Abb. 241. Einseitige Lokomotivbremse aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

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-Lokomotive¹⁾, bei welcher der Bremsklotzdruck einseitig auf alle gekuppelten Räder übertragen

¹⁾ 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-

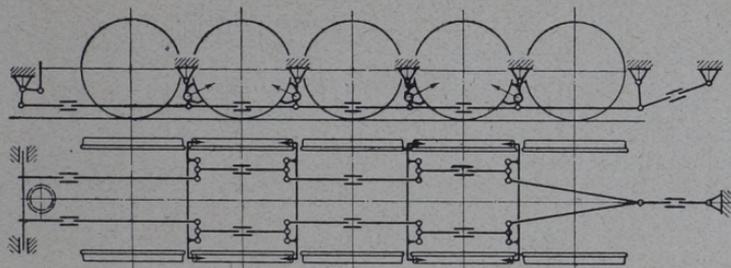


Abb. 242. Doppelseitige Lokomotivbremse einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

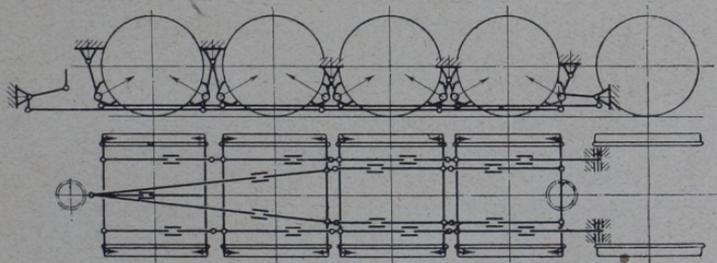


Abb. 243. Doppelseitige Lokomotivbremse einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, Ausgleich mit Einschränkung.

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.

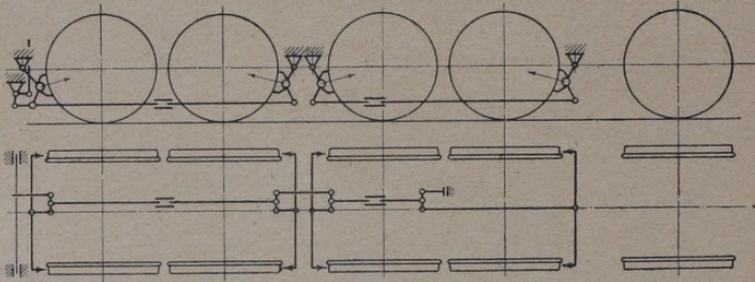


Abb. 244. Einseitige Lokomotivbremsung einiger vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck schräg nach oben, mit Ausgleich.

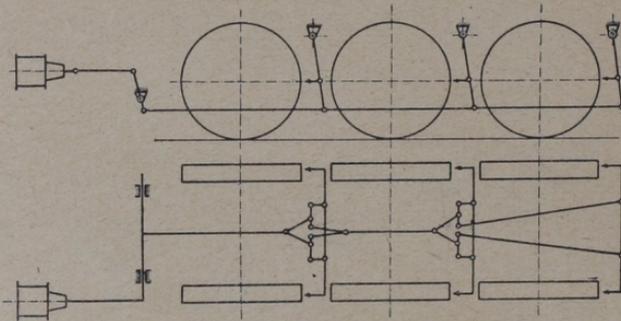


Abb. 245. Einseitige Lokomotivbremsung aller vorhandener Kuppelachsen, Klotzdruck wagerecht, mit Ausgleich.

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° betragen.

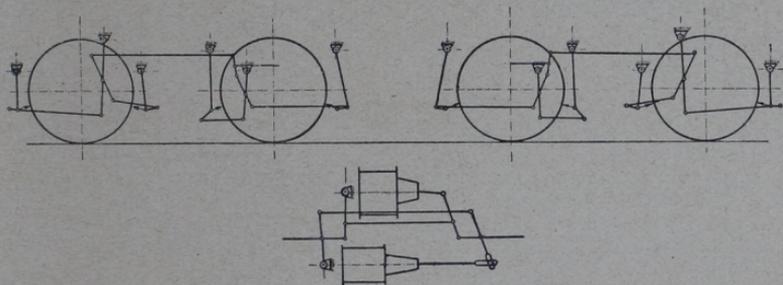


Abb. 246. Doppelseitige Tenderbremsung, Klotzdruck schräg nach oben.

c) Allgemeines über Bremsberechnung.

Es sei

G in kg das Gewicht der Lokomotive,

g in m/sec^2 die Erdbeschleunigung,

v in m/sec 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 μ zwischen Bremsklotz und Rad Bremskraft $B = \mu \cdot N$ erzeugt wird. Reibungszahl μ ist nach Versuchen von Galton¹⁾ in hohem Maße abhängig von der Fahrgeschwindigkeit; je größer Fahrgeschwindigkeit, um so kleiner μ . 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 μ' 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-

¹⁾ 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.

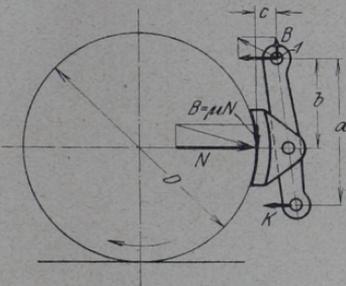


Abb. 247. Kräfte am Gehänge für einseitige Bremsung, Klotzdruck wagerecht.

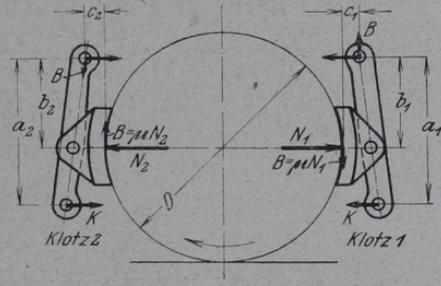


Abb. 248. Kräfte am Gehänge für doppelseitige Bremsung, Klotzdruck wagerecht.

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

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

$$\text{an Bremsklotz 1: } N_1 = \frac{K \cdot a_1}{b_1 + \mu \cdot c_1}$$

$$\text{an Bremsklotz 2: } N_2 = \frac{K \cdot a_2}{b_2 - \mu \cdot c_2}$$

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 α . Mit den Bezeichnungen der Abb. 249 ist

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

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

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 $\mu \cdot N = 0$.

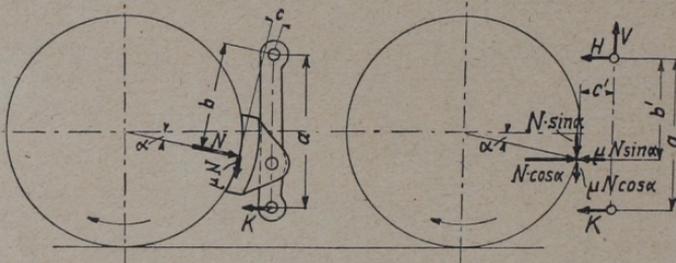


Abb. 249/250. Kräfte am Gehänge für einseitige Bremsung, Klotzdruck schräg nach oben.

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

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

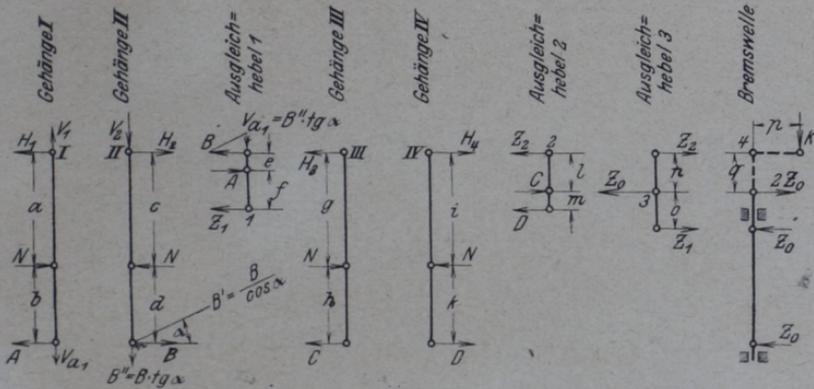


Abb. 251. Kraftverhältnisse der Bremse zu Abb. 252.

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)

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

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

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

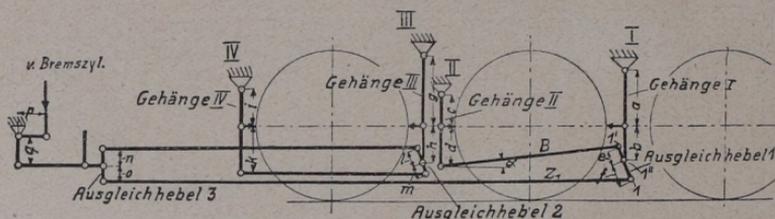


Abb. 252. Bremsung einer 1C-Tenderlokomotive (Laufachse fortgelassen).

Beispiel:

Ist das Reibungsgewicht der 1C-Tenderlokomotive ¹⁾ 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 :

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

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

¹⁾ 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 Aus-
 gleichhebel.

Punkt 1' (Angriffspunkt der Stange B am Ausgleichhebel) sei fest-
 gehalten gedacht; dann ergibt sich die wirkliche Bewegung v an Zug-
 stange 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

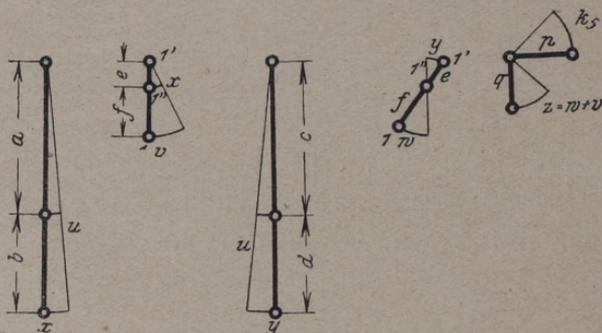
Der Weg an dem Bremsbalken nach Anziehen der Bremse sei x ; dann ist

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

Übertragung dieser Bewegung auf Zugstange Z_1 erfolgt unter Zwischenschaltung von Stange B und Ausgleichshebel 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 Ausgleichshebel 1 Gehänge II Ausgleichshebel 1 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 Bremswelle $\frac{q}{p} = \frac{z}{k_s}$ 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:

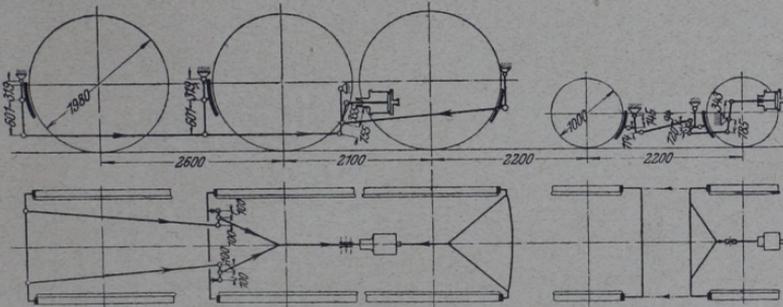


Abb. 254. Bremse der preußischen Gattung S₁₀!

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 G₁₂ 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 Spannschlösser.

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	$8,1 \times 9900 =$ 80000
Bremsprozentage von $G_r = 80000$ kg . %	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° versetzt.

a) Außenzylinder:

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