

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.

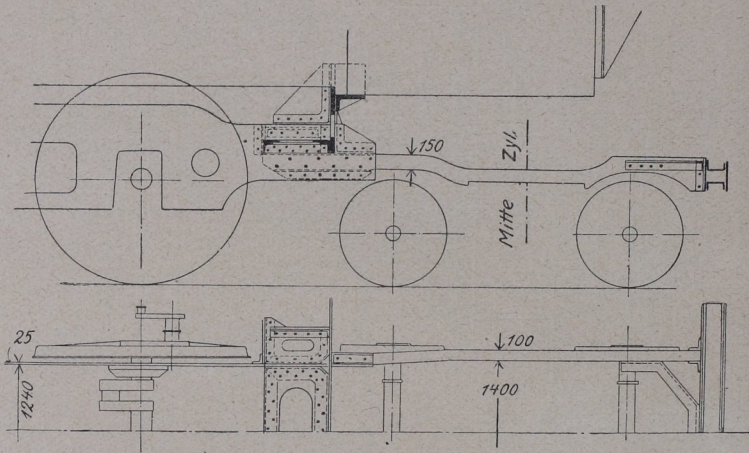


Abb. 178. Vereinigter Blech- und Barrenrahmen.

Drehgestellrahmen wird als Blechrahmen (18 bis 25 mm stark) oder als Barrenrahmen (etwa  $60 \times 75$  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

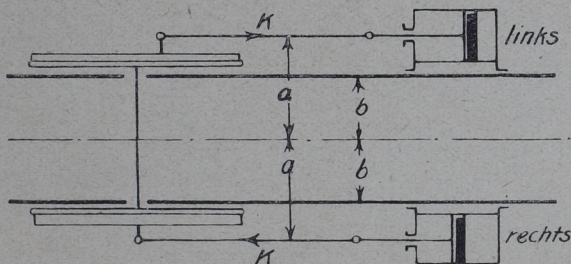


Abb. 179. Rahmenbeanspruchung durch Dampfdruck.

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