

### 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.

$\alpha$  1) Ermittlung von  $Q_u$  und  $q_u$  (Abb. 225/226).

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

$\alpha$  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).

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

$\beta$ ) Zusammenfassung von  $Q_u + Q_h = Q_v$  und  $q_v$  zu einem einzigen Gegengewicht  $Q_r$  und Verlegung seines Schwerpunktes im Abstand  $\varrho_1$  auf den Halbmesser  $\varrho' = 810$  mm (Abb. 230).

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

$\gamma$ ) 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 Drillinglokomotiven<sup>1)</sup> (Abb. 232 bis 235).

Bei Dreizylinderlokomotiven mit um  $120^\circ$  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

<sup>1)</sup> 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-

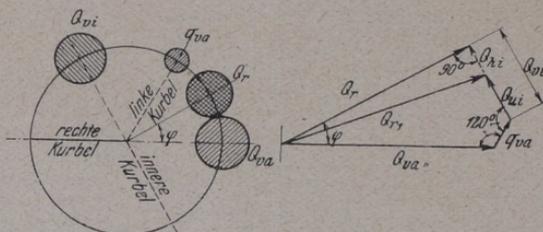


Abb. 232/233. Berechnung der Gegengewichte von Drillinglokomotiven.

### 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 $\rho_i = 315$ 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:

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

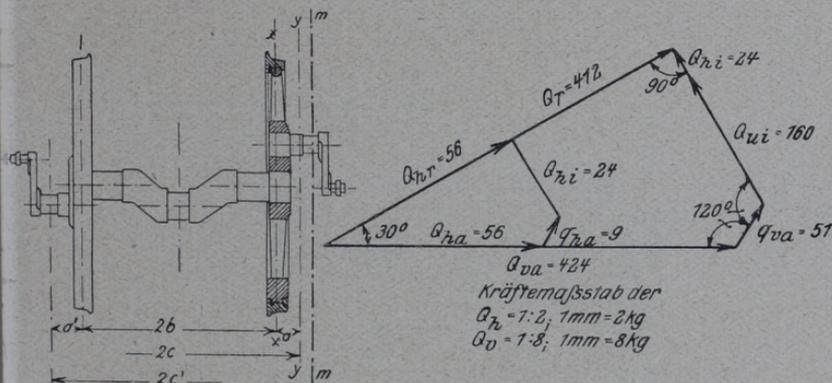


Abb. 234, 235. Berechnung der Gegengewichte von Drillinglokomotiven

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:

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

$\beta$ ) 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  $\varrho_1$  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

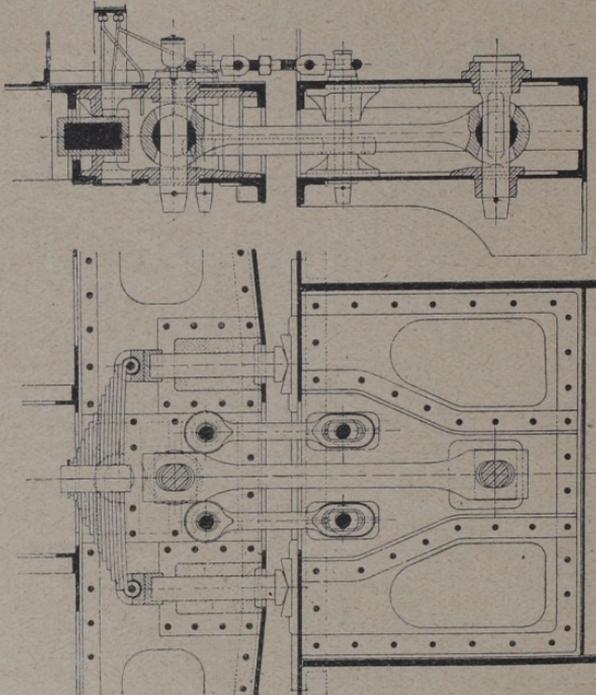


Abb. 236. Kupplung der preußischen Staatsbahn

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.

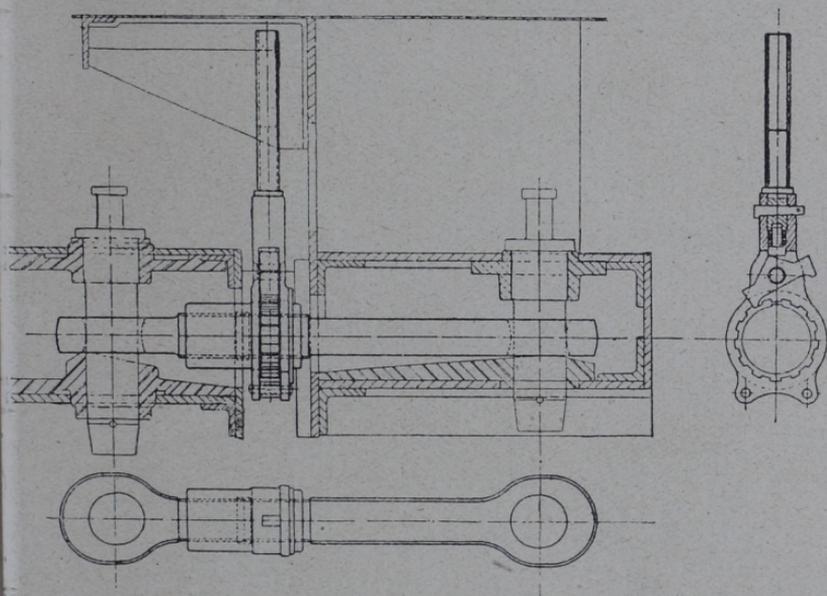


Abb. 237. Lösbare Tenderkupplung.

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