







## II. Beanspruchungen.

Die maßgebenden Beanspruchungen in den Stangenschäften werden folgendermaßen hervorgerufen:

1. Bei der Triebstange durch die größten Kolbenkräfte, bzw. bei der Kuppelstange durch die größten Zugkräfte an der Kurbel; bei beiden durch die Fliehkräfte der beschleunigten Stangenmassen, die eine Biegebungsbeanspruchung der Stangen in senkrechter Richtung verursachen.
2. Bei der Triebstange bewirkt die größte Kolbenkraft bzw. bei der Kuppelstange die größte Druckkraft ein Ausknicken der Stangen in der wagerechten Richtung (sog. „Peitschwirkung“).

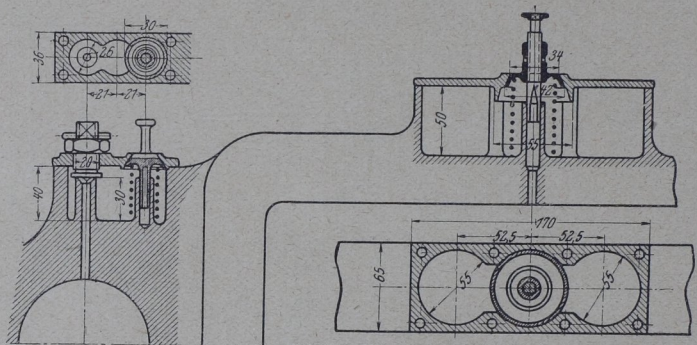


Abb. 357. Stangenlager-Schmiergefäß.

Gölsdorf<sup>1)</sup> empfiehlt bei Trieb- und Kuppelstangen die Einhaltung folgender Werte, die bei neueren Maschinen bereits überschritten werden:

	bei Triebstangen	bei Kuppelstangen
Zugbeanspruchung in den Stangenköpfen im vollen, ungeschwächten Querschnitt in dem durch Löcher geschwächten Querschnitt	400 bis 500 kg/qcm	
Zugbeanspruchung im Schaft (durch die Stangenkraft)	300 „ 400 „	„
Biegebungsbeanspruchung im Schaft (durch die Fliehkraft)	400 „ 500 „	„
Knicksicherheit des Schaftes in senkrechter Richtung	1000 „ 1500 „	„
Knicksicherheit des Schaftes in wagerechter Richtung (gegen die Peitschwirkung)	4 bis 6 fach	6 bis 8 fach
	2 „ 3 „	3 „ 5 „

<sup>1)</sup> Lotter, S. 246.

### III. Berechnung der Stangenschäfte einer 2C-P-Lok. (Abb. 358 bis 368.)

Ausführungs- werte	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge der Triebstange} \dots\dots l = 3000 \text{ mm} \\ \text{Länge der hinteren Kuppelstange} l = 2700 \text{ mm} \\ \text{Länge der vorderen Kuppelstange} l = 1880 \text{ mm} \end{array} \right\}$	zwischen
		den
		Zapfen
Größte Geschwindigkeit der Lokomotive	$V = 100 \text{ km/st}$	
Sekundlich zurückgelegter Weg	$v = 27,77 \text{ m/sek}$	
Triebradurchmesser	$D = 1750 \text{ mm}$	
Sekundliche Umlaufzahl	$n = 5,05 \text{ in d. Sek.}$	
Kolbenhub	$s = 630 \text{ mm}$	
Kurbelhalbmesser $\frac{s}{2}$	$r = 315 \text{ mm}$	
Sekundliche Mittelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $s \cdot \pi \cdot n$	$v_k = 9,995 \text{ m/sek}$	
Sekundliche Winkelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $\frac{v_k \text{ m/sek}}{r \text{ m}}$	$\omega = 31,73 \text{ } ^\circ/\text{sek}$	
Fliehbeschleunigung $r \text{ m} \cdot \omega^2$	$p = 317 \text{ m/sek}^2$	
Zylinderdurchmesser	$d = 575 \text{ mm}$	
Zylinderquerschnittsfläche	$F_z = 2596,7 \text{ qcm}$	
Größter Kolbendruck $P_k$ bei $p_k = 12$	$P_k = 31160 \text{ kg}$	

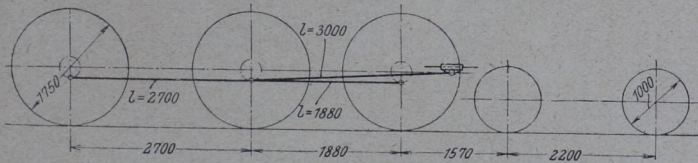


Abb. 358. Anordnung der Stangen an einer 2C-Lokomotive.

#### A. Triebstange (Querschnitte in Abb. 359 bis 361), $l = 3000 \text{ mm}$ .

a) Beanspruchung auf Zug und Druck.

1. im kleinsten Querschnitt am Kreuzkopfende (Abb. 359).

$$\text{Querschnitt } F = 41,25 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z = \frac{P_k}{F} \cong 760 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = \frac{2500^1}{k_z} = 3,29 \text{ fach.}$$

2. im Querschnitt am Triebzapfenkopf (Abb. 361),

$$\text{Querschnitt } F = 48,75 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z \cong 650 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = 3,08 \text{ fach}$$

3. im größten Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360).

$$\text{Querschnitt } F = 71,25 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z \cong 440 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = 5,68 \text{ fach}$$

<sup>1)</sup> 2500 kg/qcm ist die zulässige Beanspruchung für Flußstahl an der Elastizitätsgrenze.



β) Beanspruchung auf Knickung.

Zugrunde gelegt werde als gefährlicher Querschnitt der größte Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360) von 71,25 qcm. Die Trägheitsmomente dieser Querschnittsfläche sind folgende:

$$\begin{aligned} \text{Trägheitsmoment } J_x &= \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} \\ &= \frac{7,5 \times 14^3 - 5,5 \cdot 7,5^3}{12} \\ &= 1521,6 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Trägheitsmoment } J_y &= \frac{(H-h) \cdot B^3 + (B-b)^3 \cdot h}{12} \\ &= \frac{6,5 \times 7,5^3 + 2^3 \times 7,5}{12} \\ &= 233,5 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

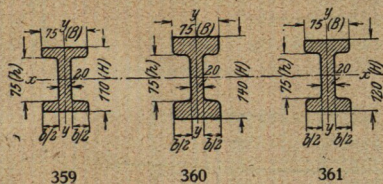


Abb. 359/361. Triebstangen-Querschnitte (zu Abb. 358).

Somit sind die Druckkräfte  $P_x$  und  $P_y$  unter Annahme freier Auflagerung der 3000 mm langen Triebstange:

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E^1 \cdot J_x}{l^2} = 375\,465 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 57\,620 \text{ kg}$$

und die Knicksicherheiten  $\mathcal{E}_x$  und  $\mathcal{E}_y$  errechnet sich bei der

$$\text{Triebstangenkraft } S = \frac{P_k}{\sqrt{1-\lambda^2}}, \text{ worin } \lambda = \frac{r}{l} = \frac{0,315}{3,0} = \frac{1}{9,45}$$

$$\text{also } S = \frac{31\,160}{\sqrt{1-\frac{1}{89,3}}} = 31\,336 \text{ kg, zu}$$

$$\mathcal{E}_x = \frac{P_x}{S} = \frac{375\,465}{31\,336} = 11,98 \text{ fach}$$

$$\mathcal{E}_y = \frac{P_y}{S} = \frac{57\,620}{31\,336} = 1,84 \text{ fach}$$

<sup>1)</sup>  $E = 2\,250\,000$  ist der Elastizitätsmodul für flußeiserne Stangen in kg/qcm.



γ) Beanspruchung auf Biegung, unter Berücksichtigung der Peitschwirkung zur Zeit des größten Ausschlages der Stange.

Die Stange wird durch die Schwingkraft ihrer Masse auf Biegung beansprucht. Zur Bestimmung der Fliehkräfte  $C_1 = m \varrho \omega^2$  ist in Abb. 362 der Stangenschaft in drei Teile von 850, 500 und 1250 mm Länge durch Ebenen senkrecht zu ihrer Mittellängsachse zerlegt und die Gewichte  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  dieser drei einzelnen Stangenteile ermittelt. Sie sind:

$$\begin{aligned} G_1 &= \left( \frac{45 + 65}{2} \times 75 + 20 \times 75 \right) \cdot 850 \times 7,86 \\ &= 5625 \cdot 850 \times 7,86 = 4,781 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 35,5 \text{ kg} \\ G_2 &= (65 \times 75 + 20 \times 75) \cdot 500 \times 7,86 \\ &= 6375 \cdot 500 \times 7,86 = 3,1875 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 25,0 \text{ kg} \\ G_3 &= \left( \frac{35 + 65}{2} \times 75 + 20 \times 75 \right) \cdot 1250 \times 7,86 \\ &= 5250 \cdot 1250 \times 7,86 = 6,5887 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 51,5 \text{ kg} \\ \Sigma G &= 112,0 \text{ kg} \end{aligned}$$

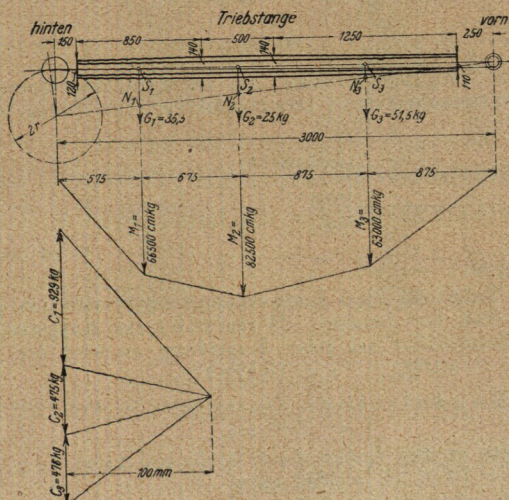


Abb. 362. Biegebeanspruchung der Triebstange (zu Abb. 358).

Die Massen dieser Gewichte sind, da  $m = \frac{G}{g}$  und  $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$

$$m_1 = 3,62 \quad m_2 = 2,55 \quad m_3 = 5,25$$

Die Abstände  $\varrho$  in Meter der Schwerpunkte  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  von der durch Kreuzkopfpfaffen- und Kurbelkreismitte gehenden Verbindungslinie ergeben sich nach Abb. 362 zu  $S_1 N_1$ ,  $S_2 N_2$  und  $S_3 N_3$ . Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  war  $31,73 \text{ }^1/\text{sek}$ , also  $\omega^2 = 1006,8$ . Somit sind die Fliehkräfte der drei Stangenabschnitte:

$$\begin{aligned} C_1 &= m_1 \cdot \omega^2 \cdot (N_1 S_1) = 3,62 \cdot 1006,8 \cdot 0,255 \cong 929 \text{ kg} \\ C_2 &= m_2 \cdot \omega^2 \cdot (N_2 S_2) = 2,55 \cdot 1006,8 \cdot 0,185 \cong 475 \text{ kg} \\ C_3 &= m_3 \cdot \omega^2 \cdot (N_3 S_3) = 5,25 \cdot 1006,8 \cdot 0,09 \cong 476 \text{ kg} \\ \Sigma C &= 1880 \text{ kg} \end{aligned}$$



Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 362 ergeben sich die Biegemomente

$$M_1 = 100 \cdot 665 = 66\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_2 = 100 \cdot 825 = 82\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_3 = 100 \cdot 630 = 63\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente  $W$  in den Punkten  $S_1$   $S_2$   $S_3$ .

$$W_1 = \frac{1179,7}{6,5} = 181,5 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{1521,6}{7} = 217,4 \text{ cm}^3$$

$$W_3 = \frac{1027,5}{6,25} = 164,4 \text{ cm}^3$$

Somit sind die Biegungsspannungen  $k_b$ :

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 366 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_2} = \frac{M_2}{W_2} = 379 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 383 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung  $k_{b_3}$  ist die Zugspannung  $k_z$  im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuzuaddieren; im Punkt  $S_3$  ist

$$k_z = \frac{31\,336}{(12,5 - 5,5) \cdot 7,5} = 597 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung  $383 + 597 = 980 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\mathcal{S} = \frac{2500}{980} = 2,55$  fach.

### B. Kuppelstangen.

Die größte Belastung einer Kuppelstange ergibt sich aus der Reibung zwischen Rad und Schiene. Wenn 16,8 t der Kuppelachsdruck und  $\frac{1}{3}$  die Reibungsziffer bei guter Besandung, so wird die Kuppelstangenkraft  $P_k' = 16\,800 \times \frac{1}{3} = 5\,600 \text{ kg}$ .

Hinter e Kuppelstange (Querschnitte in Abb. 363/364),  
 $l = 2700 \text{ mm}$ .

Schaftquerschnitte an den Enden gleich groß, und zwar

$$30 \times 60 + 70 \times 15 = 2850 \text{ qmm.}$$

Schaftquerschnitt etwa in der Mitte

$$= 50 \times 60 + 70 \times 15 = 4050 \text{ qmm.}$$

Trägheitsmoment etwa in der Mitte

$$J_x = \frac{6 \times 12^3 - 4,5 \cdot 7^3}{12} = 735,375 \text{ cm}^4$$

$$J_y = \frac{5 \times 6^3 + 7 \times 1,5^3}{12} = 91,97 \text{ cm}^4$$

a) Beanspruchung auf Zug und Druck (Abb. 364):

im kleinsten Querschnitt  $F = 28,5 \text{ qcm}$

ist die Beanspruchung  $k_z = \frac{P_k'}{F} \cong 547 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\mathcal{S} = \frac{2500}{k_z} = 4,57$  fach

β) Beanspruchung auf Knickung (Abb. 363):

$$J_x = 735,375 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 91,97 \text{ cm}^4$$

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_x}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 735,375}{72\,900} = 224\,017 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 91,97}{72\,900} = 28\,016 \text{ kg}$$

$$\epsilon_x = \frac{P_x}{P_{k'}} = \frac{224\,017}{15\,580} = 14,37 \text{ fach}$$

$$\epsilon_y = \frac{P_y}{P_{k'}} = \frac{28\,016}{15\,580} = 1,8 \text{ fach}$$

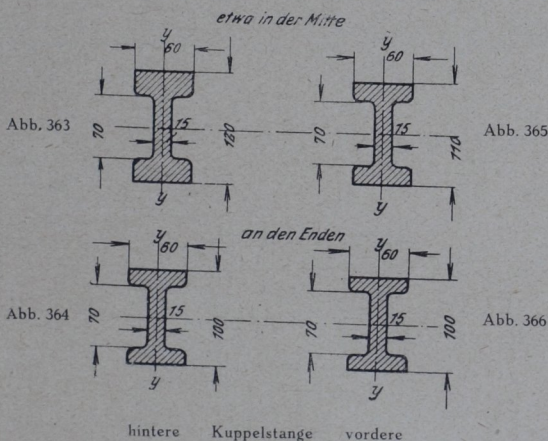


Abb. 363 366. Kuppelstangenquerschnitte (zu Abb. 358).

γ) Beanspruchung auf Biegung, infolge Peitschwirkung (Abb. 367).

Der Stangenschaft wird — der Form entsprechend — in drei Teile geteilt von 850, 500 und 860 mm Länge und die Gewichte  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  dieser drei einzelnen Teile ermittelt. Sie sind

$$G_1 = 23 \text{ kg} \quad G_2 = 16 \text{ kg} \quad G_3 = 23,5 \text{ kg}$$

Die Massen dieser Gewichte sind, da  $m = \frac{G}{g}$  und  $g = 9,81$

$$m_1 = 2,35 \quad m_2 = 1,62 \quad m_3 = 2,4$$

Es war  $\omega^2 = 1006,8$ , so daß  $r\omega^2 = 0,315 \times 1006,8 = 317 \text{ m/sek}^2$

Dies mit  $m$  multipliziert gibt die Kräfte auf Biegung:

$$C_1 = m_1 \cdot r\omega^2 = 745 \text{ kg}$$

$$C_2 = m_2 \cdot r\omega^2 = 514 \text{ kg}$$

$$C_3 = m_3 \cdot r\omega^2 = 760 \text{ kg}$$



Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 367 ergeben sich die Biegemomente

$$M_1 = 100 \cdot 590 = 59\,000 \text{ cmkg}$$

$$M_2 = 100 \cdot 835 = 83\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_3 = 100 \cdot 740 = 74\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente  $W$  in den Punkten  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$

$$W_1 = \frac{536,875}{5,5} = 97,614 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{735,375}{6} = 122,562 \text{ cm}^3$$

$$W_3 = \frac{536,875}{5,5} = 97,614 \text{ cm}^3$$

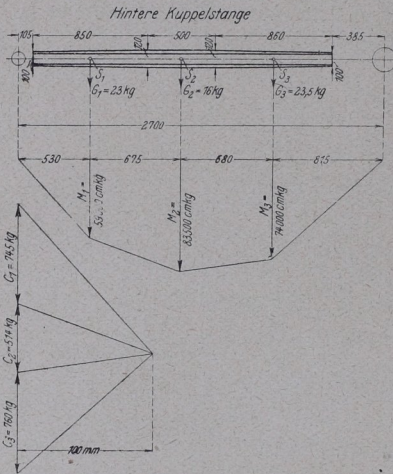


Abb. 367. Biegungsbeanspruchung der hinteren Kuppelstange (zu Abb. 358)

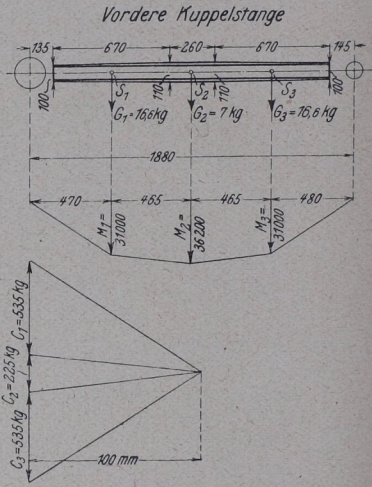


Abb. 368. Biegungsbeanspruchung der vorderen Kuppelstange (zu Abb. 358)

Somit sind die Biegungsspannungen  $k_b$ :

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 604 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{a_2} = \frac{M_2}{W_2} = 681 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 758 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung  $k_{b_3}$  ist die Zugspannung  $k_z$  im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuaddieren; im Punkt  $S_3$  ist

$$k_z = \frac{15\,880}{4 \cdot 6 + 7 \cdot 1,5} = 451 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung  $758 + 451 = 1209 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\sigma = \frac{2500}{1209} = 2,07$  fach.