

Beanspruchung durch den Betriebsdruck:

$$\sigma_z = \frac{D_h \cdot p}{2s} = \frac{45 \cdot 12}{2 \cdot 2,2} = 123 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Anschlußschrauben der Zylinderköpfe, Abb. 1757. Lochkreisdurchmesser geschätzt zu 570 mm. Schraubenzahl bei rund 120 mm Abstand: $z = \frac{\pi \cdot 57}{12} = 14,9$.

Gewählt 16 Schrauben. Kraft, die auf eine von ihnen entfällt, unter der ungünstigen Annahme, daß der volle Druck noch 10 mm tief in die Fuge eindringt, also auf einer Kreisfläche von $D' = 514$ mm Durchmesser wirkt:

$$Q = \frac{\pi (D')^2}{4} \cdot \frac{p}{z} = \frac{\pi \cdot 51,4^2}{4} \cdot \frac{12}{16} = 1560 \text{ kg.}$$

Bei sorgfältiger Herstellung reichen nach Abb. 378 bei $c = 0,045 \text{ } 1\frac{1}{8}''$ -Schrauben aus.

Flanschstärke $h = 1,5s = 1,5 \cdot 2,2 = 3,3$ cm. Gewählt 35 mm. Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot z \cdot Q \cdot a}{\pi D_a \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 16 \cdot 1560 \cdot 3,8}{\pi \cdot 49,4 \cdot 3,5^2} = 300 \text{ kg/cm}^2.$$

An den Enden ist der Laufzylinder auf Strecken von je 17 mm Länge kegelig erweitert. Im Scheitel münden zwei Leitungen, durch welche Öl unter Druck zugeführt wird.

Die beiden Zylinderköpfe tragen die Ein- und Auslaßzweibeln mit den zugehörigen Flanschen, ferner Stützen für die Steuerwellenlager und die wegen der Verbindungsstangen wiederum schräg nach oben angeordneten Indikatorbutzen; der hintere außerdem noch einen Fuß. Sie haben die gleiche Grundform, so daß ein und dasselbe Modell und dieselben Kernkästen benutzt werden können, werden aber rechts und links durch die verschiedenen Stützen und unterscheiden sich noch durch die Größe der Anschlußflansche. Die Ein- und Auslaßzweibeln sind senkrecht übereinander angeordnet, so daß sie leicht mit einer durchlaufenden Bohrspindel bearbeitet werden können, in Rücksicht auf welche die Aussparungen a in den Verbindungsschlitz zum Zylinder vorgesehen sind. Ihre Lage zur Zylindermitte ist wieder dadurch gegeben, daß die eben erwähnten Schlitz nicht in den Laufmantel einschneiden sollen. Für den Auslaßschlitz wird bei $v_{\max} = 40$ m/sek Dampfgeschwindigkeit:

$$f_a = \frac{F \cdot c_{\max}}{v_{\max}} = \frac{1512 \cdot 2,095}{40} = 79,2 \text{ cm}^2.$$

Die lichte Weite des Halses der Auspuffzweibel ergab sich bei der Durchbildung des Ventils, die in ganz ähnlicher Weise erfolgte, wie am Niederdruckzylinder beschrieben, zu 170 mm. Gibt man dem Schlitz die gleiche Länge, so wird die nötige Breite $\frac{79,2}{17} = 4,66 \text{ cm} \approx 45$ mm und die Entfernung der Zweibelmitte von der des Zylinders

$480 + 22,5 = 502,5$ mm. Die Lage des einen Flansches am vorderen Kopf ist durch den Anschluß am Rahmen gegeben, die des anderen so gewählt, daß er sich zur Beschränkung der Gußspannungen unabhängig von den Zweibeln ausbilden ließ. Dadurch greifen die Ventilköpfe weit über den Laufzylinder hinweg, auf den sie zweckmäßigerweise warm aufgezogen werden, wenn auch nur mit geringer Spannung, damit sich etwaige Verzerrungen der Köpfe beim Betriebe nicht störend bemerkbar machen. Der Fuß wurde durch Verlängerung des hinteren Flansches gebildet und leichter Bearbeitung wegen mit der Unterfläche der Auslaßzweibel und des Ausströmstutzens auf gleiche Höhe gelegt.

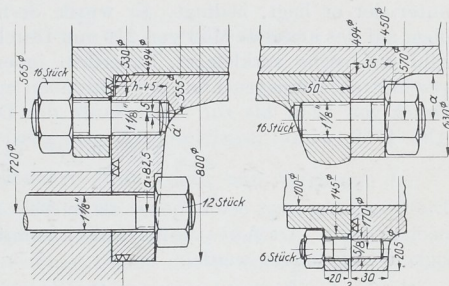


Abb. 1756 bis 1758. Flanschverbindungen am Zylinder Abb. 1755. M. 1:5. Abb. 1756. Anschluß am Rahmen und Verschraubung des vorderen Deckels. Abb. 1757. Verschraubung der Köpfe mit dem Laufzylinder. Abb. 1758. Anschluß des Zuleitungsrohres.