

= 320 at beansprucht, wird bei der gleichen zulässigen Anstrengung, wie oben:

$$\frac{k_z}{q} = \frac{1500}{320} = 4,69; \quad \frac{r_{a2}}{r_{i1}} = 1,262; \quad r_{a2} = 1,262 \cdot 20,8 = 26,3 \text{ cm.}$$

Der Zylinder Huberscher Bauart fällt demnach wesentlich leichter als der vollwandige aus; er verlangt in den zylindrischen Wandungen nur 57% des Werkstoffes, den jener benötigt.

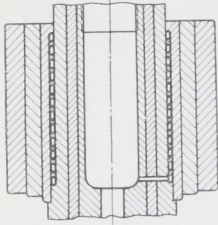


Abb. 1717. Preßzylinder mit abgestuften Druckflächen nach Huber.

Ein anderer Vorschlag Hubers geht dahin, nicht den Druck, sondern die Druckflächen abzustufen, indem man den vollen Innendruck p_i in einem geschlossenen Spiralrohr wirken läßt, das in dem Spalt zwischen den beiden Zylindern allseitig eingebettet liegt. Vgl. Abb. 1717, die einen Zylinder für sehr hohe Drucke darstellt, an dem Huber das Spiralrohr zusammen mit der Verstärkung durch Schrumpfringe verwandt hat. Die Spannungsverteilung ist, wenigstens in einiger Entfernung von dem Rohr, eine ähnliche wie oben. Der Vorteil der beiden eben beschriebenen Bauarten ist, daß die Spannungen, die beim Betrieb durch den Druck in dem Raum zwischen Zylinder und Mantel oder im

Spiralrohr erzeugt werden, bei der Entlastung wieder verschwinden, während die folgenden Verstärkungsverfahren Spannungen im entlasteten Zustande bedingen.

b) Verstärkung durch Aufschrumpfen von Mänteln oder Ringen.

Die am häufigsten ausgeführte Verstärkung von Preßzylindern ist die durch Aufschrumpfen von Mänteln oder Ringen. Diese erhalten einen Innendurchmesser, der um das Schrumpfmaß z kleiner als der Außendurchmesser des Zylinders ist, werden warm übergeschoben und kommen infolge der Zusammenziehung bei der Abkühlung unter tangentiale Zugspannungen. Im

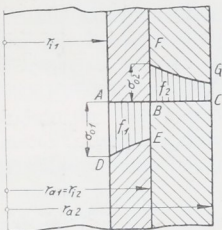


Abb. 1718. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im unbelasteten Zustand.

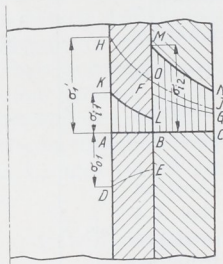


Abb. 1719. Durch einen Schrumpfring verstärkter Zylinder. Spannungsverteilung im Betriebszustand.

inneren Zylinder, der nun ähnlich wie oben besprochen, äußerem Druck unterliegt, entstehen Druckspannungen, die während der Ruhe dauernd vorhanden sind, beim Betrieb jedoch erst durch den Druck des Preßmittels überwunden werden müssen, ehe Zugspannungen auftreten können.

Bei der Ermittlung der Wandstärken bietet das im folgenden beschriebene zeichnerisch-rechnerische Verfahren gegenüber rein rechnerischer Behandlung den Vorzug größerer Anschaulichkeit.

Abb. 1718 zeigt in den Linien DE und FG die Verteilung der durch den Schrumpfdruck erzeugten tangentialen Anstrengungen. σ_{o1} sei die größte auf Druck an der Innenfläche des Zylinders, σ_{o2} diejenige auf Zug an der Innenfläche des Mantels. Die Flächen f_1 und f_2 , welche die Anstrengungslinien mit der Grundlinie AC einschließen, sind annähernd gleich groß — nur annähernd, weil die benutzten Formeln nicht die entstehenden Tangentialspannungen, sondern die Anstrengungen angeben, die infolge der Quersammenziehung durch die Radial- und Längsspannungen in den Wandungen beeinflusst werden.

Wird nun der Zylinder dem von innen her wirkenden Betriebsdruck p_i ausgesetzt, so dürfen die beiden Wandungen als ein Ganzes aufgefaßt werden. Nach der Formel (481a) berechnet, würde p_i Anstrengungen entsprechend der strichpunktierten Linie HJ , Abb. 1719, mit einem Größtwert σ'_1 an der Zylinderinnenfläche bedingen, die nun aber