

Deckelschrauben wirken, 5 mm, wenn man den Lochkreisdurchmesser wie am hinteren Deckel nach S. 250 zu 565 mm wählt. Läßt man eine Beanspruchung von $k_b = 250 \text{ kg/cm}^2$ zu, so folgt die Flanschhöhe h aus:

$$h^2 = \frac{6(P_h \cdot a + P' \cdot a')}{\pi \cdot D' \cdot k_b} = \frac{6(16900 \cdot 8,25 + 2265 \cdot 0,5)}{\pi \cdot 55,5 \cdot 250} = 19,3; \quad h = 4,4 \text{ cm.} \quad \text{Ausgeführt 45 mm.}$$

Zur Befestigung des Deckels wurden Stift-, zum Anschluß am Rahmen Durchsteck-schrauben genommen. Für die letzteren reichen 12 Stück $1\frac{1}{8}''$ -Schrauben aus, die durch je:

$$Q = \frac{16900}{12} \approx 1410 \text{ kg} \quad \text{oder} \quad \sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1410}{4,5} = 314 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht sind.

B. Zylinder an Verbrennungsmaschinen.

1. Allgemeine Gesichtspunkte, insbesondere Entstehung und Wirkung der Wärmespannungen.

Die Gestaltung von Zylindern für Verbrennungsmaschinen muß vor allem auf die schwierigen Betriebsbedingungen, gekennzeichnet durch die beträchtlichen Betriebsdrücke bei hohen Wärmegraden, Rücksicht nehmen. Die Drucke erreichen bei Verpuffungsmaschinen normalerweise 25 at (vgl. S. 552), werden aber durch Frühzündungen nicht selten um 50—80% erhöht, wenn das Gemisch nach Abb. 1759 schon während des Verdichtungshubes etwa durch glühende Rückstände entzündet wird. Die vorzeitig im Punkt *A*, statt in *B* einsetzende Verbrennung läßt den Druck rasch auf *C* und damit auch die Verdichtungs-endspannung auf *D* unter starker Überlastung des Zylinders, des Kolbens, der Deckel und des Triebwerks steigen. Bei Maschinen mit Selbstzündung beträgt der Verbrennungsdruck gewöhnlich 35 bis 40 at; auch er kann bei undichter Einspritzvorrichtung durch vorzeitige Verbrennung erheblich gesteigert werden.

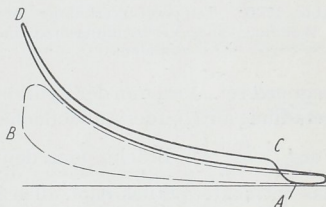


Abb. 1759. Drucksteigerung in einer Viertaktverbrennungsmaschine infolge Frühzündung im Punkte *A*.

Die hohen Temperaturen der verbrennenden Gase, die 1600 und mehr Grad erreichen, verlangen eine kräftige Kühlung des Zylinders, die sich auch auf die gesamte Fläche, die der Kolben bestreicht, erstrecken soll, weil sonst ungleichmäßige Erweiterungen des Zylinders und Undichtheiten entstehen und weil es auch gilt, den Kolben zu kühlen. Die Kühlung bedingt aber ein starkes Wärmegefälle und damit beträchtliche Wärmespannungen in den Wandungen. Solche sind schon in einem Zylinder einfachster Form unvermeidlich. Sie bestehen aus Beanspruchungen auf Druck in den inneren und auf Zug in den äußeren Schichten der Wandung und treten sowohl als Längsspannungen, parallel zur Zylinderachse, wie als Ringspannungen in tangentialer Richtung auf.

Die Außenfläche der Zylinderwand ist, wenn die Maschine bei einer bestimmten Leistung in den Beharrungszustand gekommen ist, der stets gleichen Kühlwassertemperatur, ihre Innenfläche dagegen den bei jedem Arbeitsspiel in weiten Grenzen wechselnden Temperaturen der Verbrennungsgase ausgesetzt. Die letzteren erzeugen Temperaturschwankungen in den innersten Wandungsschichten, die sich aber wegen der schlechteren Wärmeleitung zwischen dem Gas und der Wandung in viel engeren Grenzen bewegen und nur bis zu geringer Tiefe dringen. Eichelberg [XXIII, 5] ermittelte an einem Zweitakt-dieselmotorenzylinder, daß die Temperatur der Gase zwischen 100 und 1600° lag und im Mittel 560° betrug, daß die Wandungstemperatur dagegen nur um +14 und -8° von der mittleren (205°) abwich, und daß diese Schwankungen etwa 5 mm tief reichten. In Abb. 1760, wo die Temperaturen in den einzelnen Schichten senkrecht zur Linie *AB*