Durch Addition der Formeln folgt

$$s = \sqrt{\frac{\varphi_6 \cdot p_{ü} \cdot r_a^2 + \varphi_2 P}{k}}, \tag{266}$$

zur Ermittlung der Scheibenstärke s, wenn die zulässige Beanspruchung k angenommen wird.

Damit die bei der Ableitung vorausgesetzte Einspannung der Stirnwände vorhanden ist, müssen Nabe und Kranz genügend kräftig gehalten werden. Pfleiderer gibt in der Beziehung an, daß der mittlere Außendurchmesser der Nabe d_n mindestens das 1,6fache der Bohrung und daß der durch die Kolbenringnuten nicht geschwächte Teil des Kranzes mindestens das 0,8fache der Scheibenstärke s sein soll. Als zulässige Werte für k gelten bei Gußeisen 250 bis 300 kg/cm², bei Stahlguß 400 bis 600 kg/cm². An Lokomotivkolben aus geschmiedetem Stahl finden sich nach der Zusammenstellung 110, Seite 560 lfde. Nr. 12 und 13 Werte von 1600 und 2140 kg/cm².

b) Einwandige Kolben mit kegeligen Flächen.

An ihnen treten die Biegemomente zurück; die Spannungen gehen um so mehr in solche längs der Mantellinien und in tangentiale Ringspannungen über, je steiler die Kegelflächen sind. Je nach der Richtung der äußeren Kräfte, insbesondere des Betriebsdruckes, nehmen sie den Kegel auf Zug oder Druck in Anspruch. An sehr flachen Kolben pflegt man die Beanspruchung nach den vorstehend angeführten Formeln zu ermitteln, indem man sich die einzelnen Ringe, in die sich der Kolbenkörper zerlegen läßt, parallel zur Achse verschoben denkt, bis ihre Mitten eine Ebene bilden. Bei steilen Kolben würde diese Art der Berechnung mit erheblichen Überschätzungen der Beanspruchung verbunden sein; sie kann höchstens zur Ermittlung eines oberen Grenzwertes dienen. Einen unteren, bei steilen Flächen der Wirklichkeit näherliegenden Grenzwert findet man unter Vernachlässigung der Biegemomente und der Versteifung des Kolbens durch den Kranz, wenn man die Spannungen in Richtung der Mantellinien und die tangentialen Ringspannungen nach Reymann [XI, 6] wie folgt ermittelt. Aus dem Kolbenkörper, Abb. 994, der den Neigungswinkel φ und eine Wandstärke s habe, sei ein Element in der Entfernung x von der Kolbenmittellinie durch zwei Meridianschnitte unter dem Winkel $d\omega$ und durch zwei konzentrische Ringflächen im Abstande de, längs der Kegelseite gemessen, herausgeschnitten. Auf dasselbe übt das Betriebmittel einen Druck $p_{ü} \cdot de \cdot x \cdot d\omega$ senkrecht zur Kegeloberfläche aus, der in der Abb. 994 von innen her wirkend angenommen und dabei positiv gesetzt ist. Im Falle einer doppeltwirkenden Maschine wechselt die Richtung des Betriebsdruckes; dementsprechend wurde in den folgenden Formeln $\pm\, p_{ü}$ eingeführt.

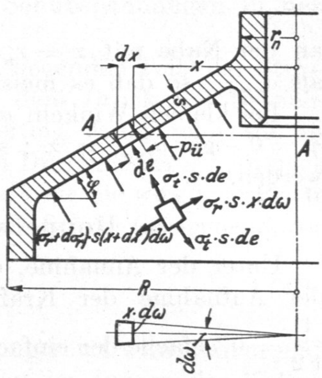

Abb. 994. Zur Berechnung kegeliger Kolben.

Der genannten Kraft wird das Gleichgewicht gehalten durch Spannungen an den vier Schnittflächen, die an den Meridianflächen mit σ_t, an der nach der Nabe zu gelegenen mit σ_r bezeichnet seien. An der Gegenfläche ist sie um $d\sigma_r$ größer, beträgt also $\sigma_r + d\sigma_r$. Die dadurch an dem Körperelement bedingten Kräfte sind in der Abbildung eingetragen. Bei der Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen ist zu beachten, daß die Tangentialkräfte $\sigma_t \cdot s \cdot de$ in der Ringebene AA liegen, gegen die Mantellinie also um den Winkel φ geneigt sind. Längs der Meridianlinie und senkrecht dazu lauten nun die Bedingungen:

$$(\sigma_r + d\,\sigma_r) \cdot s \cdot (x + dx)\, d\omega - \sigma_r \cdot s \cdot x \cdot d\omega - 2\,\sigma_t \cdot s \cdot de \cdot \sin\frac{d\omega}{2} \cos\varphi = 0$$

oder

$$\text{I.}\quad d(\sigma_r \cdot x) = \sigma_t \cdot de \cdot \cos\varphi = \sigma_t \cdot dx$$