Aus 1) und 4a) folgt nunmehr:

$$\frac{c_e^2}{2g} = \frac{H - \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g}}{\frac{\sin^2\alpha}{a^2}(1+\varphi_3 - a^2) + (1+\varphi_1+\varphi_2)} = \frac{H - \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g}}{b} \quad . \quad 5)$$

Für Achsialturbinen würde $v_e = v_a$, also einfach

$$\frac{c_e^2}{2g} = \frac{H}{b} = \text{Konst.}\,.\,H \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5a)$$

Folgende hydraulische Verluste sollen nunmehr, vom Oberwassergraben bis Unterwasserspiegel, bei der Be-

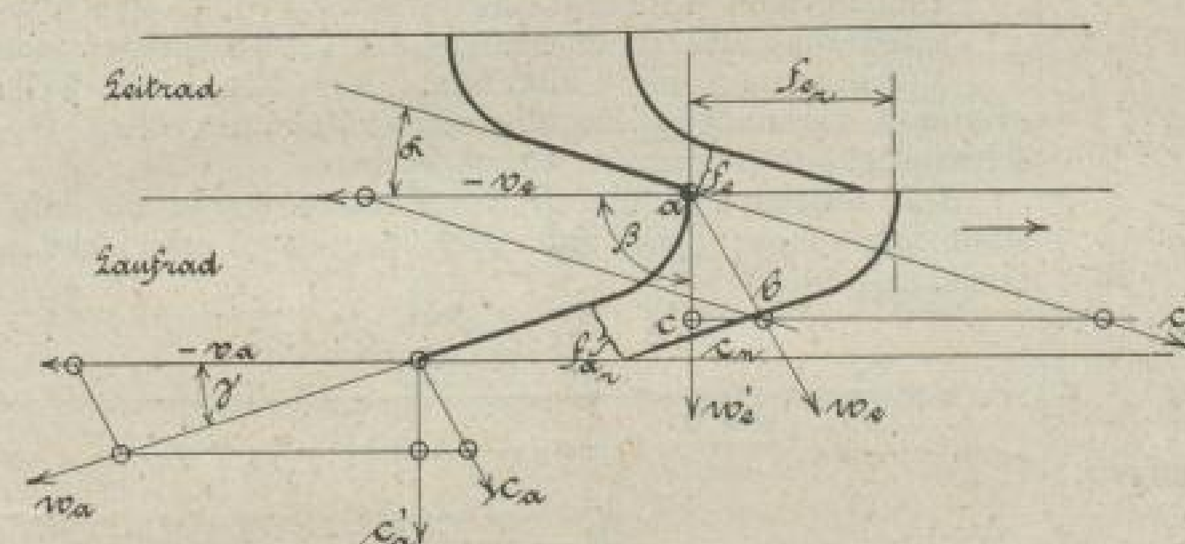

Fig. 1.

wegung des Wassers in Rechnung gezogen werden (von den mechanischen Verlusten sei ganz abgesehen):

1) $\frac{(\varphi_1 + \varphi_2)\, c_e^2}{2g}$

2) $\frac{\varphi_3\, w_a^2}{2g} = \varrho_3 H$

3) Stossverlust beim Eintritt des Wassers in das Laufrad $= \frac{c_n^2}{2g}$, soweit derselbe nicht bereits in $\varphi_2 \frac{c_e^2}{2g}$ enthalten ist.

In Fig. 1 ist $w_e = \overline{ab}$ die aus v_e und c_e konstruierte Relativgeschwindigkeit des Wassers; für die relative Bewegung durch das — feststehend gedachte — Laufrad kann aber nur die Projektion von w_e auf die Laufradrichtung, d. h. w_e' ausgenutzt werden. Da nun im Dreieck $(a\,b\,c)$: $(\overline{b\,c})^2 = (\overline{a\,b})^2 - (\overline{a\,c})^2$ ist, so bedeutet

$$\frac{c_n^2}{2g} = \frac{(\overline{b\,c})^2}{2g}$$

den durch Stoss zerstörten Teil der Geschwindigkeitshöhe des Wassers am Eintritt in das Laufrad.

4) Verlust durch die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers: $\frac{c_a^2}{2g}$.

Die Summe aller dieser Verluste „ΣV" ist von H abzuziehen; der Rest, als Bruchteil von H ausgedrückt, ergibt den hydraulischen Wirkungsgrad η_h der Turbine.

Bezeichne ich die in einem beliebigen Falle von der Turbine geschluckte Wassermenge allgemein mit Q, im Gegensatz zu der Wassermasse Q_0, welche für den normalen Gang vorausgesetzt ist, so ergibt

$$N_h = \frac{1000\, \eta_h\, Q\, H}{75}$$

die Leistung der Turbine in PS.

Das von der Turbine geleistete Drehmoment ergibt sich zu

$$M_d = 716{,}2\, \frac{N_h}{n} \text{ mkg}$$

oder, wenn D_e der Durchmesser des Laufrades am Eintritt ist:

$$M_d = \frac{716{,}2\, N_h\, D_e\, \pi}{60\, v_e}.$$

Um die Uebersichtlichkeit der folgenden Rechnungen nicht allzu sehr zu erschweren, sind bei der Ermittelung von η_h kleine Verluste unberücksichtigt gelassen, die bei einer genaueren Berechnung in Betracht zu ziehen wären. So wurde der Spalt zwischen Lauf- und Leitrad als unendlich schmal angenommen, und der durch Ausspritzen des Wassers aus demselben entstehende Verlust an Wassermenge vernachlässigt; desgleichen ist auf den Stoss des Wassers infolge der Schaufelköpfe keine besondere Rücksicht genommen. Diese Vernachlässigung erscheint aber gerechtfertigt im Hinblick auf die oben bereits erwähnte Unsicherheit der eingeführten Koeffizienten überhaupt, deren Grösse hier als ganz unmassgeblich angenommen werden soll; allenfalls wäre nur zum Schluss das errechnete η_h entsprechend zu korrigieren. Weiterhin ist angenommen worden, dass die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a zugleich die Geschwindigkeit im Saugrohre darstellt, und nach dessen unterem Ende hin dieselbe bleibt. Bekanntlich lässt sich dieser Verlust $\frac{c_a^2}{2g}$ aber zum Teil noch dadurch wieder gewinnen, dass man das Saugrohr nach unten erweitert und dadurch die Geschwindigkeit des Wassers im Saugrohr nach unten hin verkleinert; denn nur die am Austritt des Saugrohres herrschende Geschwindigkeitshöhe ist für die Turbine verloren.

Als Beispiel, an welchem die Rechnungen durchgeführt sind, wurde eine Francis-Turbine gewählt, welche für $H = 3{,}24$ m und $Q_0 = 2{,}58$ cbm/Sek. thatsächlich aus-

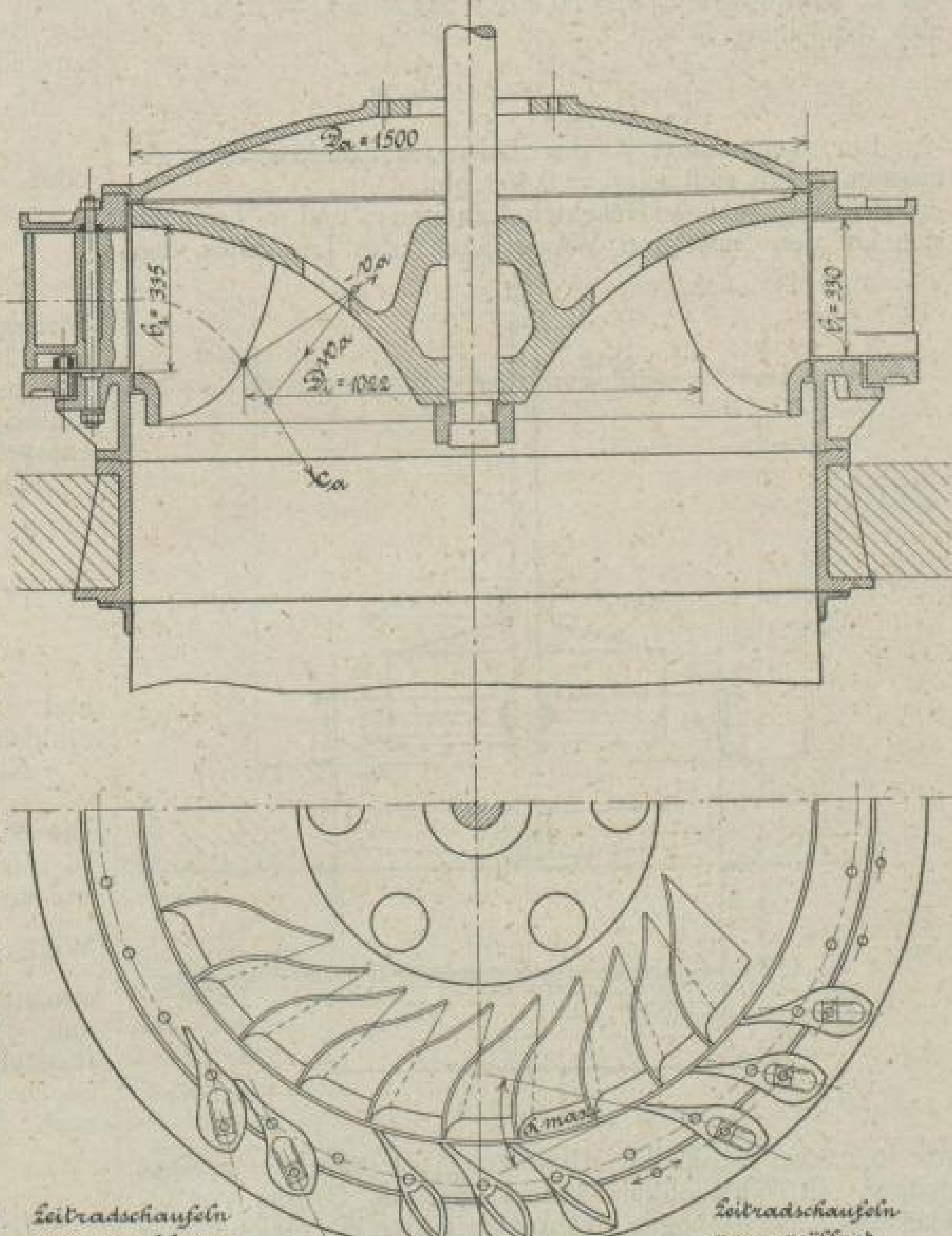

Fig. 2.